

Dampferzeugeroptimierung zur Abwärmenutzung mittels Dampfkraftprozess an mobilen Verbrennungsmotoren

vorgelegt von
Herrn Dipl.-Ing.
Karl Stinner
geb. in Osnabrück

von der Fakultät III - Prozesswissenschaften
der Technischen Universität Berlin
zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften
- Dr.-Ing. -
genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss

Vorsitzender: Prof. Dr. rer. pol. Georg Erdmann

Erstgutachter: Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler

Zweitgutachterin: Prof. Dr.-Ing. habil. Petra Bittrich

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 15.09.2017

Berlin 2018

Eidesstattliche Erklärung

Ich versichere an Eides statt die selbständige und eigenhändige Anfertigung der Arbeit.

Berlin, den 3. April 2018

Karl Stinner

Danksagung

Die Basis für die vorliegende Arbeit wurde während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Forschungsprojekt “Abwärmenutzung an großen Dieselmotoren - Entwicklung einer modularisierten Anlage” gefördert durch das Bundesministerium für Bildung und Forschung gelegt. Unter der Leitung von Frau Prof. Dr.-Ing. Petra Bittrich, Fachbereich Ingenieurwissenschaften der Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin (HTW-Berlin), waren ebenfalls Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler, Institut für Energietechnik der Technischen Universität Berlin (TU-Berlin) und die Amovis GmbH (seit 2015 Mahle Amovis GmbH) an dem Forschungsprojekt beteiligt.

Mein aufrichtiger Dank gilt meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler und Prof. Dr.-Ing. Petra Bittrich für die wissenschaftliche Betreuung der Arbeit und die zahlreichen kritischen Diskussionen, welche diese Arbeit erst ermöglicht haben. Prof. Dr.-Ing. Felix Ziegler danke ich zudem besonders für die offenen Türen an seinem Institut, die kritische Durchsicht und die offene und dadurch nachhaltige Wissensvermittlung. Prof. Dr.-Ing. Petra Bittrich danke ich für das Vertrauen und die Freiräume in der Gestaltung des Forschungsprojektes “Abwärmenutzung an großen Dieselmotoren - Entwicklung einer modularisierten Anlage”.

Beiträge zu dieser Arbeit lieferten die Abschlussarbeiten von Peter Sydow und Etienne Akukwe, denen ich für die gute Zusammenarbeit danken möchte. Mein besonderer Dank gilt zudem meinen Kollegen bei der Amovis GmbH, welche mir immer mit Rat und Tat zur Seite standen. Die fachliche Unterstützung der Amovis GmbH und die freundschaftliche Atmosphäre haben entscheidend zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen.

Für ihre Unterstützung danke ich meinen Eltern Anne und Andreas Stinner. In ganz besonderer Weise danke ich meiner Frau Anna Heinrich, ohne ihr Verständnis und ihren Rückhalt hätte ich nicht die Kraft und Zeit für diese Arbeit gefunden.

Berlin, im März 2017.

Karl Stinner

Kurzfassung

Die im Kraftstoff gespeicherte Energie wird auch bei modernsten Verbrennungsmotoren nur zu ungefähr 30% in mechanische Antriebsleistung umgewandelt. Der größere Teil geht als Abwärme an die Umgebung verloren. Der daraus resultierende mittlere Wirkungsgrad des Pkw-Verbrennungsmotors kann jedoch durch teilweise Umwandlung der thermischen Energie erhöht werden.

Hierzu kann die im Abgas verbleibende thermische Energie durch eine Abwärmenutzung (AWN) mittels Dampfkraftprozess in mechanische Energie umgewandelt und so Kraftstoff eingespart und Abgasemissionen reduziert werden. Neben der Expansionsmaschine ist der Dampferzeuger als Schnittstelle zwischen Wärmequelle und AWN die wichtigste Komponente im Kreisprozess des AWN-Systems.

In der vorliegenden Arbeit wird der Dampferzeuger dieses AWN-Systems genauer untersucht und ein Verfahren zur thermohydraulischen Optimierung des Dampferzeugers vorgestellt. Für die in dieser Optimierung integrierte detaillierte Geometrieauslegung, die eine Bewertung der Dampferzeugerfertigung und speziell der Serienfertigung ermöglichen soll, wird eine Geometrievariation für einen vorgegebenen Bauraum für die drei Dampferzeugertypen Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Kreuzstromplatte durchgeführt. Die von den jeweiligen Geometrien abhängigen Dampferzeugereigenschaften, wie z. B. übertragene Leistung, Druckverlust sowie Temperatur- und Druckverlauf, werden für einen Mittel- und einen Hochlastpunkt bestimmt.

Die Dampferzeugeroptimierung erfolgt dann mittels einer multikriteriellen Optimierung und gewichteten Kriterien. Optimierungskriterien sind die übertragene thermische Leistung, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht. Für die Bestimmung der Dampferzeugereigenschaften und Bewertungsgrößen wird der aktuelle Stand der Forschung und Technik bezüglich der Korrelationsgleichungen für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms und des Druckverlustes für den Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger diskutiert und entsprechende Gleichungen ausgewählt. Diese Berechnungsgleichungen werden

in einem Zellenmodell und der zugehörigen Bilanzierung angewendet. In einem abschließenden Optimierungsschritt werden mit Hilfe einer quasistationären Simulation die Dampferzeuereigenschaften auch im Referenzfahrzyklus bestimmt und die Optimierung ebenfalls auf diese Eigenschaften angewendet.

Das Ergebnis der Dampferzeugeroptimierung ist, dass es mehrere lokale Optima gibt, welche sich deutlich in der Geometrie unterscheiden. Die Dampferzeuger dieser Optima sind entweder Rohrbündel oder Kreuzstromplatten und liegen innerhalb der besten 5%. Sortiert man die Dampferzeuger entsprechend der Optimierungsergebnisse ergibt sich ein flaches Optimum. Die optimierten Rippenrohrbündeldampferzeuger sind nicht optimal. Sie übertragen bei vergleichbarem abgasseitigen Druckverlust 12% bis 14% weniger thermische Energie im Referenzfahrzyklus. Zusätzlich gilt für alle Geometrietypen, dass die Generalisten die Optimierungskriterien besser erfüllen als die auf ein Optimierungskriterium spezialisierten Dampferzeuger (Spezialisten).

Aufgrund des flachen Optimums ist keine erneute Optimierung des Dampferzeugers bei Unsicherheiten in der Vorgabe der Betriebsbedingungen (Temperatur, Druck, Massenstrom des Motorabgases und des Arbeitsmediums), des Bauraums oder des Referenzfahrzyklus notwendig. Auch moderate Abweichungen in den Gewichtungskoeffizienten erfordern keine Neuauslegung.

Mit Hilfe von Validierungsversuchen an einem speziell für die Dampferzeugervermessung aufgebauten Versuchsstand und Messungen im Strömungskanal an variierten Dampferzeugerteilmodellen werden die Berechnungsgleichungen des Optimierungsverfahrens auf ihre Gültigkeits- und Genauigkeitsgrenzen untersucht. Die Berechnungsungenauigkeit der übertragenen thermischen Leistung, dem wichtigsten Optimierungskriterium, ist $\pm 15\%$. Im relevanten Motorkennfeldbereich reduziert sich die Ungenauigkeit auf $\pm 5\%$. Der abgasseitige Druckverlust, das zweitwichtigste Optimierungskriterium, wird mit einer Ungenauigkeit von $\pm 35\%$ berechnet.

Das vorgestellte Dampferzeugeroptimierungsverfahren ermöglicht somit die Auswahl eines Dampferzeugers für die AWN mittels Dampfkraftprozess in unterschiedlichen Fahrzeugen für verschiedene Referenzfahrzyklen. In Kombination mit einer Optimierung der restlichen Einzelkomponenten des AWN-Systems wird somit eine Effizienzsteigerung des Gesamtsystems Fahrzeug ermöglicht.

Abstract

Even the most modern combustion engines only transform around 30% of the energy stored in fuel into mechanical drive power. The greater part is lost to the environment in the form of exhaust heat. However, the average efficiency of the car combustion engine can be increased by partial transformation of this thermal energy.

To achieve this, the residual thermal energy in the exhaust can be transformed into mechanical energy using a waste heat recovery (WHR) unit powered by steam; this saves fuel and reduces exhaust emissions. The steam generator acts as the interface between the heat source and the WHR and can thus be considered to be, alongside the expansion engine, the most important component in the WHR system.

In this thesis, the steam generator for the WHR system is studied in detail, and a procedure is proposed for its thermo-hydraulic optimisation. The optimisation process integrates a detailed geometrical configuration, intended to facilitate evaluation of steam generator manufacture, and in particular batch production. To this end, geometrical variants are evaluated within a specified construction space for three types of steam generator: tube bundle, finned tube bundle and cross-flow plate. Geometry-dependent steam generator characteristics, such as transferred power, pressure loss, temperature gradient and pressure gradient, are determined for average- and high-load points.

The steam generator is then optimised using multicriteria optimisation and weighted criteria. The optimisation criteria are: the transferred thermal power, the exhaust pressure loss, and the weight of the steam generator. Towards subsequent determination of the steam generator characteristics and evaluation variables, a discussion follows of the current state of the art and latest research relating to correlation equations that can be used to calculate the transferred heat flow and pressure loss for the three steam generators - tube bundle, finned tube bundle and cross-flow plate; corresponding equations are then chosen. These formulae are applied to a cellular model and the associated equivalences. In a subsequent optimisation stage, steam generator characteristics are determined for the reference driving cycle with

the aid of a quasi-stationary simulation; the optimisation is then applied to these characteristics.

The results of this steam generator optimisation reveal that there are several local optima, which differ significantly in terms of geometry. The steam generators yielding these optima are either tube bundle or cross-flow plate; the optima are within the top 5%. Sorting the steam generators according to the results of the optimisation yields a broad optimum. The optimised finned tube bundle steam generators are not optimal: for comparable exhaust gas pressure loss in the reference driving cycle, they transfer between 12% and 14% less thermal energy. For all geometry types, it furthermore holds that the generalists fulfil the optimisation criteria better than steam generators specialised to a single optimisation criterion (specialists).

Due to the broad optimum, it is not necessary to re-optimize the steam generator when there are uncertainties in the specified operating conditions (temperature, pressure, engine exhaust mass flow, working medium), construction space or reference driving cycle. Moderate deviations in the weight coefficients likewise do not necessitate reconfiguration.

By means of validation trials on a test stand specially constructed for steam generator measurements, along with flow channel measurements for various steam generator partial models, the formulae for the optimisation process were studied in terms of their validity and accuracy. The most important optimisation criterion is the transferred thermal power, and this is calculated to an accuracy of $\pm 15\%$. In the relevant engine range, the accuracy improves to $\pm 5\%$. The second most important optimisation criterion is the exhaust gas pressure loss, and this is calculated to an accuracy of $\pm 35\%$.

The proposed steam generator optimisation process thus facilitates the choice of a steam generator for a steam-powered WHR unit in diverse vehicles and for various reference driving cycles. Consequently, and in conjunction with optimisation of the remaining individual components of the WHR system, the efficiency of the entire vehicle system can be increased.

Inhalt

Abbildungsverzeichnis	XV
Tabellenverzeichnis	XXXI
Abkürzungen, Symbole und Indizes	XXXIX
1 Einleitung	1
1.1 Aufgabenstellung und Zielsetzung	4
1.2 Struktur der Arbeit	5
2 Grundlagen und Stand der Technik der Dampferzeugerauslegung zur AWN mittels Dampfkraftprozess	7
2.1 Verbrennungsmotor	7
2.2 AWN mittels Dampfkraftprozess	10
2.3 Dampferzeugerberechnung / Grundsätze zur Bilanzierung	23
2.3.1 Wärmeübertragung	34
2.3.2 Druckverlust	58
2.3.3 Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten	75
3 Methodik der Simulation	81
3.1 Basissimulation	81
3.2 Geometrievariation	83
3.3 Betriebspunktvariation	84
4 Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers	87
4.1 Randbedingungen und Zielvorgaben	87
4.1.1 Randbedingungen der charakteristischen Betriebspunkte	88
4.1.2 Randbedingungen im Zyklus	98
4.2 Rohrbündeldampferzeuger	101
4.2.1 Geometrievariation	105
4.2.2 Berechnung und Vorauswahl	112

4.2.3	Optimierung	128
4.2.4	Erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen	160
4.3	Rippenrohrbündeldampferzeuger	172
4.3.1	Geometrievariation	173
4.3.2	Optimierung	174
4.3.3	Erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen	179
4.4	Kreuzstromplattendampferzeuger	189
4.4.1	Geometrievariation	189
4.4.2	Optimierung	192
4.5	Gegenüberstellung der Optimierung des Rohrbündel-, des Rippenrohrbündel- und des Kreuzstromplattendampferzeugers (<i>RB-Eth</i> , <i>RRB-Eth</i> und <i>KSPL-Eth</i>)	196
4.6	Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen aller drei Dampferzeugertypen	202
4.7	Bewertung der Modellansätze und Simulationsannahmen sowie Kontrollrechnungen	203
4.7.1	Variation der Berechnungsvorschrift des hydraulischen Durchmessers	204
4.7.2	Einfluss des Beschleunigungsdruckverlustes	207
4.7.3	Variation der Korrelationsgleichungen für den Widerstandsbeiwert bei nicht glatten Rohren und Kanälen	212
4.7.4	Einfluss der Wandtemperaturberechnung	215
4.7.5	Einfluss der Trägheiten bzw. des Wärmespeichervermögens des Dampferzeugers im Fahrzyklus	216
4.7.6	Einfluss der Wärmeleitung längs zur Strömungsrichtung	220
4.7.7	Einfluss der Rechnung mit halbierten bzw. gedrittelten Rohren	222
4.8	Zusammenfassung	225
5	Experimentelle Untersuchungen	231
5.1	Dampferzeugerversuchsstand	231
5.1.1	Aufbau	233
5.1.2	Versuchsobjekt und -programm	238
5.2	Druckverlustversuchsstand / Strömungskanal	241
5.2.1	Aufbau	242
5.2.2	Versuchsobjekt und -programm für die Rohrbündelgeometrien	244
5.2.3	Versuchsobjekt und -programm für die Wirbelzellen	250
5.3	Messtechnik	251

6	Vergleich zwischen Simulation und Messung	261
6.1	Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i>	261
6.1.1	Arbeitsmedienmassenstrom / Wärmestrom	263
6.1.2	Arbeitsmedienseitiger Druckverlust	267
6.1.3	Abgasaustrittstemperatur / Wärmestrom	271
6.1.4	Abgasseitiger Druckverlust	276
6.1.5	Motorrelevante Betriebspunkte	282
6.2	Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-II</i>	285
6.2.1	Arbeitsmedienmassenstrom / Wärmestrom	285
6.2.2	Arbeitsmedienseitiger Druckverlust	287
6.2.3	Abgasaustrittstemperatur / Wärmestrom	291
6.2.4	Abgasseitiger Druckverlust	293
6.3	Druckverlust in einem Rohrbündel	298
6.3.1	Versetzte Rohranordnung	303
6.3.2	Fluchtende Rohranordnung	321
6.3.3	Vergleichsrohrbündel	323
6.4	Druckverlust in einer Wirbelzelle	329
7	Zusammenfassung und Ausblick	335
	Literaturverzeichnis	345
A	Anhang	361
A.1	Prinzipskizzen der in dieser Arbeit untersuchten Dampferzeugertypen	361
A.2	Leistungsspanne eines Abwärmenutzungsdampferzeugers im Pkw . .	365
A.3	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten	366
A.4	Bedienoberfläche der Auslegungs- und Optimierungssoftware <i>HED</i> .	370
A.5	Struktogramm der Dampferzeugerauslegung <i>HED</i>	372
A.6	Motorkennfelddaten des Auslegungsfahrzeuges	373
A.7	Abgaszusammensetzung des Auslegungsfahrzeuges	375
A.8	Common ARTEMIS driving cycle	379
A.9	Geometrie Größen und -variationen der Dampferzeugerauslegung . . .	380
A.10	Korrelationsgleichungen für die Dampferzeugerauslegung	381
A.11	Dampferzeugerauslegungs- und Optimierungsergebnisse	384
A.11.1	Rohrbündeldampferzeuger	384
A.11.2	Rippenrohrbündeldampferzeuger	411
A.11.3	Kreuzstromplattendampferzeuger	440
A.11.4	Modellansätze, Simulationsannahmen und Kontrollrechnungen	456

A.12 Abgasdurchströmung der drei Dampferzeuger <i>RB-Eth-3524</i> , <i>RRB-Eth-14230</i> und <i>KSPL-Eth-20928</i>	467
A.13 Alternative Optimierungsfunktion: Multiplikative Mittelung der Bewertungsfunktionen	471
A.14 CAD/C Fahrzyklusergebnisse für <i>RB-Eth-3524</i>	474
A.15 Einfluss der Bewertungsfunktionen BWF A, B und C und ihrer Gewichtungskoeffizienten auf die Rohranordnung bzw. die Rohranzahl des Rohrbündeldampferzeugers	476
A.16 Bewertung der Ergebnisse der erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen für <i>RB-Eth</i>	479
A.17 Reglerkonzept für den Arbeitsmedienmassenstrom	482
A.18 Rohrbündelvariationen für die Druckverlustversuche	483
A.19 Kalibrierung der Temperatur-, Druck- und Massenstromsensoren . .	495
A.19.1 Temperatursensorkalibrierung	495
A.19.2 Drucksensorkalibrierung	504
A.19.3 Massenstromsensorkalibrierung	517
A.20 Messunsicherheitsbestimmung	521
A.21 Einbaulage der Temperaturmessstellen $T_{vDE, HM}$ und $T_{nDE, HM}$. . .	528
A.22 Kalibrierprotokoll des Venturimesssystem	529
A.23 Kalibrierprotokolle der Differenzdrucksensoren	546
A.24 Vergleich zwischen Simulation und Messung	549
A.24.1 Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i>	549
A.24.2 Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-II</i>	556
A.24.3 Rohrbündel	559
A.24.4 Wirbelzelle	576
A.25 Kraftfahrt-Bundesamt	579

Abbildungsverzeichnis

1.1	Energieflussdiagramm eines Verbrennungsmotors in einem Personenwagen	3
2.1	Qualitative Darstellung eines Motorkennfelds	9
2.2	Geschwindigkeitsprofil des Common ARTEMIS driving cycle - Stadt, Landstraße und Autobahn	11
2.3	AWN bei reiner AG-Nutzung	14
2.4	AWN bei reiner AGR-Hochdrucknutzung	15
2.5	AWN bei reiner AGR-Niederdrucknutzung	16
2.6	AWN bei reiner AGR-Hoch- und Niederdrucknutzung	17
2.7	AWN bei AG- und AGR-Nutzung	18
2.8	Einteilung der Sektoren / Bilanzräume zur Berechnung des Dampferzeugers	26
2.9	Einzelner Bilanzraum zur Berechnung des Dampferzeugers	27
2.10	Dampferzeuger und zugehörige Geometrieformen	35
2.11	Wand- und Fluidtemperaturen, Strömungsformen und zugehörige Wärmeübergangsbereiche für ein beheiztes Rohr	39
2.12	Kreuzstromplattendampferzeugergeometrien	47
2.13	Prinzipskizze einer Wirbelzelle (offset strip fin)	49
2.14	Konstanten für die Gleichungen 2.55 und 2.56	50
2.15	Teilungsverhältnis bei fluchtenden und versetzten Rohrbündeln	52
2.16	Berippte Oberflächen, die in der Auslegung und Optimierung berechnet werden können	54
2.17	Rippenblechgeometrie mit zugehörigen Geometrieparametern	56
2.18	Modellvorstellung der homogenen und heterogenen Druckverlustberechnung einer Zweiphasenströmung	64
2.19	Engster Querschnitt im querangeströmten Rohrbündel	69
2.20	Prinzipskizze eines Rippenrohres	74

2.21	Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten k bei 10% Erhöhung des zweiphasigen, arbeitsmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{AM,2Ph}$	77
4.1	Einbindung des AWN-Systems im Auslegungsfahrzeug	90
4.2	Effektive Motorleistung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten	91
4.3	Abgastemperatur nach Abgasnachbehandlung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten	93
4.4	Abgasmassenstrom des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten	94
4.5	Verbrennungsluftverhältnis des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten	95
4.6	Abgastemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger im CADC - Stadt, Landstraße und Autobahn	100
4.7	Prinzipskizze des Rohrbündels eines Rohrbündeldampferzeugers	102
4.8	Geometrievariation des Rohrbündeldampferzeugers (<i>RB-Eth-1</i> bis <i>RB-Eth-23904</i>)	109
4.9	Ausschnitt der Geometrievariation des Rohrbündeldampferzeugers (<i>RB-Eth-7681</i> bis <i>RB-Eth-12416</i>)	110
4.10	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-9697</i> bis <i>RB-Eth-10368</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	113
4.11	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	114
4.12	Einfluss der Passzahlvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	118
4.13	Einfluss der Wandstärkenvariation auf den Druckverlust Δp , den Wärmestrom \dot{Q} und das Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	121
4.14	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	122

4.15	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-9697</i> bis <i>RB-Eth-10368</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	124
4.16	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	126
4.17	Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Bewertungsfunktion A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	132
4.18	Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Bewertungsfunktion B (\dot{Q}/m) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	133
4.19	Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Bewertungsfunktion C (η_{DE}) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	134
4.20	Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	139
4.21	<i>RB-Eth-3524</i> im Referenzzyklus CADC-Stadt	144
4.22	Geometrie des Rohrbündeldampferzeugers <i>RB-Eth-3524</i>	154
4.23	Rohrspiegel des Rohrbündeldampferzeugers <i>RB-Eth-3524</i>	155
4.24	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	162
4.25	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RB-Eth</i> : $a \leq 1, 25$ und $3 < a \leq 5$	165
4.26	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RB-Eth</i> : $3 < b \leq 5$	166
4.27	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RB-Eth</i> : Teilansicht Abb. 4.25: $d_a = 3$	169
4.28	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RB-Eth</i> : Teilansicht Abb. 4.27: $d_a = 3$ und $z = 15$	171
4.29	Prinzipiskizze eines berippten Rohres eines Rippenrohrbündeldampferzeugers	173
4.30	Geometrie des Rippenrohrbündeldampferzeugers <i>RRB-Eth-14230</i>	175
4.31	Rippenrohr des Rippenrohrbündeldampferzeugers <i>RRB-Eth-14230</i>	176
4.32	Rohrspiegel des Rippenrohrbündeldampferzeugers <i>RB-Eth-142304</i>	177

4.33	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden <i>RRB-Eth</i> . .	182
4.34	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzter <i>RRB-Eth</i> . . .	183
4.35	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RRB-Eth</i> : Teilansicht Abb. 4.34: $d_a = 3$, $z = 15$, <i>Passzahl</i> = 2 und $Ri\# = 45$. .	184
4.36	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RRB-Eth</i> für \dot{Q} : Teilansicht Abb. 4.34: $d_a = 3$, $z = 15$, <i>Passzahl</i> = 2 und $Ri\# = 45$	185
4.37	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten <i>RRB-Eth</i> für Δp_{HM} : Teilansicht Abb. 4.34: $d_a = 3$, $z = 15$, <i>Passzahl</i> = 2 und $Ri\# = 45$	188
4.38	Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers	190
4.39	Prinzipskizze einer Wirbelzelle	190
4.40	Geometrie des Kreuzstromplattendampferzeugers <i>KSPL-Eth-20928</i>	193
4.41	Arbeitsmedienplatte des Kreuzstromplattendampferzeugers <i>KSPL-Eth-20928</i>	195
4.42	Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im <i>KSPL-Eth</i> . . .	205
4.43	Prozentuale Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im <i>KSPL-Eth</i>	206
4.44	Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	209
4.45	Prozentuale Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	210
4.46	Prozentuale Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	211
4.47	Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im <i>KSPL-Eth</i>	213
4.48	Prozentuale Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im <i>KSPL-Eth</i>	214
4.49	Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers für die Bewertung des Einflusses der Längswärmeströmung in der Trennwand	221
5.1	Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes	232
5.2	Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Arbeitsmedienkreis .	234

5.3	Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Abgasbereitstellung .	235
5.4	Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Kühlmedienkreis . .	235
5.5	Arbeitsmedienführung der Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i>	239
5.6	Geöffneter Boden des Rohrbündeldampferzeugers <i>RB-II</i>	241
5.7	Fließbild des Druckverlustversuchsstandes	243
5.8	Prinzipskizze des Druckverlustversuchsstandes	243
5.9	Exemplarisches Rohrbündelversuchsobjekt für die Druckverlustvermessung	245
5.10	Rohrbündelspiegel der Rohrbündelgeometrien v1 und v16	249
5.11	Geometriegrößen der Wirbelzellen für die Druckverlustvermessung	250
5.12	Prinzipskizze eines Wirbelzellenplattenstapels	250
6.1	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - \dot{M}_{AM} . . .	264
6.2	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - \dot{M}_{AM} . . .	265
6.3	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - \dot{Q}_{AM} . . .	266
6.4	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - \dot{Q}_{AM} . . .	267
6.5	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - Δp_{AM} . .	268
6.6	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - Δp_{AM} . . .	269
6.7	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - $T_{nDE, HM}$.	272
6.8	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - $T_{nDE, HM}$.	273
6.9	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - \dot{Q}_{HM} . . .	274
6.10	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - \dot{Q}_{HM} . . .	275
6.11	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> - Δp_{HM} . .	276
6.12	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ib</i> - Δp_{HM} . .	277
6.13	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i> - Schwingungen in den Δp_{HM} -Messwerten	278
6.14	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i> - $T_{nDE, HM}$ über der Reynoldszahl	280
6.15	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> und <i>RB-Ib</i> - \dot{Q}_{HM} über der Reynoldszahl	281
6.16	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-Ia</i> im Motor- kennfeld - \dot{M}_{AM}	284
6.17	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-II</i> - \dot{M}_{AM} . . .	286
6.18	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-II</i> - Δp_{AM} . .	288
6.19	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-II</i> - $T_{nDE, HM}$.	292
6.20	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: <i>RB-II</i> - \dot{Q}_{HM} . . .	293

6.21	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-II - \Delta p_{HM}$. . .	294
6.22	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-II - \Delta p_{HM}$ über der Reynoldszahl	295
6.23	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-II - T_{nDE, HM}$ über der Reynoldszahl	296
6.24	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-II - \dot{Q}_{HM}$ über der Reynoldszahl	297
6.25	Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung für Rohrbündel v5 inkl. Messunsicherheitsbalken	300
6.26	Messergebnisse aus der Literatur nach Gaddis und Gnielinski (1983) für die Berechnungsgleichungen des Druckverlustes im Rohrbündel (Gl. 2.99 bis 2.103)	302
6.27	Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung für Rohrbündel mit versetzter Anordnung	303
6.28	Validierungsergebnisse der Gruppe 1; versetzt; $b = \text{konstant} = 1, 0$; $1, 1 < a < 2$	307
6.29	Validierungsergebnisse der Gruppe 2; versetzt; $b = \text{konstant} = 1, 2$; $1, 1 < a < 2$	309
6.30	Validierungsergebnisse der Gruppe 3; versetzt; $b = \text{konstant} = 0, 8$; $1, 5 < a < 2$	310
6.31	Validierungsergebnisse der Gruppe 4; versetzt; $a = \text{konstant} = 1, 5$; $0, 8 < b < 6$	312
6.32	Validierungsergebnisse der Gruppe 5; versetzt; $a = \text{konstant} = 2, 0$; $0, 6 < b < 1, 2$	313
6.33	Validierungsergebnisse der Gruppe 6; versetzt; $a \leq 1, 25$	314
6.34	Validierungsergebnisse der Gruppe 7; versetzt; $a = \text{konstant} = 1, 5$; $3 \leq b$	316
6.35	Validierungsergebnisse der Gruppe 8; versetzt; $c \leq 1, 25$	317
6.36	Validierungsergebnisse der versetzten Rohrbündel, Berechnungsan- satz versetzt	319
6.37	Validierungsergebnisse der versetzten Rohrbündel, Berechnungsan- satz fluchtend	319
6.38	Validierungsergebnisse der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel mit fluchtender Anordnung	321
6.39	Validierungsergebnisse der Gruppe 9; fluchtend; $a = \text{konstant} = 1, 5$; $1, 25 < b < 4$	323

6.40	Validierungsergebnisse der Gruppe 10; fluchtend; $a = \text{konstant} = 1, 5; 3 \leq b$	324
6.41	Validierungsergebnisse der Rohrbündelanordnung der Validierungsdampferzeuger <i>RB-Ia</i> , <i>RB-Ib</i> und <i>RB-II</i>	325
6.42	Validierungsergebnisse der Literaturvergleichsrohrbündel v16, v22, f1 und f3	327
6.43	Validierungsergebnisse der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W1 bis W6	330
6.44	Validierungsergebnisse der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W1 inkl. Messunsicherheitsbalken	331
A.1	Prinzipskizze eines Rohrbündeldampferzeugers 01	361
A.2	Prinzipskizze eines Rohrbündeldampferzeugers 02	362
A.3	Prinzipskizze eines Rippenrohrbündeldampferzeugers	363
A.4	Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers	364
A.5	Arbeitsmedienseitige Einzelplatte eines Kreuzstromplattendampferzeugers	364
A.6	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von α_{HM}	367
A.7	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von $\alpha_{AM,1Ph}$	368
A.8	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von $\alpha_{AM,2Ph}$	368
A.9	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von λ	369
A.10	Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von s	369
A.11	Ansicht der Auslegungs- und Optimierungssoftware <i>HED</i> - Eingabeansicht für eine Basissimulation	370
A.12	Ansicht der Auslegungs- und Optimierungssoftware <i>HED</i> - Ausgabeansicht für eine Basissimulation	371
A.13	Struktogramm der Dampferzeugerauslegungssoftware	372
A.14	Zahlenwerte der Abgastemperatur nach Abgasnachbehandlung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld [°C]	373
A.15	Zahlenwerte des Abgasmassenstroms des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld [kg/h]	373

A.16	Zahlenwerte des Verbrennungsluftverhältnisses des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld [-]	374
A.17	Abgaskonzentrationen Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoff für $\lambda < 1$ am Austritt des Katalysators	378
A.18	Abgasmassenstrom am Eintritt in den Dampferzeuger im CAD/C	379
A.19	Rohranordnung des Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeugers	380
A.20	Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers inkl. Geometriegrößen	380
A.21	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF A	384
A.22	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion B (\dot{Q}/m) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF B	385
A.23	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion C (η_{DE}) für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF C	386
A.24	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	387
A.25	Simulationsergebnis für die Basissimulation im BP III für <i>RB-Eth-3524</i>	390
A.26	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	392
A.27	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	393
A.28	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	399
A.29	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	400

A.30	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	401
A.31	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	402
A.32	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	406
A.33	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	407
A.34	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für <i>RB-H₂O-01</i> bis <i>RB-H₂O-23904</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	408
A.35	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht m für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	412
A.36	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht m für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	413
A.37	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	414
A.38	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	415
A.39	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht m für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	420
A.40	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	421

A.41	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	422
A.42	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	428
A.43	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	429
A.44	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	430
A.45	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-Eth-01</i> bis <i>RRB-Eth-29020</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	431
A.46	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	435
A.47	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	436
A.48	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>RRB-H₂O-01</i> bis <i>RRB-H₂O-29020</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	437
A.49	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	441
A.50	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	442
A.51	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	443

A.52	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	444
A.53	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	449
A.54	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	450
A.55	Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für <i>KSPL-Eth-01</i> bis <i>KSPL-Eth-23040</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion	451
A.56	Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im <i>KSPL-Eth</i>	456
A.57	Absolute Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta \Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im <i>KSPL-Eth</i>	457
A.58	Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	458
A.59	Absolute Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta \Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	459
A.60	Absolute Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta \Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im <i>KSPL-Eth</i>	460
A.61	Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im <i>KSPL-Eth</i>	461
A.62	Absolute Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta \Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im <i>KSPL-Eth</i>	462
A.63	Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Eth-3524</i> inkl. Trichter	467
A.64	Abgasseitige Anströmung des Rohrbündeldampferzeugers <i>RB-Eth-3524</i>	468
A.65	Abgasseitige Anströmung des Rippenrohrbündeldampferzeugers <i>RRB-Eth-14230</i>	469

A.66	Abgasseitige Anströmung des Kreuzstromplattendampferzeugers <i>KSPL-Eth-20928</i>	470
A.67	Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	473
A.68	<i>RB-Eth-3524</i> im Referenzzyklus CADC - Landstraße	474
A.69	<i>RB-Eth-3524</i> im Referenzzyklus CADC - Autobahn	475
A.70	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden <i>RB-Eth</i> : $a \leq 1, 25$ und $3 < a \leq 5$	479
A.71	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden <i>RB-Eth</i> : $b \leq 1, 2$ und $3 < b \leq 5$	480
A.72	Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden <i>RB-Eth</i> : $a \leq 1, 25, 3 < a \leq 5, b \leq 1, 2$ und $3 < b \leq 5$	481
A.73	Reglerkonzept für den Arbeitsmedienmassenstrom	482
A.74	Rohrbündelgeometrie v1	483
A.75	Rohrbündelgeometrie v3	483
A.76	Rohrbündelgeometrie v4	484
A.77	Rohrbündelgeometrie v5	484
A.78	Rohrbündelgeometrie v6	485
A.79	Rohrbündelgeometrie v7	485
A.80	Rohrbündelgeometrie v8	486
A.81	Rohrbündelgeometrie v9	486
A.82	Rohrbündelgeometrie v10	487
A.83	Rohrbündelgeometrie v11	487
A.84	Rohrbündelgeometrie v12	488
A.85	Rohrbündelgeometrie v13	488
A.86	Rohrbündelgeometrie v14	489
A.87	Rohrbündelgeometrie v15	489
A.88	Rohrbündelgeometrie v16	490
A.89	Rohrbündelgeometrie v17	490
A.90	Rohrbündelgeometrie v18	491
A.91	Rohrbündelgeometrie v19	491
A.92	Rohrbündelgeometrie v20	491
A.93	Rohrbündelgeometrie v21	492
A.94	Rohrbündelgeometrie v22	492
A.95	Rohrbündelgeometrie f1	493
A.96	Rohrbündelgeometrie f2	493

A.97	Rohrbündelgeometrie f3	493
A.98	Rohrbündelgeometrie f4	494
A.99	Rohrbündelgeometrie f5	494
A.100	Rohrbündelgeometrie f6	494
A.101	Versuchsaufbau zur Temperaturkalibrierung im Thermoölbad . . .	496
A.102	Blockkalibrator	497
A.103	Absolute Messunsicherheiten der 0-100°C-Temperaturkalibrierung	498
A.104	Absolute Messunsicherheiten der 0-200°C-Temperaturkalibrierung	498
A.105	Absolute Messunsicherheiten der 100-500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung	501
A.106	Absolute Messunsicherheiten der 0-200°C- und der 100-500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung	503
A.107	Ausgleichsgeraden der 0-200°C- und 100-500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung	503
A.108	Funktionsprinzip der Druckwaage (links) und des Druckzylinders (rechts)	505
A.109	Exemplarischer Druckverlauf einer Drucksensorkalibrierung	506
A.110	Exemplarischer Druckverlauf einer Drucksensorkalibrierung - Detailansicht	507
A.111	Absolute Messunsicherheiten der 0-2,5 bar-Relativdrucksensoren .	509
A.112	Absolute Messunsicherheiten der 0-6 bar-Relativdrucksensoren . .	509
A.113	Absolute Messunsicherheiten der 0-60 bar-Relativdrucksensoren . .	510
A.114	Relative Messunsicherheiten der 0-2,5 bar-Relativdrucksensoren . .	511
A.115	Relative Messunsicherheiten der 0-6 bar-Relativdrucksensoren . . .	512
A.116	Relative Messunsicherheiten der 0-60 bar-Relativdrucksensoren . .	512
A.117	Absolute Messunsicherheiten des Umgebungsdrucksensors	513
A.118	Relative Messunsicherheiten des Umgebungsdrucksensors	513
A.119	Absolute Messunsicherheiten der Seitenkanaldifferenzdrucksensoren Δp_{SKVD}	514
A.120	Absolute Messunsicherheiten des abgasseitigen 150 mbar-Differenzdrucksensors $\Delta p_{HM,150}$	515
A.121	Relative Messunsicherheiten der Seitenkanaldifferenzdrucksensoren Δp_{SKVD}	515
A.122	Relative Messunsicherheiten des abgasseitigen 150 mbar-Differenzdrucksensors $\Delta p_{HM,150}$	516
A.123	Prinzipskizze der Arbeitsmedienmassenstromkalibrierung	518
A.124	Absolute Messunsicherheiten des Arbeitsmedienmassenstromsensors	519

A.125	Relative Messunsicherheiten des Arbeitsmedienmassenstromsensors	519
A.126	Einbaulage der abgasseitigen Temperaturmessstellen	528
A.127	Einbaulage der arbeitsmedienseitigen Temperaturmessstellen	528
A.128	Kalibrierprotokoll Venturimesssystem	529
A.145	Kalibrierprotokoll 0-10 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sen- sor Elektronik GmbH & Co. KG	546
A.146	Kalibrierprotokoll 0-150 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sen- sor Elektronik GmbH & Co. KG	547
A.147	Kalibrierprotokoll 0-300 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sen- sor Elektronik GmbH & Co. KG	548
A.148	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-Ia - p_{vDE,AM}$.	553
A.149	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-Ib - p_{vDE,AM}$.	554
A.150	Geschwindigkeitsprofil in einem exemplarischen Eintrittstrichter . .	555
A.151	Validierung der RB-Dampferzeugerberechnung: $RB-II - p_{vDE,AM}$.	557
A.152	Widerstandsbeiwerte ζ_E bezogen auf die Abstromgeschwindigkeit nach Kraume (2004, S.108 ff.)	558
A.153	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbün- del mit versetzter Anordnung	559
A.154	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbün- del mit fluchtender Anordnung	560
A.155	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v1 . .	561
A.156	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v1 - äquidistante Schrittweite	562
A.157	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v3 . .	563
A.158	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v4 . .	563
A.159	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v5 . .	564
A.160	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v6 . .	564
A.161	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v7 . .	565
A.162	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v8 . .	565
A.163	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v9 . .	566
A.164	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v10 .	566
A.165	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v11 .	567
A.166	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v12 .	567
A.167	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v13 .	568
A.168	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v14 .	568
A.169	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v15 .	569
A.170	Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v16 .	569

A.171 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v17 .	570
A.172 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v18 .	570
A.173 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v19 .	571
A.174 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v20 .	571
A.175 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v21 .	572
A.176 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB v22 .	572
A.177 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f1 . .	573
A.178 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f2 . .	573
A.179 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f3 . .	574
A.180 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f4 . .	574
A.181 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f5 . .	575
A.182 Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für RB f6 . .	575
A.183 Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W2	576
A.184 Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W3	577
A.185 Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W4	577
A.186 Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W5	578
A.187 Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W6	578
A.188 Fahrzeugneuzulassungen 2010	579
A.189 Fahrzeugneuzulassungen 2011	579

Tabellenverzeichnis

2.1	Randbedingungen der Dampferzeugerauslegung	24
2.2	Geometriegrenzen nach Manglik und Bergles (1995) für die Berechnung des Colburn und Friction Factors in Wirbelzellen	49
2.3	Konstanten des heterogenen Modells zur Druckverlustberechnung im Zweiphasengebiet nach Lockhart und Martinelli (1949)	66
2.4	Geometriegrenzen nach Gaddis und Gnielinski (1983) für die Berechnung des Druckverlustes in Rohrbündeln	72
2.5	Geometriegrenzen nach Gaddis (2006) für die Berechnung des Druckverlustes in Rippenrohrbündeln	74
2.6	Randbedingungen der Sensitivitätsanalyse des Wärmeübergangskoeffizienten	77
2.7	Wertebereich der Einflussgrößen für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten	78
3.1	Auszug der wichtigsten Stoffdaten und Kenngrößen der Dampferzeugersimulation	82
4.1	Daten des Auslegungsfahrzeuges	89
4.2	Abgasrandbedingungen des Auslegungsfahrzeuges für BP I bis BP III	95
4.3	Arbeitsmedienrandbedingungen für BP I bis BP III	97
4.4	Korrelationsgleichungen für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	104
4.5	Konstante Geometrie Größen und Materialeigenschaften für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	105
4.6	Geometrievariation für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	105
4.7	Abkürzungen der Dampferzeugerkennzeichnung	108
4.8	Einfluss der Passzahlvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	116

4.9	Einfluss der Wandstärkenvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für <i>RB-Eth-01</i> bis <i>RB-Eth-23904</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	119
4.10	Für BP III ausgewählte <i>RB-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich jeder Bewertungsfunktion separat	136
4.11	Für BP III ausgewählter <i>RB-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich der Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	140
4.12	Ausgewählte Dampferzeuger der Optimierungsfunktion ω bei variierenden Gewichtungsfaktoren für die <i>RB-Eth</i> -Dampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	142
4.13	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	145
4.14	Fahrzyklusergebnisse der für BP III, II und I ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	147
4.15	Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Rohrbündeldampferzeugeroptimierung	160
4.16	Geometrie Größen für den Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Eth-8900</i> .	163
4.17	Bezüglich der Bewertungs- und Optimierungsfunktionen aus der Geometrievariation ausgewählte Rohrbündeldampferzeuger bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	164
4.18	Bereiche der Geometriegrenzen bei der Rohrbündelauslegung	164
4.19	Geometrievariation für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	173
4.20	Konstante Geometrie Größen und Materialeigenschaften für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	174
4.21	Ausgewählter <i>RRB-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	178
4.22	Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Rippenrohrbündeloptimierung	180
4.23	Geometrievariation für die Kreuzstromplattendampferzeugerauslegung und -optimierung	191
4.24	Konstante Geometrie Größen und Materialeigenschaften für die Kreuzstromplattendampferzeugerauslegung und -optimierung	191
4.25	Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung	192

4.26	Ausgewählter <i>KSPL-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeits- grenzen	194
4.27	Ergebnis der Gegenüberstellung der Optimierungsergebnisse der drei Dampferzeugertypen <i>RB-Eth</i> , <i>RRB-Eth</i> und <i>KSPL-Eth</i>	197
4.28	Zusammenfassung der Dampferzeuereigenschaften der ausgewählten Ethanoldampferzeuger	200
4.29	Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ und des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im <i>KSPL-Eth</i>	207
4.30	Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ sowie des abgas- und arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ und $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckver- lusts im <i>KSPL-Eth</i>	208
4.31	Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ und des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Be- rechnung des Widerstandsbeiwerts im <i>KSPL-Eth</i>	215
4.32	Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W,HM,m}$ und $T_{W,AM,m}$ für jeden Sektor für <i>RB-Eth-3524</i>	216
4.33	Randbedingungen der Trägheitsanalyse für <i>RB-Eth-3524</i> , <i>RRB-Eth-</i> <i>14230</i> und <i>KSPL-Eth-20928</i>	217
4.34	Ergebnisse der Trägheitsanalyse für <i>RB-Eth-3524</i> , <i>RRB-Eth-14230</i> und <i>KSPL-Eth-20928</i> - Zeiten	218
4.35	Ergebnisse der Trägheitsanalyse für <i>RB-Eth-3524</i> , <i>RRB-Eth-14230</i> und <i>KSPL-Eth-20928</i> - prozentuale Anteile	219
4.36	Geometrieparameter der Kreuzstromplattendampferzeuger für die Be- wertung des Einflusses der Längswärmeströmung in der Trennwand .	221
5.1	Betriebsbereich des Dampferzeugerversuchsstandes	231
5.2	Geometriedaten der drei Validierungsdampferzeuger <i>RB-Ia</i> , <i>RB-Ib</i> und <i>RB-II</i>	242
5.3	Betriebsbereich des Druckverlustversuchsstandes	244
5.4	Variationen der fluchtenden Rohrbündelgeometrien f1 bis f6 für die Druckverlustvermessung	246
5.5	Variationen der versetzten Rohrbündelgeometrien v1 bis v22 für die Druckverlustvermessung	247

5.6	Variationsbereich der dimensionslosen Größen a , b und c der Rohrbündel v1 bis v22 und f1 bis f6	248
5.7	Variationen der Wirbelzelligeometrien W1 bis W6 für die Druckverlustvermessung	251
5.8	Gesamte Messtechnik der Versuchsstände	253
5.9	Messtechnik der Messgenauigkeitsklasse I inkl. erweiterter Messgenauigkeit	254
5.10	Messunsicherheitsbestimmung für den Abgaswärmestrom \dot{Q}_{AG} . . .	256
5.11	Realistische Messunsicherheitsbestimmung für die Wärmeströme $\dot{Q}_{AG,real}$, $\dot{Q}_{AGR,real}$ und $\dot{Q}_{AM,real}$	258
5.12	Realistische Messunsicherheitsbestimmung bei hohem Dampferzeugernutzungsgrad η_{DE} für den Abgaswärmestrom $\dot{Q}_{AG,real,\eta}$	259
6.1	Verteilung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes auf die drei Sektoren Erwärmung, Verdampfung und Überhitzung für $RB-Ia$, $RB-Ib$ und $RB-II$	289
6.2	Gruppeneinteilung der Rohrbündeldruckverlustvalidierung	299
6.3	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 1 . .	307
6.4	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 2 . .	308
6.5	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 3 . .	309
6.6	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 4 . .	311
6.7	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 5 . .	311
6.8	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 6 . .	314
6.9	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 7 . .	315
6.10	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 8 . .	317
6.11	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 9 . .	322
6.12	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 10 . .	323
6.13	Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Literaturvergleichsrohrbündel	326
6.14	Validierung der Berechnung der Widerstandsbeiwerte aller vermessenen Rohrbündel inkl. Rohrbündel bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen	328
6.15	Auswertung der Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen a , b und c	328
A.1	Korrelationsgleichungen für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung	382

A.2	Korrelationsgleichungen für die Kreuzstromplattendampferzeugerauslegung und -optimierung	383
A.3	Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	388
A.4	Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	389
A.5	Ausgewählter <i>RB-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	394
A.6	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	395
A.7	Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	396
A.8	Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	397
A.9	Ausgewählter <i>RB-H₂O</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	403
A.10	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-H₂O</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	404
A.11	Ausgewählter <i>RB-H₂O</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	409
A.12	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RB-H₂O</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	410
A.13	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	416
A.14	Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	417
A.15	Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	418
A.16	Ausgewählter <i>RRB-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	423
A.17	Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	424

A.18 Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	425
A.19 Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	426
A.20 Ausgewählter <i>RRB-H₂O</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	432
A.21 Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-H₂O</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	433
A.22 Ausgewählter <i>RRB-H₂O</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	438
A.23 Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>RRB-H₂O</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	439
A.24 Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	445
A.25 Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	446
A.26 Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen	447
A.27 Ausgewählter <i>KSPL-Eth</i> -Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	452
A.28 Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	453
A.29 Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	454
A.30 Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger <i>KSPL-Eth</i> bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen	455
A.31 Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W_{HM,m}}$ und $T_{W_{AM,m}}$ für jeden Sektor für <i>RRB-Eth-14230</i>	463
A.32 Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W_{HM,m}}$ und $T_{W_{AM,m}}$ für jeden Sektor für <i>KSPL-Eth-20928</i>	464
A.33 Ergebnisse der Trägheitsanalyse für <i>RB-Eth-1672</i> , <i>RRB-Eth-14280</i> und <i>KSPL-Eth-9372</i> - Optimierung η_{DE} , prozentuale Anteile	465

A.34 Ergebnisse der Trägheitsanalyse für <i>RB-Eth-5796</i> , <i>RRB-Eth-17570</i> und <i>KSPL-Eth-20928</i> - Optimierung $\omega(1; 1; 2)^*$, prozentuale Anteile	465
A.35 Ergebnisse der Trägheitsanalyse für den schwersten Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeits- und Druckverlustgrenzen - prozentuale Anteile . . .	466
A.36 Randbedingungen der Trägheitsanalyse für den schwersten Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeits- und Druckverlustgrenzen	466
A.37 Auflistung der besten 10 Dampferzeuger jedes der drei Optimierungsansätze - Summe, Produkt und <i>Euklidischer Abstand</i>	472
A.38 Messgenauigkeit und Messspanne der Referenztemperatursensoren .	496
A.39 Temperaturkalibrierungsdaten 0-100°C: T_{vPumpe} , $T_{vDE,AM}$ und T_{nSKVD}	499
A.40 Temperaturkalibrierungsdaten 0-200°C: $T_{nDE,AM}$, $T_{vDE,HM}$, $T_{nDE,HM}$, T_{vKond} , $T_{vLLWÜ}$ und $T_{nLLWÜ}$	501
A.41 Erweiterte Messgenauigkeit der Drucksensoren nach der Überprüfung mittels Kalibrierung	517
A.42 Messunsicherheitsbestimmung für den Abgasrückführungswärmestrom \dot{Q}_{AGR}	524
A.43 Messunsicherheitsbestimmung für den Arbeitsmedienwärmestrom \dot{Q}_{AM}	525
A.44 Messunsicherheitsbestimmung für den Abgasrückführungswärmestrom $\dot{Q}_{AGR,real,\eta}$ - realistische Messunsicherheitsannahmen und ein hoher Dampferzeugernutzungsgrad	526
A.45 Messunsicherheitsbestimmung für den Arbeitsmedienwärmestrom $\dot{Q}_{AM,real,\eta}$ - realistische Messunsicherheitsannahmen und ein hoher Dampferzeugernutzungsgrad	527
A.46 Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Ia</i> .	550
A.47 Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-Ib</i> .	552
A.48 Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger <i>RB-II</i> .	556

Abkürzungen, Symbole und Indizes

Abkürzung

I	Sektor I (Bereich bis zum Siedepunkt im Q-T-Diagramm)
II	Sektor II (Bereich der Verdampfung im Q-T-Diagramm)
III	Sektor III (Bereich ab dem Taupunkt im Q-T-Diagramm)
AG	Abgas
AGR	Abgasrückführung
AM	Arbeitsmedium
AMF	Arbeitsmedienführung
Anm	Anmerkung
AV	Absteuerungsventil
AWN	Abwärmenutzung
ARTEMIS	Assessment and reliability of transport emission models and inventory systems
BP	Betriebspunkt
BWF	Bewertungsfunktion
CADC	Common ARTEMIS Driving Cycle
DE	Dampferzeuger
erw	erweiterte
Erw	Erwärmung
Erw.-zeit	Erwärmungszeit
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
GI	Gleichung
HD	Hochdruck
HED	HeatExchangerDesign (Name der Dampferzeugerauslegungs- und Optimierungssoftware)

HM	Heizmedium
HTW-Berlin	Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin
KSPL-Eth	Kreuzstromplattendampferzeuger-Ethanol
KSPL-H₂O	Kreuzstromplattendampferzeuger-Wasser
KW	Kühlwasser
LLWÜ	Luft-Luft-Wärmeübertrager
Lu	Luftbedarf
MF	Messfehler
MS	Messspanne
MW	Messwert
ND	Niederdruck
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
neg	negativ
NO_x	Stickoxide
ORC	Organic-Rankine-Cycle
pos	positiv
Pt	Widerstandsthermometer
Q-T-Diag	Wärmestrom-Temperatur-Diagramm
RB	Rohrbündel
RB-Eth	Rohrbündeldampferzeuger-Ethanol
RB-H₂O	Rohrbündeldampferzeuger-Wasser
Ref.-Zyk.	Referenzzyklus
RRB-Eth	Rippenrohrbündeldampferzeuger-Ethanol
RRB-H₂O	Rippenrohrbündeldampferzeuger-Wasser
Sim	Simulation
SKVD	Seitenkanalverdichter
SpWP	Speisewasserpumpe
T-s-Diag	Temperatur-Entropie-Diagramm
TU-Berlin	Technische Universität Berlin
Überh	Überhitzung
Verd	Verdampfung
Vers	Versuch
VST	Versuchsstand
WHR	waste heat recovery

Lateinische Buchstaben

a	$[m^2/s]$	Temperaturleitfähigkeit ($a = \frac{\lambda}{\rho \cdot c_p}$)
a	$[-]$	dimensionsloser Rohrabstand senkrecht zur Strömungsrichtung ($a = \frac{s_1}{d}$)
a,b	$[-]$	Konstanten
A	$[m^2]$	Fläche, Wärmeübertragerfläche
b	$[-]$	dimensionsloser Rohrabstand in Strömungsrichtung ($b = \frac{s_2}{d}$)
c	$[kg/kg]$	Massenanteil
c	$[-]$	dimensionsloser Rohrabstand schräg (Diagonale) zur Anströmung ($c = \frac{s_d}{d}$)
c_p	$[J/kgK]$	spezifische Wärmekapazität
c_w	$[-]$	Strömungswiderstandskoeffizient
d	$[m]$	Durchmesser
D	$[m]$	Rippendurchmesser
D_{AB}	$[m^2/s]$	Diffusionskoeffizient der Komponente A im Gemisch mit B
f	$[-]$	Friction Factor
E	$[J]$	Energie
f_A	$[-]$	Rohranordnungsfaktor
F	$[-]$	Korrekturfaktor der logarithmischen Temperaturdifferenz
F	$[-]$	Verstärkungsfaktor
g	$[m/s^2]$	Erdbeschleunigung
h	$[J/kg]$	spezifische Enthalpie
h	$[m]$	Rippenhöhe
Δh_{lv}	$[J/kg]$	spezifische Verdampfungsenthalpie
H	$[m]$	Höhe
i	$[-]$	Anzahl Arbeitsspiele pro Umdrehung
i,j	$[-]$	Konstanten
j	$[-]$	Colburn Factor
k	$[W/m^2K]$	Wärmedurchgangskoeffizient

k/d	[–]	relative Rohrrauigkeit
K₂	[–]	Gleichungsvariabel
KT	[mm]	Kanaltiefe
L	[m]	charakteristische Länge
m,n	[–]	Konstanten, Laufindex
m	[kg]	Masse
\dot{m}	[kg/m ² s]	Massenstromdichte
M	[kg/kmol]	molare Masse
M	[Nm]	Moment
\dot{M}	[kg/s]	Massenstrom, Massenstromsensor
n	[mol]	Stoffmenge
n	[–]	Rohrreihen
p	[bar]	Druck, Drucksensor
p⁺	[bar/bar]	dimensionsloser Druck ($p^+ = \frac{p}{p_{kritisch}}$)
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck ($p_{me} = \frac{2\pi}{i} \cdot \frac{M}{V_H}$)
Δp	[bar]	Differenzdruck, Differenzdrucksensor
P	[W]	Leistung
PH	[mm]	Plattenhöhe
PS	[mm]	Plattenstapel
P#	[–]	Plattenanzahl
q,x,y,z	[–]	stöchiometrische Koeffizienten
\dot{q}	[J/m ² s]	Wärmestromdichte
Q	[J]	Wärme / Energiebedarf
\dot{Q}	[J/s]	Wärmestrom
R	[m]	Radius
Ri#	[–]	Rippenanzahl
s, s', s''	[m]	Trennwanddicke, Rippendicke
s₁	[m]	Rohrabstand senkrecht zur Strömungsrichtung
s₂	[m]	Rohrabstand in Strömungsrichtung
s_d	[m]	Rohrabstand schräg zur Anströmung (Diagonale)
t_R	[m]	Abstand der Rippen

T	[K, °C]	Temperatur, Temperatursensor
V	[m ³]	Volumen
V	[–]	Abschwächungsfaktor
\dot{V}	[m ³ /s]	Volumenstrom
w	[m/s]	Geschwindigkeit
W	[J]	Arbeit
x	[–]	Ortskoordinate
x	[kg/kg]	Dampfmassengehalt ($x = \frac{m_v}{m}$)
x*	[kg/kg]	Strömungsdampfmassengehalt ($x^* = \frac{\dot{M}_v}{\dot{M}}$)
X	[–]	Lockhart-Martinelli-Parameter
X	[–]	Gleichungsvariabel
z	[–]	Rohre je Reihen

Griechische Buchstaben

α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient
β	[–]	Volumenstromverhältnis ($\beta = \frac{\dot{V}_l}{\dot{V}_v}$)
β_o	[m/m]	Randwinkel
γ	[–]	Gleichungsvariabel
ϵ	[–]	Gasanteil ($\epsilon = \frac{V_v}{V}$)
ζ	[–]	Widerstandsbeiwert
η_{DE}	[W/W]	Dampferzeugernutzungsgrad ($\eta_{DE} = \frac{\dot{Q}_{\text{übertragen}}}{\dot{Q}_{max}}$)
η	[kg/ms]	dynamische Viskosität
η	[–]	Wirkungsgrad
θ	[°]	Winkel
ι	[–]	Korrekturfaktor
$\Delta\vartheta_{log}$	[K]	logarithmische Temperaturdifferenz
κ	[–]	Korrekturfaktor für die Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte
κ	[–]	Isentropenexponent ($\kappa = \frac{c_p}{c_v}$)

λ	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit
λ	[kg/kg]	Verbrennungsluftverhältnis ($\lambda = \frac{m_{Luft,verfügbar}}{m_{Luft,stöchiometrisch}}$)
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität
ξ	[kg/kg]	Massenanteil
ξ	[–]	Gleichungsvariabel
ρ	[kg/m ³]	Dichte
σ	[N/m]	Grenzflächenspannung
τ	[–]	Zeit
τ	[Pa]	Wandschubspannung
$\phi, \varphi, \varphi', \Phi$	[–]	Gleichungsvariabel
χ	[m ³ /m ³]	Dampfvolumenanteil
ψ	[m ³ /m ³]	Hohlraumanteil
ω	[–]	Optimierungsfunktion für die Auswahl aus einer Geometrievariation
$\hat{\omega}$	[–]	Optimierungsfunktion für die Auswahl aus einer Betriebspunktvariation

Indizes

0	Bezugszustand
.1	hydrodynamisch ausgebildete Strömung
.2	hydrodynamischer und thermischer Anlauf
1Ph	einphasig
2Ph	zweiphasig
a	außen
A	Abreiß, Antrieb
A1	konstante Wandtemperatur
A2	konstante Wärmestromdichte
AM	Arbeitsmedium, arbeitsmedienseitig
B	Blasensieden
Bs	Brennstoff

cr	kritisch
d	Durchmesser
DE	Dampferzeuger
DK	Dampfkraft
dyn	dynamisch
e	effektiv, engster Querschnitt
EP	Einzelplatte
f	fluchtend, frei
Fl	Flüssigkeit
Filmt	Filmtemperatur
G	Gas
GoRi	$A_{GoRi} \hat{=}$ Wärmeübertragerfläche des Grundmaterials ohne Rippe
h, hyd	hydraulisch
hom	homogenes Gemisch
H	Hubraum
HM	Heizmedium (Abgas), heizmedienseitig
i	innen, indizierte, innerer
in	Eintritt
j	Laufindex der Bilanzierungssektoren
K	Konvektiv
Kond	Kondensator
KS	Kraftstoff
l	liquid
lam	laminar
lo	liquid only
L	Länge
Lu	Luft
m	mittlere
max	maximale, maximaler
me	effektiver Mittel- (z. B. p_{me} effektiver Mitteldruck)

mech	mechanisch
Mess	Messung
min	minimale
MKF	Motorkennfeld
MW	Mittelwert
N	Nadel
out	Austritt
P	Platte
R	Rohr
Ri	Rippe
st	bei stöchiometrischer Verbrennung
sta	stationär
S	Sättigung
Sim	Simulation
turb	turbulent
Umg	Umgebung, Umgebungstemperatur=20°C
überg	Übergangsbereich
v	vapour, versetzt
vereinf	vereinfacht
vo	vapour only
Vers	Versuch
Verw	Verwirbelung
W	Wand
WÜ	Wärmeübertrager
x	Ortskoordinate

Dimensionslose Kennzahlen

$\text{Bo} = \frac{\dot{q}}{\dot{m} \Delta h_{lv}}$	Siedekennzahl (boiling number)
$\text{f} = \tau \frac{2}{\rho w^2} = \frac{\zeta}{4}$	Friction Faktor

$\text{Fr} = \frac{w^2}{g \cdot L}$	Froudzahl
$j = \frac{\text{Nu}}{\text{Re} \cdot \text{Pr}^{1/3}}$	Colburn Faktor
$\text{Nu} = \frac{\alpha \cdot L}{\lambda}$	Nusseltzahl
$\text{Pe} = \frac{w \cdot L}{D_{AB}}$	Pecletzahl
$\text{Pr} = \frac{\nu}{a}$	Prandtlzahl
$\text{Re} = \frac{w \cdot L}{\nu}$	Reynoldszahl
$\text{We} = \frac{w^2 \cdot L \cdot g}{\sigma}$	Weberzahl

1 Einleitung

Die stark zunehmende Rohstoffverknappung, verschärfte CO_2 -Emissionsgrenzwerte und auch Kundenwünsche wie Kostenreduktion und Umweltverträglichkeit sind Gründe dafür, dass in der Fahrzeug- und Motorenentwicklung nach alternativen Antriebstechniken, neuen Kraftstoffen und Methoden zur Effizienzsteigerung gesucht wird. Die in der Serienentwicklung zurzeit noch nicht genutzte Abwärmenutzung (AWN) mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess bietet hierbei die Möglichkeit zur Effizienzsteigerung des Gesamtsystems *Fahrzeug*.

Die Verwendung des Verbrennungsmotors zum Fahrzeugantrieb ist aufgrund seiner physikalischen Grenzen generell zu überdenken. Die Interessen der Fahrzeugindustrie sowie die fehlende Kompromissbereitschaft der Kunden, auf die Vorteile des Verbrennungsmotors¹ zu verzichten, erfordern jedoch eine Effizienzsteigerung des bestehenden Systems.

Die folgenden Beispiele begründen den Entwicklungsdruck auf die Fahrzeugindustrie und die Relevanz dieser Arbeit: Dies ist zum einen der durchschnittliche Preisanstieg pro Jahr um zwei Prozent für einen Liter Benzin in Deutschland im Zeitraum der letzten sechs Jahre², dargelegt durch Schille und Ohr (2012). Zum anderen die durch das Europäische Parlament festgelegten Abgasnormen (Euro-4-, Euro-5- und Euro-6-Norm), die eine sukzessiv zunehmende Begrenzung entsprechend der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 (2010) vorgeben.

Darüber hinaus sorgt die in Deutschland seit dem 01. Juli 2009 an die CO_2 -Emission gekoppelte Besteuerung von Neuwagen für einen weiteren Anreiz zur Absenkung der Abgasemissionen, wie Presse- und Informationsamt der Bundesregierung (2009), Reuters (2008) und Süddeutsche (2012) schreiben. Nicht zuletzt erhält das Thema AWN weitere Relevanz durch die im Jahr 2016 bekannt gewordenen Manipulationen der Abgasemissionswerte.

¹Dies sind z. B. die große Fahrreichweite, die hohe Leistung, das schnelle Tanken, die hohe Tankstellenverfügbarkeit und der hohe Entwicklungs- und Komfortstandard.

²Der Bezugszeitraum reicht von Juli 2009 (1,29 €) bis Juni 2015 (1,45 €).

Das Energieeinsparpotenzial der AWN besteht, da selbst bei modernsten Verbrennungsmotoren der größte Teil der im Kraftstoff gespeicherten Energie in thermische Energie umgewandelt und dann als Abwärme an die Umgebung verloren geht. Bisio und Boots (1995), Braess und Seiffert (2001), Pischinger (1998, S. 118 ff.) und Gerigk et al. (2001, S. 151) schreiben hierzu, dass, je nach Betriebspunkt und Fahrzustand, bis zu 80% der Kraftstoffenergie im Abgas und im Kühlwasser wiederzufinden sind. Bereits die Rückgewinnung eines Anteils dieser Energie reicht zur Steigerung der Gesamteffizienz, trotz der effizienzreduzierenden Nachteile³ eines AWN-Systems.

Zahlreiche Autoren wie Brands et al. (1981), Chen und Lin (1983), DiBella et al. (1983), Kadota und Yamamoto (2008), Ringler et al. (2009), Chammas und Clodic (2005), Teng et al. (2006) und Stobart und Houshnam (2008) berichten, dass mit einer AWN, basierend auf einem Dampfkraftprozess, eine theoretische Steigerung der Antriebsleistung aus den Wärmeverlusten im Bereich von 10-15% zu realisieren ist. Hierdurch werden der Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen reduziert.

Das folgende Energieflussdiagramm und die zugehörige Berechnung für die reine Abgasabwärmennutzung verdeutlichen das Potenzial und die Einflussfaktoren der Energierückgewinnung mittels Dampfkraftprozess.

$$\begin{aligned}
\frac{\Delta P}{P} &= \frac{\dot{Q}_{AG} \cdot \eta_{WÜ} \cdot \eta_{DK}}{P} \\
&= \frac{\eta_{AG} P_{KS} \cdot \eta_{WÜ} \cdot \eta_{DK}}{\eta_{mech} P_{KS}} \\
&= \frac{\eta_{AG} \cdot \eta_{WÜ} \cdot \eta_{DK}}{\eta_{mech}}
\end{aligned} \tag{1.1}$$

Hierin sind ΔP die durch die AWN zusätzlich bereitgestellte Motorleistung und P die ohne AWN bereits vorhandene Motorleistung. \dot{Q}_{AG} beschreibt den Wärmestrom des Abgases und $\eta_{WÜ}$ und η_{DK} die Wirkungsgrade der Wärmeübertragung⁴ und des Dampfkraftprozesses⁵, die entsprechend der Fahrzustände im Bereich von 50-85% und 2-15% liegen. η_{AG} und η_{mech} geben den Anteil der thermischen Abgasleistung und der Antriebsleistung, bezogen auf die im Kraftstoff gespeicherte Wärmeleistung

³Dies sind z. B. die Erhöhung des Fahrzeuggewichtes, der zusätzliche Abgasgegendruck und die steigende Kühlleistungsanforderung.

⁴Der Wirkungsgrad der Wärmeübertragung $\eta_{WÜ}$ wird beschrieben durch das Verhältnis von übertragenem Wärmestrom zu maximal zu übertragenem Wärmestrom bei einer Abkühlung auf 20°C.

⁵Der Wirkungsgrad des Dampfkraftprozesses η_{DK} wird beschrieben durch das Verhältnis von zugeführter thermischer Leistung zu abgegebener mechanischer Leistung.

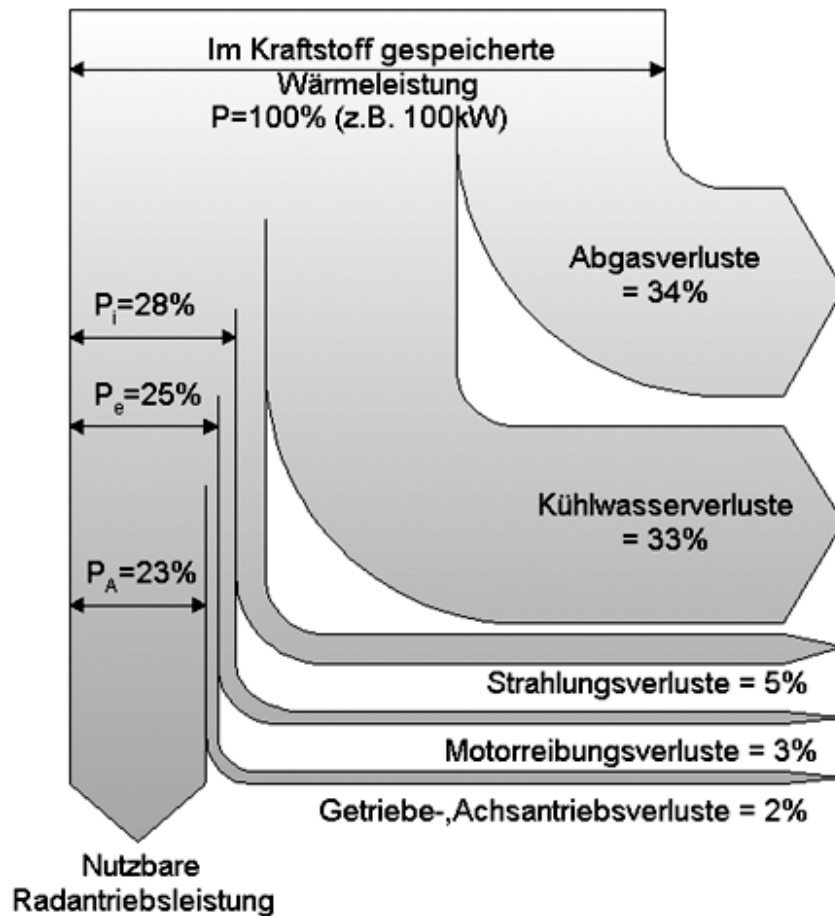


Abbildung 1.1: Energieflussdiagramm eines Verbrennungsmotors in einem Personenwagen
Quelle: Hoetger (2009)

P_{KS} , an. Eine theoretische Energierückgewinnung von 10% ergibt sich somit mittels AWN-System⁶ bei auslegungspunktypischen Eckdaten von $\eta_{AG} = 0,34$, $\eta_{WÜ} = 0,7$, $\eta_{DK} = 0,1$ und $\eta_{mech} = 0,23$. Es zeigt sich, dass ein ineffizienter Verbrennungsmotor ($\eta_{mech} \downarrow$) die Leistungsbereitstellung des AWN-Systems verbessert.

Bei der in dieser Arbeit untersuchten AWN wird die thermische Energie des Abgases über einen Dampferzeuger zum Verdampfen eines Arbeitsmediums genutzt. Expansionsmaschine und optional Generator ermöglichen im Anschluss die Wandlung zu elektrischer Energie zur Versorgung der Fahrzeugperipherie oder die direkte Ein-

⁶Hierbei ist die Motorleistungsreduzierung durch den Einbau des AWN-System noch nicht berücksichtigt und die Wirkungsgrade entsprechen nach Angaben von Hoetger (2014) den Validierungs- und Testergebnissen des Prototypenbaus der Amovis GmbH (seit 2015 Mahle Amovis GmbH). Die Mahle Amovis GmbH sieht sich selbst als Technologieführer in der mobilen Anwendung von Rankine-Prozessen zur AWN im Leistungsbereich bis 100 kW.

kopplung der zusätzlichen Antriebsleistung. Das Energieeinsparpotenzial der AWN ist dabei an einen optimierten Dampferzeuger gekoppelt, da dieser die Schnittstelle zwischen Wärmequelle und AWN-System darstellt.

Für die Auslegung eines optimierten Dampferzeugers zur AWN kann der Stand der Technik der Dampferzeugerauslegung und -optimierung als Grundlage genutzt werden. Da jedoch noch keine Praxiserfahrungen aus der Serienfertigung und -anwendung vorliegen und die Forderungen nach sehr kleinen Bauräumen bei hohen Leistungsdichte-, Druckverlust-, Gewichts- und Haltbarkeitsvorgaben (Thermoschocks, Lastwechsel, Erschütterungen, etc.) übliche Anforderungen überschreiten, erfolgt im Rahmen dieser Arbeit eine explizite Untersuchung einer Dampferzeugeroptimierung für die AWN im Pkw mittels Dampfkraftprozess.

Die Relevanz und Aktualität der untersuchten Thematik ist offensichtlich, da nahezu alle Autobauer an dieser AWN mittels Dampfkraftprozess und den dazugehörigen Komponenten forschen sowie Prototypen entwickeln, wie Hoetger (2009, 2014) anmerkt.

1.1 Aufgabenstellung und Zielsetzung

Ziel der Arbeit ist es ein Optimierungsverfahren für Dampferzeuger zu entwickeln, welche zur AWN mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess an mobilen Verbrennungsmotoren eingesetzt werden. Die Herausforderungen hierbei sind die stark variierenden Prozessbedingungen, die engen Bauraum- und Gewichtsvorgaben, die Tatsache, dass diese Dampferzeugeranwendung noch wenig erforscht und entwickelt ist sowie die variablen Zielvorgaben.

Klassische Zielvorgabe ist eine gute Wärmeübertragung bei sehr geringen Druckverlusten im Abgas. Es kann jedoch bei der AWN im Pkw z. B. auch eine Abkühlung des Abgases in einen vorgegebenen Temperaturbereich oder die Bereitstellung eines definierten Zustandes des überhitzten Arbeitsmediums das Ziel sein, um gute Betriebsbedingungen für sich anschließende AWN- oder Fahrzeugkomponenten zu schaffen.

Der Dampferzeugertyp wird im Vorfeld nicht in seiner Geometrie eingeschränkt. Ein automatisiertes Optimierungsverfahren soll unter Berücksichtigung der zuvor genannten Herausforderungen entwickelt werden, welches neben klassischen Dampferzeugertypen ebenfalls eine Bewertung von neuen Dampferzeugerbauarten und -geometrien ermöglicht. Dies erfordert eine computergestützte Geometrievariation.

1.2 Struktur der Arbeit

Grundvoraussetzung für die AWN ist die Abwärme. Daher beginnt das einführende Grundlagenkapitel mit der Betrachtung des *Verbrennungsmotors* und dessen Rolle als Wärmequelle. Hierbei werden die verschiedenen Motortypen und -verschaltungen erläutert und die entsprechenden Wärmeverluste, die die Wärmequelle der AWN sind, aufgezeigt. Daran anschließend wird das AWN-System vorgestellt und die zugrundeliegende Technik erläutert. Die Einbindung des Dampferzeugers ins AWN-System und ins gesamte Fahrzeug wird hierbei gesondert betrachtet.

Das Grundlagenunterkapitel *Dampferzeugerberechnung / Grundsätze der Bilanzierung* widmet sich der Bilanzierung, den Modellansätzen und der Literaturrecherche zu den Korrelationsgleichungen der Dampferzeugerauslegung. Es werden in Abhängigkeit von den untersuchten Dampferzeugertypen und -geometrien die Berechnungsansätze und -gleichungen aufgezeigt, die zugrundeliegenden Annahmen genannt und die entsprechenden Gültigkeitsgrenzen aufgeführt. Hierfür erfolgt entsprechend der beiden wichtigsten Auslegungsgrößen eine Unterteilung in die Bereiche *Wärmeübertragung* und *Druckverlust*. Das letzte Unterkapitel des Bereichs *Grundlagen* beinhaltet eine Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten und bewertet somit Einflussgrößen der Dampferzeugerauslegung und -optimierung.

Das dritte Kapitel *Methodik der Simulation* erläutert den Aufbau und die Struktur der Dampferzeugerauslegungssoftware unter Anwendung der zuvor vorgestellten Berechnungsgleichungen. Auf dieses Kapitel folgt das Kapitel *Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers*. Hierin wird im ersten Unterkapitel ein fiktives Fahrzeug ausgelegt, anhand dessen die Randbedingungen entsprechend eines Fahrzyklus bestimmt werden. In den folgenden Unterkapiteln 4.2 bis 4.4 wird dann mittels Optimierungsverfahren je ein optimierter Rohrbündel-, ein Rippenrohrbündel und ein Kreuzstromplattendampferzeuger für das zuvor vorgegebene Fahrzeug bestimmt. Hierbei erfolgt anhand der Rohrbündeloptimierung die exemplarische Vorstellung des Optimierungsverfahrens. Im Unterkapitel 4.5 wird anschließend der geeignetste Dampferzeuger aller drei Geometrietypen bestimmt. Zusätzlich wird in den Unterkapiteln 4.6 und 4.7 zum einen eine Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen untersucht und zum anderen die Optimierung mit veränderten Modellansätzen und Annahmen durchgeführt, um die zur Auslegung zugrunde gelegten Berechnungsansätze zu bewerten. Abgeschlossen wird das Kapitel 4 mit einer Zusammenfassung der Dampferzeugerauslegung und -optimierung.

Um die Ergebnisse des Optimierungsverfahrens zu bewerten, wurden abschließend Validierungsversuche an unterschiedlichen Dampferzeugern und an Dampferzeugerteilmodellen durchgeführt. Im Kapitel *Experimentelle Untersuchungen* werden die hierfür notwendigen zwei Prüfstände in den Unterkapiteln 5.1 und 5.2 erklärt. Zudem wird in den jeweiligen Unterkapiteln das entsprechende Versuchsprogramm vorgegeben. Die verwendete Messtechnik wird im folgenden Unterkapitel 5.3 vorgestellt. Eine Messunsicherheitsbestimmung legt hierbei die Grundlage für die Auswertung der Validierungsversuche.

Im anschließenden Kapitel *Vergleich zwischen Simulation und Messung* werden die Ergebnisse der Dampferzeugervermessung und der Druckverlustvermessung an Dampferzeugerteilmodellen ausgewertet. Abgeschlossen wird die Arbeit mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick.

2 Grundlagen und Stand der Technik der Dampferzeugerauslegung zur AWN mittels Dampfkraftprozess

Die folgenden Unterkapitel *Verbrennungsmotor*, *Abwärmenutzung* und *Dampferzeugerberechnung / Grundsätze der Bilanzierung* stellen die Grundlagen für die Dampferzeugerauslegung und -optimierung vor. Im ersten Unterkapitel wird der Verbrennungsmotor in seiner Rolle als Wärmequelle für das AWN-System betrachtet und sein Einfluss auf die Bestimmung der Randbedingung für die Dampferzeugerauslegung thematisiert. Die beiden sich anschließenden Unterkapitel liefern zum einen eine Einführung in die AWN mittels Dampfkraftprozess und zum anderen das für die Auslegung der Dampferzeuger notwendige Berechnungsmodell. Hier wird in den Unterkapiteln *Wärmeübertragung* und *Druckverlust* der Schwerpunkt auf die Korrelationsgleichungen für die Wärmestrom- und die Druckverlustberechnungen gelegt.

2.1 Verbrennungsmotor

Die beiden Vertreter der Verbrennungsmotoren im Pkw sind Otto- und Dieselmotoren. Entsprechend der Art, wie die Luft oder das Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Zylinder gefüllt wird, werden Saug- und Auflademotoren unterschieden. Die Aufladung kann zum einen mittels eines Kompressors umgesetzt, und somit direkt an den Motor gekoppelt sein, und zum anderen über einen Abgasturbolader realisiert werden. In diesem Fall wird die Leistung zum Antreiben des Laders dem Abgas mit Hilfe einer Abgasturbine entnommen.

Bei einem Saugmotor hingegen wird die Luft oder das Kraftstoff-Luft-Gemisch durch das Einlassventil aufgrund des Unterdrucks, der durch die Abwärtsbewegung des Kolbens entsteht, angesaugt. Eine zusätzliche Verdichtung findet nicht statt.

Eine weitere Unterteilung der Motoren erfolgt anhand des Orts und des Zeitpunktes der Kraftstoffzumischung. Unterschieden wird in innere und äußere Gemisch-

bildung sowie luftverdichtende und gemischverdichtende Motoren. Diesel- und Benzindirekteinspritzer sind Motoren mit innerer Gemischbildung während Vergasermotoren und Saugrohr-Motoren eine äußere Gemischbildung aufweisen. Der für die Kraftstoffmischung notwendige Sauerstoff wird jedoch bei allen Varianten über das Verbrennungsluftverhältnis λ und das entsprechende λ -Konzept geregelt¹.

Zusätzlich zur Motorvariation beeinflussen nachgeschaltete Komponenten, wie z. B. Katalysatoren, Dieselpartikelfilter oder Schalldämpfer, den Motor und somit die entscheidenden Abgasparameter Temperatur, Druck und Massenstrom, welche die Eigenschaften der Wärmequelle festlegen. Eine weitere Fahrzeugkomponente, welche die Abgasparameter beeinflusst, ist die Abgasrückführung. Da sie als alleinige Wärmequelle genutzt werden kann, wird sie im nachfolgenden Kapitel bei der Betrachtung der unterschiedlichen Verschaltungsvarianten des AWN-Systems genauer thematisiert.

Da im Pkw unterschiedliche Verbrennungsmotoren mit variierenden Verschaltungen und wechselnden Abgasnachbehandlungskomponenten verbaut sind und die Motoren in stark variierenden Betriebspunkten betrieben werden, ist die Auslegung eines Abwärmenutzungsdampferzeugers unter Berücksichtigung nur eines Betriebspunktes meistens nicht ausreichend. Erschwerend kommt hinzu, dass die Automobilindustrie nicht für jedes Fahrzeug der Produktpalette, die von Kleinwagen über Mittelklassefahrzeuge hin zu Großraum-Vans reicht, einen separaten Dampferzeuger fertigen lassen will. Daher ist die Flexibilität, realisiert durch eine Typenreihe, aufgrund des Kostendrucks in der Automobilindustrie begrenzt.

Einheitlich ist jedoch die Verfügbarkeit der Wärmequelle, die durch den grundsätzlich niedrigen Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors entsteht. Abbildung 1.1 zeigt die Wirkungsgrade und Verlustströme eines Verbrennungsmotors im Pkw, die im Allgemeinen für alle Motorenvarianten zutreffen. Hoetger (2009) gibt eine vereinfachende Aufteilung der im Kraftstoff gespeicherten Energie in Form einer Drittelung auf die Radantriebsleistung, die Abgas- und die Kühlwasserverluste an. Das Potenzial zur Energierückgewinnung ist deutlich zu erkennen.

Zur Bestimmung der Motorkenndaten, wie z. B. Leistung, Abgastemperatur, Abgasemission, Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsluftverhältnis, im jeweiligen Fahrzustand dienen Motorkennfelder, in denen die entsprechenden Kenndaten in einem x,y,z-Diagramm über der Drehzahl und dem effektiven Mitteldruck bzw. dem Dreh-

¹Das Verbrennungsluftverhältnis λ beschreibt das Verhältnis von Luftmasse, die zur Verbrennung zur Verfügung steht, zu Luftmasse, die stöchiometrisch für eine vollständige Verbrennung notwendig ist ($\lambda = m_{Luft,verfügbar}/m_{Luft,stöchiometrisch}$).

moment des Motors aufgetragen sind. Bei vorgegebener Geschwindigkeit des Fahrzeuges können anhand der Spezifikationen des Motors, der Gangwahl, dem Reifenradius und der Getriebeübersetzung die Drehzahl und der effektive Mitteldruck in jedem Fahrzustand bestimmt und somit Motorkennndaten im Fahrzyklus berechnet werden. Abbildung 2.1 zeigt exemplarisch ein qualitatives Motorkennfeld für die Motorleistung. Die Darstellung in einem x-y-z-Diagramm anhand der Drehzahl und des Mitteldrucks bzw. des Drehmoments ist Stand der Technik und ermöglicht den standardisierten Vergleich unterschiedlicher Motoren. Der effektive Mitteldruck ist definiert durch die auf das Hubvolumen bezogene Arbeit, die bei einem Arbeitstakt abgegeben wird. Der effektive Mitteldruck ist proportional zum Drehmoment. Das abgebildete Motorkennfeld zeigt jede mögliche Kombination aus Drehzahl und effektivem Mitteldruck, die zu einer vorgegebenen Leistung führt. Hieraus wird ersichtlich, dass für eine bestimmte geforderte Motorleistung mehrere Betriebspunkte mit z. B. unterschiedlichem Kraftstoffverbrauch möglich sind. So ist es z. B. das Ziel eines Automatikgetriebes, den Motor möglichst häufig in den Betriebsbereichen mit dem niedrigst möglichen spezifischen Kraftstoffverbrauch zu betreiben. Für die Bestimmung der Abgasrandbedingungen bedeutet dies, dass zu einer Motorleistung oder einer Fahrgeschwindigkeit verschiedene Abgasrandbedingungen gehören können. Für die eindeutige Zuordnung ist die Gangvorgabe notwendig.

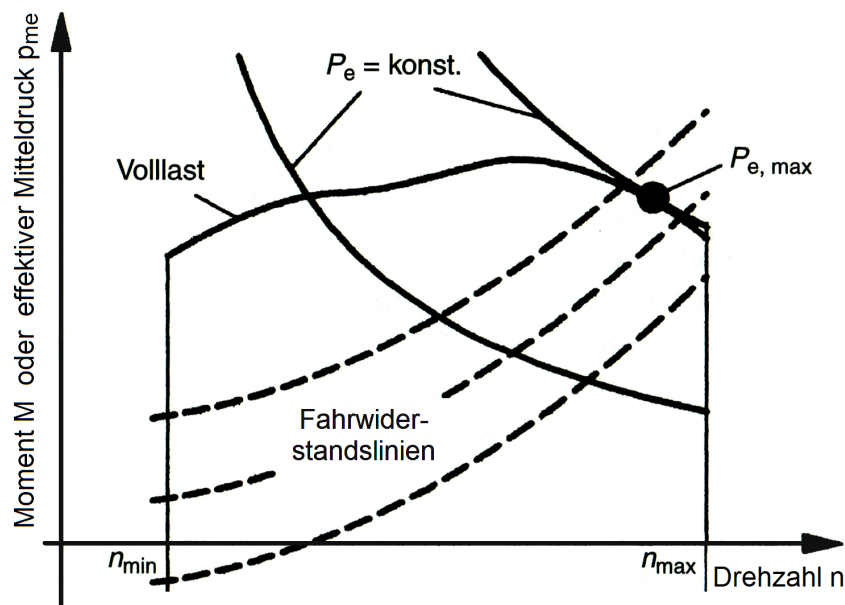


Abbildung 2.1: Qualitative Darstellung eines Motorkennfelds

Anm.: $P_e \hat{=}$ effektive Leistung. Quelle: Nach Basshuysen und Schäfer (2006, S. 305).

Weiterführende Erklärungen zum Verbrennungsmotor im Fahrzeug und detaillierte Erläuterungen des Beschriebenen sind von Pischinger (2007, S. 6 ff.), Braess und Seiffert (2001, S. 25 f.), Bauer (2003), Basshuysen und Schäfer (2006) und Gerigk et al. (2001) aufgeführt.

Die explizite Festlegung der Dampferzeugerauslegungsrandbedingungen erfolgt im Kapitel 4.1 anhand eines fiktiven Fahrzeuges. Im gleichen Kapitel wird auch der Common ARTEMIS Driving Cycle (CADC) vorgestellt. Anhand dieses Fahrzyklus werden die Randbedingungen des fiktiven Fahrzeuges bestimmt. Der CADC ist ein aus realen Fahrten abgeleiteter Fahrzyklus, der im Rahmen des europäischen ARTEMIS-Projekts (Assessment and Reliability of Transport Emission Models and Inventory Systems) erstellt wurde. Nach den Ausführungen von Joumard (2006), Andre (2004) und Norris (2002) bildet er das europäische Fahrverhalten für Personenwagen aufgrund später Schaltpunkte und realitätsnaher Fahrdynamik und Motorleistung deutlich besser ab als der Neue Europäische Fahrzyklus (NEFZ). Grundlage für den CADC sind Fahrten mit mehr als 80 Pkw, die über eine Fahrstrecke von mehr als 100.000 km in sechs europäischen Ländern ausgewertet wurden. Abbildung 2.2 zeigt den Geschwindigkeitsverlauf des CADC, aufgeteilt in die drei Bereiche Stadt, Landstraße und Autobahn.

2.2 AWN mittels Dampfkraftprozess

Im Folgenden werden die Einzelkomponenten des Dampfkraftprozesses und deren Verschaltungs- und Einbindungsvarianten vorgestellt. Der Dampferzeuger wird an dieser Stelle ausführlich thematisiert, um den Rahmen für die Kapitel *Wärmeübertragung* und *Druckverlust* abzustecken. Zusätzlich wird der Stand der Technik der AWN mittels Dampfkraftprozess aufgezeigt.

Die in dieser Arbeit untersuchte AWN mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess stellt eine Form der AWN dar, bei der die Gesamteffizienz des Fahrzeuges erhöht wird und somit Kraftstoffverbrauch und Abgasemissionen reduziert werden. Diese Art der AWN ist mit großem konstruktiven Aufwand und einer komplexen Systemverschaltung verbunden, bietet aber großes Energieeinspar- und Effizienzsteigerungspotenzial. Bereits serienmäßig verbaute AWN-Systeme, beschrieben von Bauer (2003, S. 476 ff., S. 532 ff.) sowie Basshuysen und Schäfer (2006, S. 29 ff.), sind z. B. die Nutzung der im Abgas verbleibenden thermischen Leistung zur Erwärmung der Fahrgastzellenluft. Auch die Verwendung eines Abgasturboladers, der die Frisch-

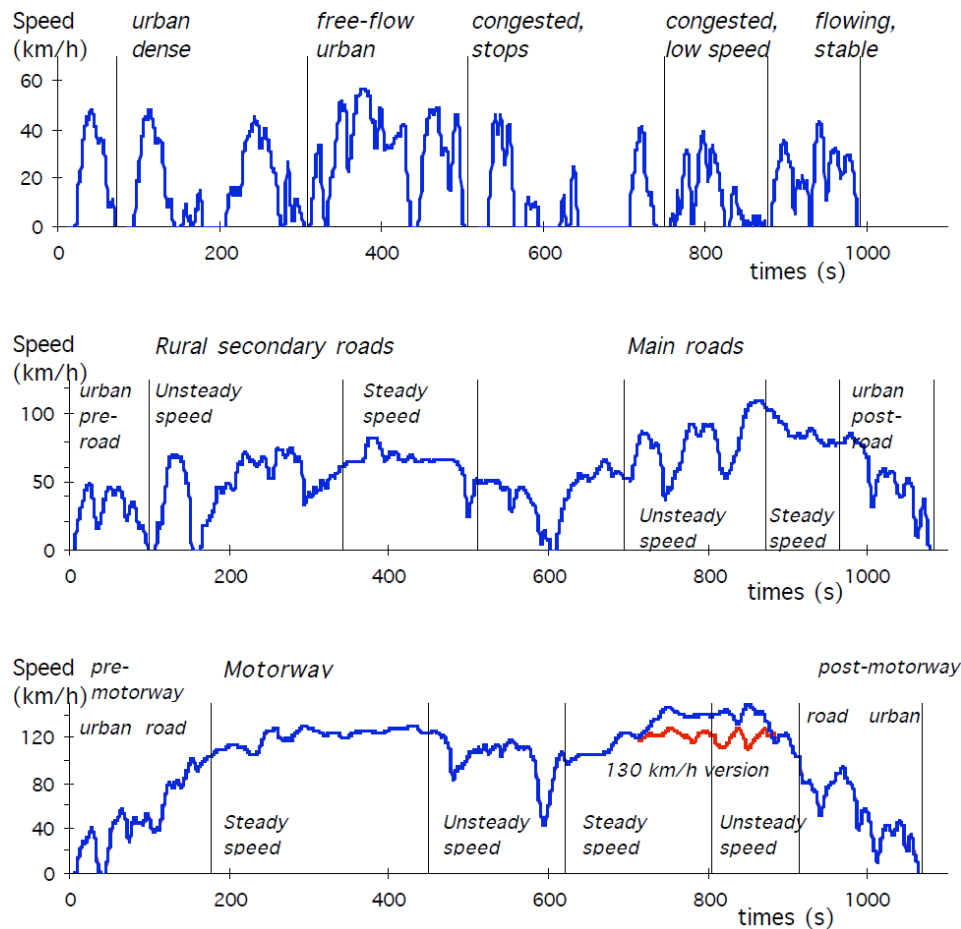


Abbildung 2.2: Geschwindigkeitsprofil des Common ARTEMIS driving cycle - Stadt, Landstraße und Autobahn

Quelle: Andre (2004)

oder Verbrennungsluft ansaugt und komprimiert, um eine höhere Motorleistungsabgabe zu ermöglichen, stellt eine Form der AWN dar. Trotz der bereits vorhandenen AWN-Systeme verbleibt ungefähr je ein Drittel der im Kraftstoff gespeicherten chemischen Energie als thermische Leistung im Abgas und im Kühlwasser. Um diese Leistung zu nutzen, bedarf es neuer AWN-Systeme.

Ein sich in der Entwicklung befindendes AWN-System, welches direkt die Abgasenergie nutzt, um die Effizienz des Verbrennungsmotors zu steigern, wird im Forschungsprojekt *Heat2Cool*² von Zegenhagen et al. (2009) untersucht. Ziel dieses Vor-

²Für eine detaillierte Darstellung des Forschungsprojektes wird an dieser Stelle auf die Veröffentlichung *Heat2Cool-Cooling of charged inlet air with exhaust heat for internal combustion engines* von Zegenhagen et al. (2009) verwiesen.

habens ist die Bereitstellung von Kälteleistung zur Ladeluftkühlung unterhalb der Umgebungstemperatur mittels eines thermischen Kälteprozesses zu ermöglichen.

Die in der vorliegenden Arbeit untersuchte AWN mittels Dampfkraftprozess wandelt die im Abgas verbleibende thermische Leistung in mechanische oder elektrische Leistung, die entweder direkt im Antriebsstrang eingekoppelt werden kann oder die Versorgung der Fahrzeugperipherie unterstützt. Hierzu dient ein Dampfkraftprozess, der über den Clausius-Rankine-Kreisprozess als Vergleichsprozess abgebildet wird. Für das AWN-System gilt, dass ein erhöhter Kraftstoffverbrauch oder steigende Abgasemissionen, z. B. aufgrund des zusätzlichen Gewichts, des gestiegenen Abgasgedrucks oder der veränderten Prozessbedingungen im Abgasstrang, durch die Steigerung der Antriebsleistung oder die Bereitstellung der elektrischen Energie überkompensiert werden müssen.

Chammas und Clodic (2005) geben eine detaillierte Bilanzierung der Verlustströme für unterschiedliche Lastpunkte eines Pkw-Motors an und zeigen die Einsparpotenziale bei der Verwendung eines AWN-Systems mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess für ein Hybridfahrzeug auf. Hierbei vergleichen sie einen Hochdruck-, einen Niederdruckwasserdampfkreis und zwei ORC-Prozesse mit R245 und Isopentan. Für den Wasserhochdruckkreis geben sie eine Kraftstoffeinsparung von 12-27% in Abhängigkeit von den Betriebspunkten an. Für die Niederdruckvariante liegt die Kraftstoffeinsparung bei 7-18%. Die ORC-Prozesse, die auch das Kühlwasser als Wärmequelle nutzen, ermöglichen eine Kraftstoffeinsparung von bis zu 32%.

Die BMW AG veröffentlichte 2005 eine umfangreiche Forschungsarbeit inklusive Patentanmeldungen und weist durch Prüfstandsversuche mit realen Verbrennungsmotoren Kraftstoffeinsparpotenziale von bis zu 15% nach. Hierbei wird sowohl das Abgas als auch das Kühlwasser als Wärmequelle für den Dampfkraftprozess verwendet. Ziel dieses Forschungsprojektes war die Bestimmung und der technische Nachweis mittels Prototyp einer möglichst hohen Energierückgewinnung basierend auf einer AWN mittels Dampfkraftprozess [Presse-Information BMW (2005)].

Srinivasan et al. (2010) liefern in ihrer Forschungsarbeit einen Überblick über verschiedene Veröffentlichungen zur AWN mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess. Hierbei betrachten sie Untersuchungen sowohl aus den Siebzigerjahren aus dem Bereich der Automobil- und Kraftwerkstechnik als auch aktuelle Forschungsarbeiten der Automobilindustrie sowie anderer Institute. Es handelt sich um analytische, simulierende und experimentelle Arbeiten. Tenor aller Untersuchungen ist im Mittel eine Kraftstoffersparnis von 10-15%. Die hierbei aufgeführten simulativen Arbeiten von Stobart und Houshnam (2008) sowie Chammas und Clodic (2005) geben die höchsten

Kraftstoffeinsparpotenziale von 30% bzw. 32% an. Die experimentellen Untersuchungen an realen Fahrzeugen von Brands et al. (1981), DiBella et al. (1983), Endo et al. (2007) und Ringler et al. (2009)³ ähneln sich bezüglich der Ergebnisse und liegen im Bereich der bereits genannten 10 - 15%. Die restlichen Arbeiten von Chen und Lin (1983), Kadota und Yamamoto (2008), Teng et al. (2006) sowie Vaja und Gambartotta (2010) liegen im Mittel bei 13% und variieren zwischen 6,1% und 20%. Hierbei geben Teng et al. jedoch einen Erwartungswert von bis zu 20% an und Kadota und Yamamoto betrachten in ihrer Untersuchung vermehrt niedrige Geschwindigkeiten in einem Stadtzyklus und berechnen daher eine Effizienzsteigerung von 6,1%.

Sowohl die Ergebnisse der BMW AG, die auf Prüfstandsversuchen basieren, als auch die Versuchsergebnisse und Testfahrten mit Prototypen der Mahle Amovis GmbH weisen eine Kraftstoffeinsparung von 10% - 15% in einzelnen Betriebspunkten nach. Diese Ergebnisse stimmen mit den Ergebnissen der zuvor dargelegten experimentellen Arbeiten überein.

Allgemeine Überlegungen zeigen, dass die Nutzung der im Kühlwasser gespeicherten Energie theoretisch möglich (vgl. Ausführungen der Presse-Information BMW (2005) und die Untersuchungen von Freymann et al. (2008)), jedoch unter Berücksichtigung des Aufwand-Nutzenverhältnisses aufgrund der niedrigen Temperaturen⁴ und des konstruktiven Mehraufwands⁵ für die Fahrzeugindustrie finanziell nicht profitabel ist. Zu diesem Schluss kommt auch die Forschungs- und Technikabteilung von BMW in dem oben genannten mehrjährigen BMW-Forschungsprojekt. Auch die Aussagen von Hoetger (2009, 2014) und die zuvor aufgeführten Veröffentlichungen, die über die theoretische Betrachtung hinaus einen Prototypen aufzeigen oder umsetzen, bestätigen dies. Diese Arbeiten nutzen größtenteils nicht das Kühlwasser für die AWN.

Im weiteren Verlauf der Arbeit wird aus diesen Gründen das Abgas als alleinige Wärmequelle betrachtet. Die strikten Gewichts- und Bauraumbeschränkungen im Pkw grenzen die sinnvollen und umsetzbaren Verschaltungsvarianten weiter ein. Eine AWN mit einem Niederdruck- und einem Hochdruckkreis und dementsprechend zwei Expansionsmaschinen, wie sie die BMW AG durchgeführt hat, ist aufgrund des hohen technischen Aufwands im Verhältnis zum Gesamtnutzen ebenfalls nicht profi-

³Brands und DiBella nutzten als Testfahrzeug einen Lkw, Endo hingegen einen Pkw (Hybrid).

⁴Die maximale Temperatur des Kühlwassers liegt nach Bauer (2003, S. 120) bei einem maximalen Überdruck von 1,4 bar bei 120°C.

⁵Es wird ein zusätzlicher Wärmeübertrager und gegebenenfalls ein zweiter Arbeitsmedienkreis benötigt [Presse-Information BMW (2005)].

tabel. Daher werden Verschaltungsvarianten mit zwei Arbeitsmedienkreisen in dieser Arbeit nicht weiter thematisiert.

Bei der Nutzung des Abgases als einzige Wärmequelle wird zwischen einer reinen Abgas- (AG), einer reinen Abgasrückführungs- (AGR) und einer gekoppelten Abgas-Abgasrückführungs-Verschaltung (AG-AGR) unterschieden.

Abgas-Verschaltung

Bei der AG-Verschaltung (Abb. 2.3) wird der Dampferzeuger direkt im Abgasstrang platziert und kann somit vom gesamten Motorabgas durchströmt werden.

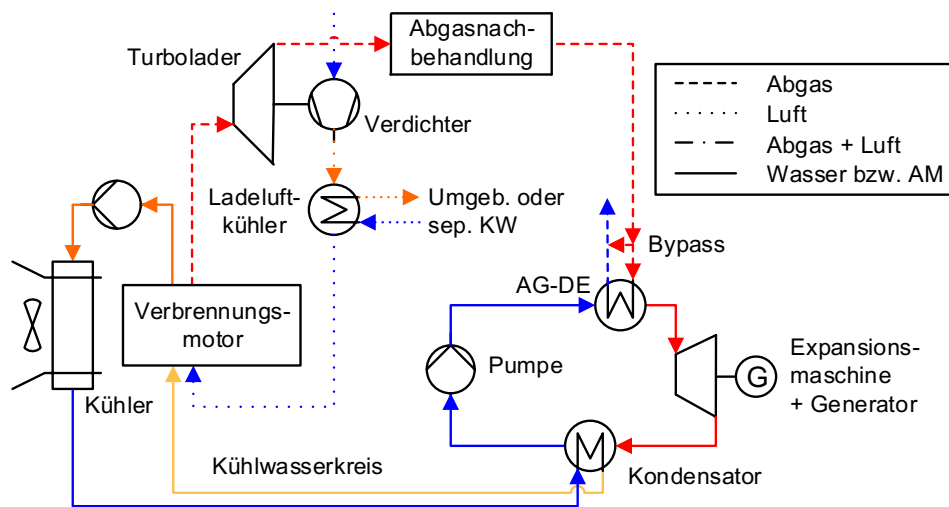


Abbildung 2.3: AWN bei reiner AG-Nutzung

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AG-DE $\hat{=}$ Abgasdampferzeuger.

Die Positionierung des Abgasdampferzeugers im Abgasstrang kann hierbei variiert werden. Meistens wird der Dampferzeuger jedoch hinter dem Turbolader (falls vorhanden) und hinter der Abgasnachbehandlung⁶ integriert. Eine Positionierung vor der Abgasnachbehandlung ermöglicht zwar eine etwas höhere Energierückgewinnung, reduziert aber die Eintrittstemperatur in den Katalysator erheblich. Bauer (2003, S. 545) sowie Braess und Seiffert (2001, S. 152) geben die optimale Betriebstemperatur eines Dreiwegkatalysators mit 400-800°C und die eines Speicherkatalysators mit 200-500°C an. Speziell beim Anfahren aus dem kalten Ruhezustand sind

⁶Einzelkomponenten der Abgasnachbehandlung in durchströmter Reihenfolge nach Basshuysen und Schäfer (2006, S. 5): Katalysator(en), Partikelfilter, Schalldämpfer und Endrohr. Schalldämpfer und Endrohr können hinter dem Dampferzeuger platziert bzw. im Fall des Schalldämpfers durch den Dampferzeuger ersetzt werden.

die Auswirkungen niedriger Abgastemperaturen auf den Katalysator erheblich und gefährden die Einhaltung der vorgeschriebenen Abgasnormen⁷.

Eine Einbindung vor dem Turbolader ist noch seltener, da hier kein Bauraum vorhanden ist und die Änderungen der Randbedingungen für die nachgeschalteten Komponenten erheblich sind. Zudem würde der negative Einfluss der Absenkung der Katalysatoreintrittstemperatur auch hier auftreten. Allgemein gilt für die Einbindung von zusätzlichen Komponenten, dass der Eingriff in die hochoptimierten Prozessabläufe so gering wie möglich gehalten werden sollte. Kleine Temperaturänderungen können bereits erheblichen Einfluss auf die Leistung und die Abgasemission des Fahrzeuges haben.

Abgasrückführungs-Verschaltung

Im Gegensatz zur AG-Verschaltung wird bei der AGR-Verschaltung nur das vom Motor zurückgeführte Abgas⁸ genutzt. Hierbei wird zwischen einer Hochdruck- und einer Niederdruckrückführung unterschieden. Abbildungen 2.4 - 2.6 zeigen sowohl die beiden Varianten separat als auch die kombinierte Verschaltung.

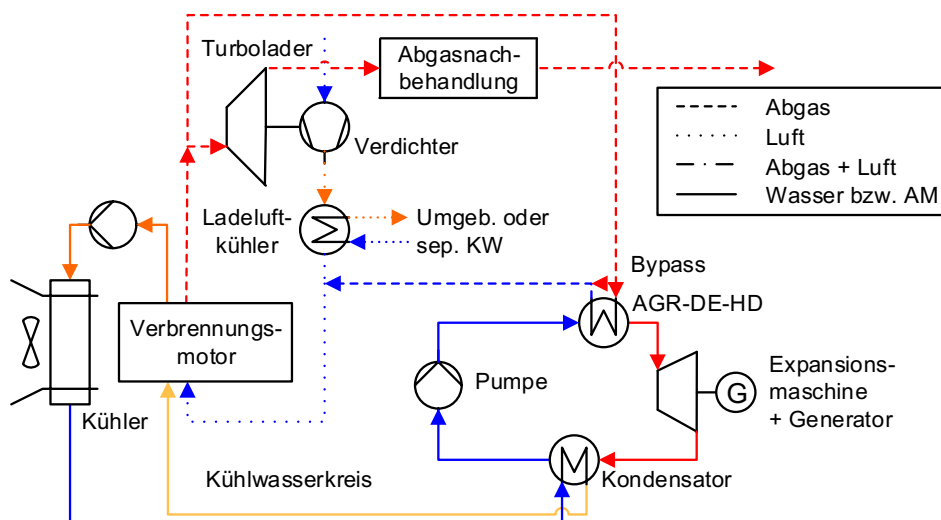


Abbildung 2.4: AWN bei reiner AGR-Hochdrucknutzung

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AGR-DE-HD $\hat{=}$ Abgasrückführungsdampfzeuger Hochdruck.

⁷Euro-5- und Euro-6-Normen: Verringerung der Schadstoffemissionen von leichten Kraftfahrzeugen. Verordnung (EG) Nr. 715/2007 (2010).

⁸Zur Reduzierung der Stickoxide (NO_x) wird ein Teil des Abgases zurückgeführt und der Frischluft beigemischt. Dies verursacht eine Absenkung der Sauerstoffkonzentration, eine verlangsamte Reaktionsgeschwindigkeit und somit eine Reduktion der Verbrennungstemperaturspitzen, was wiederum zu einer verminderten NO_x -Bildung führt. Detaillierte Beschreibung s. Braess und Seiffert (2001, S. 167 f.) sowie Basshuysen und Schäfer (2006, S. 9 ff.).

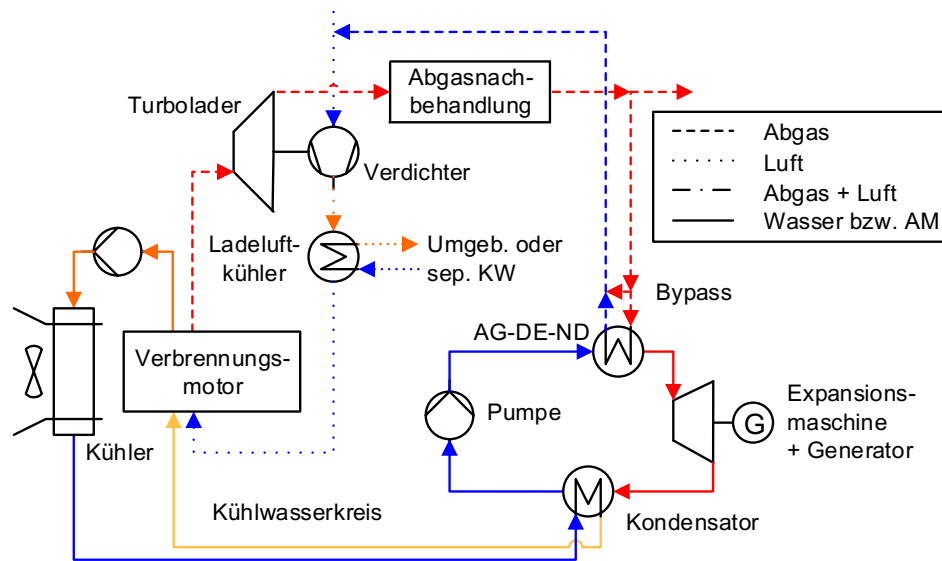


Abbildung 2.5: AWR bei reiner AGR-Niederdrucknutzung
Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AGR-DE-ND $\hat{=}$
Abgasrückführungsdampferzeuger Niederdruck.

Übliche Abgasrückführungsdaten liegen nach Basshuysen und Schäfer (2006, S. 10) für Ottomotoren bei bis zu 10%, bei optimierter Gemischbildung bei über 20%. Bei Dieselmotoren mit Direkteinspritzung sind sogar Daten von über 60% möglich.

Der reduzierte Abgasmassenstrom bei der AGR-Verschaltung bedingt zwar eine geringere Energierückgewinnung, ermöglicht aber gegenüber der AG-Verschaltung die Substitution des vorhandenen Abgasrückführungskühlers bzw. die Entlastung des Ladeluftkühlers⁹ durch den Dampferzeuger. Außerdem sind die Temperaturen bei der Hochdruckvariante im Vergleich zur AG-Verschaltung höher, da eine direkte Abgasführung vom Motor zum Dampferzeuger ohne zwischengeschaltete Komponenten möglich ist.

Der Unterschied zwischen Hochdruck- und Niederdruck-AGR-Variante ist der Ort der Einbindung des Dampferzeugers und die dadurch resultierenden unterschiedlichen Randbedingungen. Bei der Hochdruckabgasrückführung wird direkt hinter dem Motor ein Teil des unter Druck stehenden Abgases zurückgeführt. Hier treten im Vergleich zu allen anderen Varianten die höchsten Temperaturen und Drücke¹⁰ auf. Die Einbindung in der Niederdruckvariante erfolgt nach der Abgasnachbehandlung und

⁹Braess und Seiffert (2001, S. 213 ff.) schreiben, dass zur Reduzierung der Schadstoffemission und um eine hohe Aufladung zu ermöglichen, das Abgas gekühlt werden muss. Hierzu wird entweder ein zusätzlicher Abgasrückführungskühler in den Abgasstrang integriert oder das zurückgeführte Abgas über den Ladeluftkühler geführt und hier gekühlt.

¹⁰Die Temperatur liegt bei bis zu 1100° und der Druck bei bis zu 4 bar.

die Temperatur- und Druckanforderungen entsprechen denen der AG-Verschaltung. Hier herrschen Temperaturen bis 900°C und ein Systemdruck entsprechend der Summe aus Umgebungsdruck und Druckverlust der nachgeschalteten Komponenten.

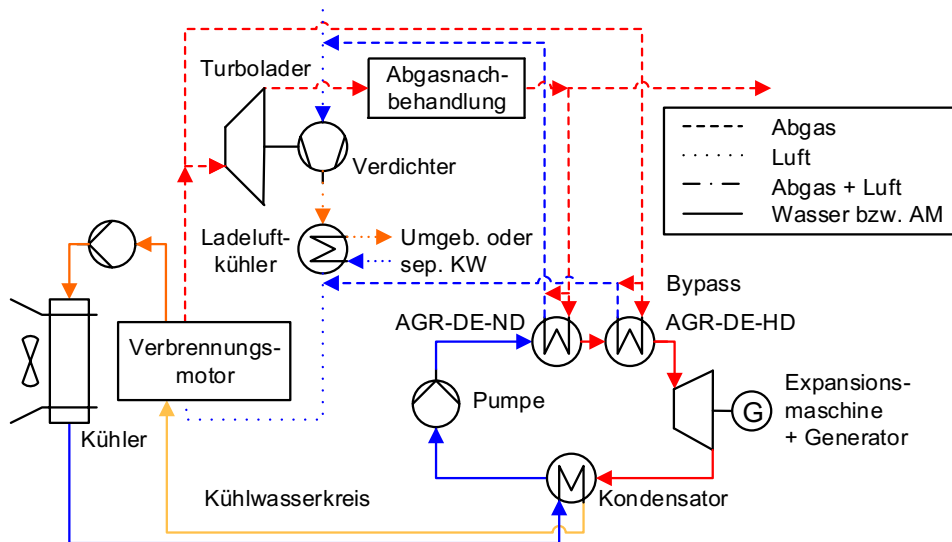


Abbildung 2.6: AWN bei reiner AGR-Hoch- und Niederdrucknutzung

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AGR-DE-HD $\hat{=}$

Abgasrückführungsdampfzeuger Hochdruck, AGR-DE-ND $\hat{=}$ Abgasrückführungsdampfzeuger Niederdruck.

Abgas-Abgasrückführungs-Verschaltung

Die AG-AGR-Verschaltung stellt die Kombination beider Einzelverschaltungen dar, wobei die Abgasrückführung in Abbildung 2.7 eine Hochdruckvariante ist. Dies bedeutet, dass sowohl durch den Abgasdampfzeuger als auch durch die Substitution des Abgasrückführungskühlers die Energie des Abgases und der Abgasrückführung ins Arbeitsmedium übertragen wird. Hierbei dient meistens der Abgasrückführungsdampfzeuger als Überhitzer, da in der Abgasrückführung die höheren Temperaturen herrschen. Bei dieser Verschaltungsvariante steht dem AWN-System bei unendlicher Wärmeübertragerfläche die größte Wärmemenge zur Verfügung, da im Turbolader aufgrund des reduzierten Ladeluftmassenstroms im Verdichter weniger thermische Leistung gewandelt werden muss.

Eine Kombination von AG- und Niederdruck-AGR-Variante ist ebenfalls denkbar. In diesem Fall wird ein Teil des Abgases nach dem Abgasdampfzeuger über eine Abgasklappe abgezweigt und zum Verdichter zurückgeführt. Bei dieser Variante kann es zu dem Problem führen, dass der Bauraum des zu substituierenden Abgasrückführungskühlers für den Dampfzeuger zu klein ist, da dieser möglichst die gesamte

thermische Abgasleistung übertragen soll. Muss der Dampferzeuger infolge der Bau-
raumvorgaben geteilt werden oder wird aufgrund eines kleinen Dampferzeugers nur
ein Teil der thermischen Abgasleistung genutzt, kommen die Vorteile der AG-AGR-
Verschaltung weniger zum Tragen.

Ebenso wie bei der AGR-Verschaltung mit Hoch- und Niederdruckteil ist auch in
der AG-AGR-Verschaltung der konstruktive Aufwand sehr hoch und daher sind
beide Varianten Spezialanwendungen und selten Thema der Forschung oder einer
möglichen Serienentwicklung.

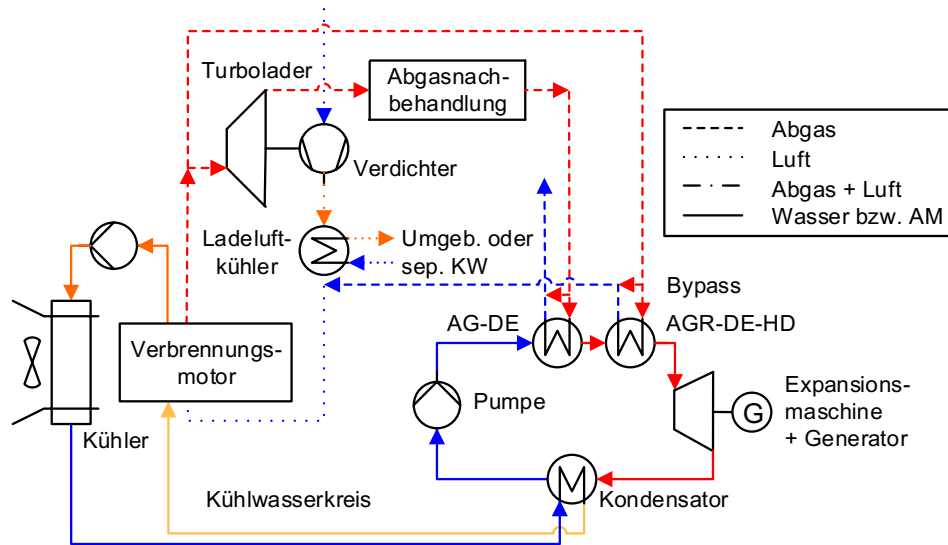


Abbildung 2.7: AWN bei AG- und AGR-Nutzung

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AG-DE $\hat{=}$ Abgasdampferzeuger, AGR-DE-HD
 $\hat{=}$ Abgasrückführdampferzeuger Hochdruck.

Für alle Verschaltungen gilt, dass die Dampferzeuger des AWN-Systems eine Abgas-
klappe im Bypass haben. Diese Abgasklappe ist in den Abbildungen 2.3 bis 2.7 aus
Platzgründen nicht eingezeichnet. Der Bypass ist eingezeichnet.

Ausschlaggebend für die Wahl der Fahrzeugintegration und der Verschaltung sind
das Fahrzeug, die angestrebte Betriebsweise und die Zielvorgaben des Fahrzeugbau-
ers. Das Fahrzeug legt in einem ersten Schritt die Rahmenbedingungen fest. Nur bei
einer vorhandenen Abgasrückführung ist auch eine Nutzung dieser möglich. Ange-
strebte Betriebsweise und Zielvorgaben ermöglichen in einem zweiten Schritt eine
Priorisierung der wichtigsten Entscheidungskriterien. Diese sind Bauraum, Gewicht,
AWN-Leistung und Abgasgegendruck. So ist z. B. bei leistungsstarken Fahrzeugen,
welche nicht nur im Stadtverkehr genutzt werden sollen, eine hohe AWN-Leistung
das erste Entscheidungskriterium und es wird meistens eine AG- oder eine AG-

AGR-Verschaltung gewählt. Andersherum sind bei Fahrzeugen, die für den Stadtverkehr konzipiert sind, die Kriterien Gewicht und Abgasgegendruck an erster Stelle zu nennen. Teilweise verhindern die kurzen Fahrzeiten im Stadtverkehr das Zuschalten des AWN-Systems, da dieses aufgewärmt werden muss. Hierdurch werden die leistungsreduzierenden Faktoren Gewicht und Abgasgegendruck weniger oft überkompensiert. Des Weiteren ist für ein Fahrzeug mit einer Zielvorgabe bezüglich des Abgasgegendrucks eine Hochdruck-AGR-Verschaltung am geeignetsten, da hier der Abgasrückführungskühler substituiert werden kann und in den Abgasstrang hinter dem Turbolader nicht zusätzlich eingegriffen wird. Dies ermöglicht im besten Fall keine Druckverlusterhöhung.

Zudem kann für alle Verschaltungsvarianten ein Bypass für den Abgasmassenstrom, realisiert über eine Abgasklappe, notwendig sein. Dieser sorgt dafür, dass ab einem vorgegebenen Massenstrom, dieser nicht durch den AWN-Dampferzeuger strömt. Entscheidungskriterium hierfür ist die Häufigkeit¹¹ der Betriebspunkte mit einem Abgasmassenstrom oberhalb der Absteuerungsgrenze, die zusätzlichen Kosten für das größere AWN-System, das zusätzliche Gewicht und die größere Kühlleistungsanforderung im Kondensator, der an das Kühlsystem des Fahrzeuges gekoppelt ist. Ob und ab welchem Punkt abgesteuert wird, lässt sich mit einer Abwärmenutzungssystemauslegung bestimmen. Diese Auslegung ist gekoppelt an eine Expansionsmaschinen- und Dampferzeugerauslegung. Explizite Daten der Abwärmenutzungssystemauslegung sind für die Erklärung der Vorgehensweise der Dampferzeugerauslegung nicht notwendig und werden daher nicht thematisiert. Weiterführende Erklärungen hierzu stellt Stinner (2008) vor.

Für das fiktive Fahrzeug wird eine reine Abgasverschaltung mit Bypass gewählt. Sie bietet gegenüber einer reinen Abgasrückführungsverschaltung eine höhere Energierückgewinnung, da bei Ottomotoren die Abgasrückführungsraten niedrig sind. Die Kombination beider Verschaltungen wird aufgrund des konstruktiven Mehraufwandes und der nur geringfügig steigenden Energierückgewinnung bei der gewählten Fahrzeugklasse¹² nicht gewählt.

Clausius-Rankine-Kreisprozess

Für alle drei Verschaltungen werden, abgesehen von der Anzahl der Dampferzeuger, die gleichen zusätzlichen drei Hauptkomponenten für den Clausius-Rankine-Kreisprozess benötigt. Dies sind eine Arbeitsmedienpumpe, eine Expansionsmaschi-

¹¹Diese Häufigkeit kann bestimmt werden anhand des durchschnittlichen Fahrverhaltens, z. B. vorgegeben durch den NEFZ oder den CADC.

¹²Die effektive Motorleistung des Auslegungsfahrzeug liegt bei ungefähr 100 kW.

ne und ein Kondensator. Wie Stinner (2008) schreibt, sind zu Steuerungs- und Regelungszwecken zusätzlich Sensoren, Ventile und meist ein Ausgleichsbehälter im Kreisprozess integriert.

Neben der Auslegung dieser Einzelkomponenten, der Wahl der Verschaltungsvariante und der Einbindung ins Fahrzeug ist die Wahl eines Arbeitsmediums notwendig. Für die Erläuterung der Vorgehensweise der Dampferzeugerauslegung und die Herleitung des Optimierungsverfahrens ist die Vorgabe der Einzelkomponenten, speziell der Expansionsmaschine, und des Arbeitsmediums jedoch ausreichend. Es wird eine Hubkolbenexpansionsmaschine mit dem Arbeitsmedium Ethanol¹³ verwendet. Zusätzlich werden Auslegungen mit dem Arbeitsmedium Wasser durchgeführt, was zum einen der Vergleichbarkeit mit anderen Veröffentlichungen und zum anderen der Untersuchung der Auswirkungen eines Medienwechsels auf das Optimierungsverfahren dient. Die durch die Expansionsmaschine vorgegebenen Arbeitsmedienrandbedingungen werden anhand einer Expanderauslegung der Mahle Amovis GmbH bestimmt und sind im Kapitel 4.1 aufgeführt.

Dampferzeuger

Ein Dampferzeuger soll das Arbeitsmedium vollständig verdampfen und meist überhitzen. Hinzukommend ist beim AWN-Dampferzeuger neben einer kompakten, kleinen und leichten Bauweise ein geringer Abgasdruckverlust notwendig.

Um die übertragene Leistung im Dampferzeuger zu erhöhen, kann entweder die Wärmeübertragerfläche oder der Wärmedurchgangskoeffizient vergrößert werden. Die Wärmeleitfähigkeit des Dampferzeugermaterials spielt bei den dünnen Trennwänden nur eine untergeordnete Rolle. Da der Wärmeübergang auf der Heizmedienseite (Abgas¹⁴) deutlich schlechter ist als auf der Arbeitsmedienseite, ist eine Verbesserung des heizmedienseitigen Wärmeübergangs bei gleich großen Wärmeübertragerflächen auf der Heiz- und Arbeitsmedienseite ausschlaggebend. Hierzu kann entweder die Strömungsgeschwindigkeit erhöht oder der Strömung eine Turbulenz, wie z. B. durch die Destabilisierung der Strömung durch Induktion von Längs- oder Querswirbeln, aufgeprägt werden. Beides führt zu einem Anstieg des Abgasgedrucks. Die zweite Option zur Verbesserung des Wärmeübergangs, eine Vergrößerung der Wärmeübertragerfläche, unterliegt ebenfalls einem Zielkonflikt. Zum einen führt die Flächenvergrößerung zu einer Gewichtszunahme, zum anderen verringert sich bei konstantem Volumen des Dampferzeugers sowie einer Flächenvergrößerung die zur

¹³Dies stellt nach Aussage von Hoetger (2009) den Stand der Technik dar.

¹⁴In dieser Arbeit wird das Abgas auch als Heizmedium bezeichnet und mit HM abgekürzt. Auch der Index zur Kennzeichnung, z. B. von Temperaturen, Drücken oder Sensoren, ist für Abgas und Heizmedium HM.

Durchströmung zur Verfügung stehende Fläche. Auch dies verursacht einen Anstieg des Druckverlustes im Dampferzeuger.

Um diesen Zielkonflikt zu lösen, ist eine Optimierung unter Berücksichtigung zahlreicher Geometrien notwendig. Einen sehr guten Überblick über Bauformen liefern Kays und London (1973) in dem Werk “Compact Heat Exchangers”. Hierin werden hundert verschiedene Wärmeübertrager inklusive experimenteller Untersuchungen zum Druckverlust und Wärmeübergang vorgestellt. Diese Bauformen stellen eine umfangreiche Auswahl möglicher Dampferzeuger dar. Jedoch sind die Dimensionen der untersuchten Dampferzeuger um ein Vielfaches größer als die in dieser Arbeit untersuchten Dampferzeuger. Die Verwendung der experimentellen Daten muss daher im Einzelfall geprüft werden.

In fast alle Veröffentlichungen¹⁵ zum Thema AWN im Fahrzeug mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess wird keine geometrische Auslegung des Dampferzeugers durchgeführt. Zur Berechnung der Kraftstoffeinsparung werden einfache Dampferzeugermodelle mit festem Dampferzeugernutzungsgrad verwendet. Der Dampferzeugernutzungsgrad ($\eta_{DE} = \frac{Q_{\text{übertragen}}}{Q_{\text{max}}}$) ist das Verhältnis der real übertragenen Wärmeleistung zur Wärmeleistung bei Abkühlung auf die Arbeitsmedieneintrittstemperatur.

Eine explizite Gegenüberstellung möglicher Dampferzeuger zur AWN führten Mavridoua et al. (2010) durch. Jedoch für die Anwendung in einem Lkw, was eine Auslegung für ein konstantes Fahrverhalten von ungefähr 80 km/h erfordert. Er vergleicht Rohrbündeldampferzeuger, Rohrbündeldampferzeuger mit Tellerrippen, Rohrbündeldampferzeuger mit geprägten Rohren, Kreuzstromplattendampferzeuger und Metallschaumdampferzeuger. Der Metallschaumdampferzeuger überträgt hierbei die höchste Leistung pro Volumen und zeigt bezüglich des Abgasgegendrucks nach dem Plattendampferzeuger die zweitniedrigsten Werte. Nicht betrachtet wird bei diesem Vergleich die Umsetzung der Fertigung und die Wirtschaftlichkeit bei einer Serienfertigung. Des Weiteren müssen die Ergebnisse der Dampferzeugerauslegung hinsichtlich ihrer Gültigkeit und Vergleichbarkeit kritisch betrachtet werden. Für die Auslegung des Kreuzstromplattendampferzeugers nutzen Mavridoua et al. (2010) Berechnungsgleichungen und Versuchsergebnisse von Kays und London (1984), welche für viel größere Dampferzeuger erstellt wurden. Auch erscheinen die angesetzten Durchmesser der untersuchten Rohrbündeldampferzeuger mit 16

¹⁵Die Arbeiten von Endo et al. (2007), Teng et al. (2006, 2007a,b), Briggs et al. (2010), Berger (2008), Bredel et al. (2011), Srinivasan et al. (2010) sowie Iacopo und Agostino (2010) liefern hierzu einen guten Überblick.

mm recht groß. Schlussfolgerungen und Geometrieempfehlungen anhand des in der Arbeit von Mavridoua et al. (2010) erstellten Dampferzeugervergleichs sind somit eingeschränkt übertragbar auf die AWN im Pkw.

Endo et al. (2007) untersuchten in Zusammenarbeit mit der Forschungs- und Entwicklungsabteilung *Honda R&D Co., Ltd* einen Rohrbündeldampferzeuger mit aufgeprägten Rippen, der gleichzeitig als Katalysator dienen soll. Auch hierbei handelt es sich um eine Potenzialstudie unter thermohydraulischen Gesichtspunkten bei der die Fragestellung der Auslegung oder Fertigung nicht thematisiert wird. Detaillierte Konstruktions- oder Auslegungsparameter wurden nicht veröffentlicht.

Fazit

Die AWN an mobilen Verbrennungsmotoren steckt noch in der Entwicklungsphase, weshalb nur eine sehr geringe Anzahl an Prototypen¹⁶ mit entsprechenden Erfahrungswerten existiert. Es zeigt sich jedoch am Stand der Technik, dass die Auslegung der Expansionsmaschine und des Dampferzeugers sowie die Wahl des Arbeitsmediums für eine Markteinführung am Wichtigsten sind. Diese Arbeit widmet sich dem Dampferzeuger.

Bezüglich des Dampferzeugers zeigt der Stand der Technik, dass der größte Teil der eingesetzten Dampferzeuger und dementsprechend auch der Dampferzeugerauslegung inklusive Berechnungskorrelationen in der Kraftwerks- und chemischen Verfahrenstechnik Anwendung findet. Hier handelt es sich meist um deutlich höhere Leistungsbereiche¹⁷ und somit auch um größere Abmessungen. Die Auslegung und Konstruktion der Abwärmenutzungsdampferzeuger entsprechend des aktuellen Stands der Technik ist daher nicht einfach zu kopieren und bedarf einer detaillierten Betrachtung.

Für die Auswahl eines geeigneten Dampferzeugers sind objektive Kriterien notwendig. Wie bereits beschrieben, können die Entscheidungskriterien in Abhängigkeit vom Fahrzeug und von den Anforderungen an das AWN-System variieren. Aus diesem Grund wird eine Dampferzeugerberechnung für Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Plattendampferzeuger entwickelt, die Berechnungsgleichungen für kleine, kompakte und leichte Dampferzeuger beinhaltet und eine Optimierung anhand eigener, vorzugebener Zielgrößen ermöglicht. Die Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers

¹⁶Derzeit existiert nach Aussagen von Hoetger (2014) kein Serien-Pkw und auch kein Vorserien-Pkw mit AWN basierend auf einem Clausius-Rankine-Kreisprozess.

¹⁷Der Leistungsbereich eines Dampferzeugers zur mobilen AWN im Pkw liegt zwischen 2 und 50 kW (vgl. Anhang A.2). EL-Walkil (1984) sowie Tsatsaronis und Winhold (1984) schreiben, dass Dampferzeuger in der Kraftwerks- und chemischen Verfahrenstechnik Leistungsklassen von mehreren Megawatt erreichen.

basiert in dieser Arbeit auf den Kriterien Gewicht, Leistung, Abgasgegendruck und Bauraum, da diese eine objektive Auswahl ermöglichen und entsprechend den Aussagen von Hoetger (2009) den Zielvorgaben einer seriennahen und thermohydraulischen Auslegung entsprechen. Hierbei findet eine Gewichtung der Kriterien statt, um die unterschiedlichen Bedeutungen der Zielvorgaben zu berücksichtigen. Das Ergebnis ist ein thermohydraulisch optimierter Dampferzeuger.

2.3 Dampferzeugerberechnung / Grundsätze zur Bilanzierung

Im Folgenden, dem wichtigsten Grundlagenkapitel, wird die stationäre Dampferzeugerauslegung und -berechnung dargelegt. Hierzu werden neben der Bilanzierung und den Modellansätzen in den Kapiteln 2.3.1 und 2.3.2 zusätzlich die Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen und deren Gültigkeits- und Berechnungsgenauigkeitsbereiche vorgestellt. Für die betrachteten Dampferzeugertypen Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Kreuzstromplatte werden hierzu neben den Korrelationsgleichungen für die einphasige Strömung auch Berechnungsgleichungen für das Zweiphasengebiet aufgezeigt.

Die in Tabelle 2.1 aufgelisteten Randbedingungen sind für die hier untersuchte Dampferzeugerauslegung zur AWN aufgrund des Fahrzeuges und des AWN-Systems vorgegeben und bestimmen so die Berechnungsabläufe¹⁸. Die Randbedingungen hinsichtlich des Heizmediums sind durch den Verbrennungsmotor vorgegeben und können nicht beeinflusst werden. Die Randbedingungen bezüglich des Arbeitsmediums werden zum einen ebenfalls durch den Verbrennungsmotor und zum anderen durch die Komponenten des AWN-Systems - Dampferzeuger, Kondensator und Expansionsmaschine - bestimmt. Für die Vorgabe der expliziten Werte der Randbedingungen findet eine Gesamtsystemanalyse statt. Hierbei werden die Einzelkomponenten Dampferzeuger, Expansionsmaschine und Kondensator vereinfacht ausgelegt und deren Abhängigkeiten im Gesamtsystem untersucht. Die oftmals kennfeldbasierte Abbildung der Einzelkomponenten und die Vorgehensweise der Gesamtsystemauslegung beschreibt Stinner (2008) und stellt hierzu eine Komponentenbibliothek vor.

¹⁸Die Dampferzeugerberechnung erfolgt von Bilanzraum zu Bilanzraum, wobei auf der Abgaseintrittsseite begonnen wird. Für diesen Bilanzraum sind aufgrund der Randbedingungen drei von vier Ein- bzw. Austrittstemperaturen bekannt. Mit der Bestimmung der fehlenden Abgasaustrittstemperatur kann der folgende Bilanzraum berechnet werden. In Abb. 2.8 sind die Bilanzräume dargestellt.

Die Suche nach einem optimierten Gesamtsystem ist ein iterativer Prozess der Auslegung der Einzelkomponenten. Mit steigender Detailgenauigkeit der Komponenten können die Ergebnisse der in dieser Arbeit vorgestellten Dampferzeugeroptimierung eingebunden werden. Die explizite Bestimmung der Randbedingungen für die Dampferzeugeroptimierung wird im Kapitel 4.1 vorgestellt.

Randbedingung	Bezeichnung	Bereich
Abgaseintrittstemp.	$T_{HM,in}$	150 - 900°C
Abgaseintrittsdruck	$p_{HM,in}$	1 - 4 bar
Abgasmassenstrom	\dot{M}_{HM}	0,01 - 0,25 kg/s
Abgaszusammensetzung	$c_{CO_2}, c_{H_2O}, c_{N_2}, c_{O_2}$	Angabe in %
Arbeitsmedieneintrittstemp.	$T_{AM,in}$	15 - 80°C
Arbeitsmedienaustrittstemp.	$T_{AM,out}$	100 - 500°C
Arbeitsmedienaustrittsdruck	$p_{AM,out}$	10 - 80 bar

Tabelle 2.1: Randbedingungen der Dampferzeugerauslegung
Quelle: Hoetger (2009), Pischinger (1998), Braess und Seiffert (2001, S. 6), Basshuysen und Schäfer (2006, S. 306), Stinner (2008, S. 54 ff.).

Zur Berechnung und Auslegung der Dampferzeuger erfolgt, nach der Zellenmethode von Gaddis (1978) sowie Gaddis und Schlünder (1975), eine Unterteilung des gesamten Dampferzeugers, in Abhängigkeit vom Arbeitsmedienzustand, in die drei Hauptsektoren Aufwärmung bis zum Siedepunkt (I), Verdampfung (II) und Überhitzung ab dem Taupunkt (III). Der Bereich Verdampfung wird in fünf weitere Sektoren in Abhängigkeit vom Strömungsdampfmassegehalt ($x^* = \dot{M}_v/\dot{M}$) unterteilt, um nach den Ausführungen von Baehr und Stephan (2008, S. 529) eine genauere Berechnung des Wärmestroms anhand der zugehörigen Wärmeübergangskorrelationen zu ermöglichen.

Je nach Strömungsdampfmassegehalt bilden sich unterschiedliche Strömungsformen im Zweiphasengebiet aus und erfordern dementsprechend unterschiedliche Berechnungsansätze. Zur Bestimmung der Phasenverteilung dienen Strömungsformkarten, die in den Arbeiten von Mayinger (1982), Taitel und Dukler (1976), Steiner (1983), Schmidt (2006a) und Kast (2006) thematisiert werden.

Jeder Sektor erfasst einen Bereich des Strömungsdampfmassegehaltes von $\Delta x^* = 0,2$. Sowohl die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse aus Kapitel 2.3.3 als auch Auslegungsrechnungen mit Variation der Unterteilung des Zweiphasengebiets zeigen, dass eine detailliertere Aufteilung der Sektoren keine quantitative Erhöhung der

Auslegungsgenauigkeit bewirkt. Ergebnis der Sensitivitätsanalyse ist, dass eine Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten im Zweiphasengebiet um 10% bei einem Ausgangswert von $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$ zu einer Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten von 1,4% führt. Zudem wird unter den gegebenen Randbedingungen der untersuchten Dampferzeuger im Zweiphasengebiet nur rund 50% der gesamten Leistung übertragen. Dies zeigt, dass die steigende Berechnungsgenauigkeit bei einer Erweiterung der Unterteilung zu keiner signifikanten Steigerung der gesamten Berechnungsgenauigkeit führt. Die Unterteilung in fünf und nicht in weniger Sektoren soll sicherstellen, dass sowohl der Bereich des unterkühlten Siedens als auch das mögliche Austrocknen der Wände durch je einen Sektor berücksichtigt wird. In diesen Bereichen können deutlich niedrigere Wärmeübergangskoeffizienten auftreten. Da die Bereiche des Blasen- und Strömungssiedens zusammen einen größeren Anteil ausmachen als die Bereiche des unterkühlten Siedens und des Austrocknens, sind es insgesamt fünf Sektoren.

Im ersten Untersektor IIa ($x_m^* = 0,1$) führt dies zur Bestimmung des Wärmeübergangs mit Hilfe eines Ansatzes für das unterkühlte Sieden. Vereinfachend für den Berechnungsablauf wird für Sektor IIa die Arbeitsmedieneintrittstemperatur gleich der Siedetemperatur gesetzt, obwohl in diesem Sektor eine Wärmeübergangsgleichung für das unterkühlte Sieden ausgewählt ist. Dies ermöglicht die Vorgabe von drei der vier Ein- bzw. Austrittstemperaturen des Sektors. Die folgenden Untersektoren IIb, IIc und IId ($x_m^* = 0,3$, $x_m^* = 0,5$ und $x_m^* = 0,7$) werden basierend auf den Korrelationsgleichungen für das Blasen- und Strömungssieden berechnet. Da für beide Strömungsformen die Wärmeübergangskoeffizientenberechnung mit dem selben Ansatz nach Chen (1966) durchgeführt werden kann, ist die Bestimmung des Übergangs vom Blasen- zum Strömungssieden für die Bilanzierung nicht wichtig. Der letzte Untersektor IIe ($x_m^* = 0,9$) bildet die Siedezustände ab, die beim Überschreiten der Siedekrise auftreten (kritisches Sieden). Hierfür wird mit einer Korrelationsgleichung für das Austrocknen der Wand gerechnet. Auch wenn es nicht zu einer unvollständigen Benetzung der Wärmeübertragerwand kommt oder der Bereich des Austrocknens kleiner ist als der Sektor IIe, wird dieser Sektor mit einer Korrelationsgleichung für das Austrocknen berechnet. Der gegebenenfalls zu niedrig angesetzte Wärmeübergangskoeffizient wirkt sich jedoch nicht signifikant auf den Wärmedurchgangskoeffizienten aus, da der Wärmeübergangskoeffizient auf der Abgasseite deutlich kleiner ist als der Wärmeübergangskoeffizient im Bereich des Austrocknens der Wand. Gleiches gilt für den Bereich des unterkühlten Siedens,

auch hier ist der Wärmeübergangskoeffizient des Abgases limitierend (s. Sensitivitätsanalyse im Kapitel 2.3.3).

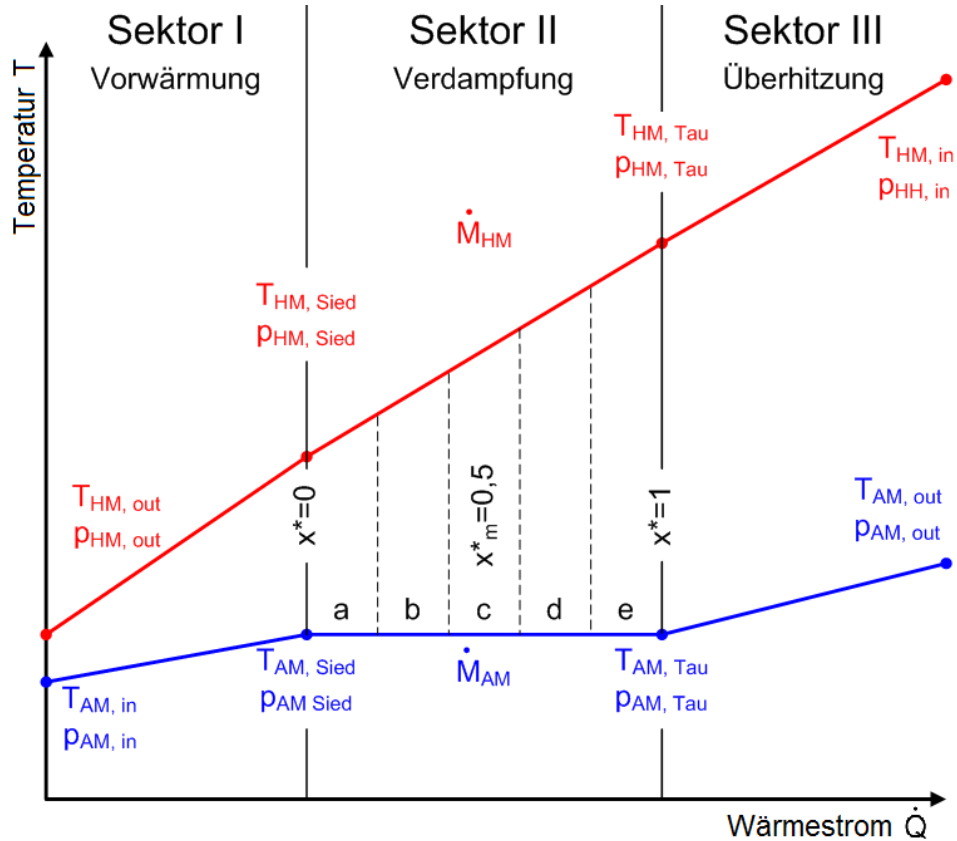


Abbildung 2.8: Einteilung der Sektoren / Bilanzräume zur Berechnung des Dampferzeugers
Anm.: $p \hat{=}$ Druck, $\dot{M} \hat{=}$ Massenstrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Sied $\hat{=}$ Siedepunkt, Tau $\hat{=}$ Taupunkt.

Abbildung 2.8 verdeutlicht die Unterteilung der Sektoren anhand eines Wärmestrom-Temperatur-Diagramms (Q-T-Diagramms) und ordnet erklärende Bezeichnungen und Indizes zu. Zudem zeigt sich, dass der Pinch Point¹⁹ zwischen der Abgasaustritts- und der Arbeitsmedieneintrittstemperatur liegt und nicht am Siedepunkt. Dies liegt daran, dass das Produkt aus Massenstrom und spezifischer Wärmekapazität des Abgases kleiner ist als das des Arbeitsmediums und somit die Steigung der Abgastemperatur im Q-T-Diagramm größer ist als die Steigung der Arbeitsmedientemperatur. Die Steigung im Q-T-Diagramm lässt sich für beide Medien wie folgt beschreiben:

¹⁹Der Pinch Point ist der Punkt im Q-T-Diagramm, an dem die Temperaturdifferenz zwischen Arbeitsmedieneintritts- und Heizmedieneintrittsseite am geringsten ist.

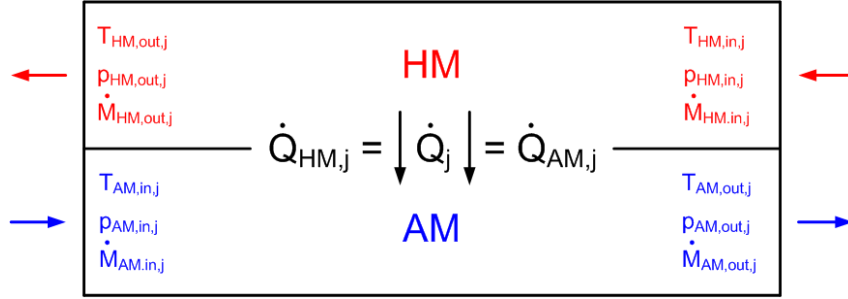


Abbildung 2.9: Einzelner Bilanzraum zur Berechnung des Dampferzeugs

Anm.: $T \hat{=}$ Temperatur, $p \hat{=}$ Druck, $\dot{M} \hat{=}$ Massenstrom, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

$\Delta T / \dot{Q} = 1 / (\dot{M} c_p)$. Dies gilt für alle untersuchten Dampferzeuger bei der vorliegenden Medienwahl²⁰.

Bilanzierung

Für jeden der sieben Sektoren werden entsprechend der zwei Bilanzräume für das Heizmedium (HM) und das Arbeitsmedium (AM) zwei Massen-, zwei Energiebilanzen und eine Wärmedurchgangsgleichung aufgestellt. Abbildung 2.9 zeigt erklärend eine Skizze beider Bilanzräume und der dazugehörigen Größen.

Der Widerstand bzw. die Leitfähigkeitseigenschaften der Trennwand gehen über den Wärmedurchgangskoeffizienten in das Gleichungssystem ein. Die Wärmeleitung in der Trennwand in bzw. entgegen der Strömungsrichtung der Medien wird hierbei vernachlässigt, da sie im Vergleich zur Wärmeleitung quer zur Strömungsrichtung viel kleiner ist. Eine Abschätzung des ungünstigsten Fall im Kapitel 4.7.6 für einen Plattenwärmeübertrager, der aufgrund seiner Geometrie die größte Längswärmeleitung aufweist, zeigt, dass weniger als 0,3% der Querwärmeströmung längs durch die Platten strömen.

Unter der Voraussetzung, dass die Einflüsse der Korrekturfaktoren zur Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten sowohl für die Bestimmung des Wärmeübergangs als auch des Druckverlustes anhand einer vereinfachten Wandtemperaturberechnung bestimmt werden können bzw. bei der Auswahl des geeignetsten Dampferzeuger nur eine untergeordnete Rolle spielen, kann das Gleichungssystem für die Bilanzierung wie im Folgenden beschrieben vereinfacht werden. Vergleichssi-

²⁰ Heizmedium ist Abgas mit einer mittleren spezifischen Wärmekapazität von $c_p \approx 1,1$ (Berechnung anhand von Tabelle 4.2). Arbeitsmedium ist Ethanol oder Wasser. Die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten für die drei charakteristischen Betriebspunkte der Auslegung und die entsprechenden mittleren Temperaturen (Berechnung anhand von Tabelle 4.3) sind $c_{p_{Ethanol}} \approx 4,2$ und $c_{p_{Wasser}} \approx 4,6$.

mulationen zur Bestimmung des Einflusses der Genauigkeit der Wandtemperaturberechnung auf die Korrekturfaktoren zur Abbildung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten werden im Kapitel 4.7.4 ausgewertet und bestätigen dies. Es zeigt sich, dass die Abweichung zwischen detaillierter und vereinfachter Wandtemperaturberechnung prozentual kleiner $\pm 3\%$ und absolut kleiner ± 4 K ist. Die Unterschiede bezüglich des übertragenen Wärmestroms sowie des abgas- und arbeitsseitigen Druckverlusts belaufen sich auf weniger als 0,1%.

Für die explizite Berechnung der ausgewählten Dampferzeuger können zudem mit Hilfe einer nachgeschalteten, detaillierten Berechnung der Wandtemperaturen die genaueren Korrekturfaktoren berücksichtigt werden. Die Erläuterung der hierfür notwendigen Gleichungen erfolgt im Anschluss an die Aufstellung der Energiebilanzen in diesem Kapitel.

Da einzelne Korrelationsgleichungen für die Berechnung des zweiphasigen Wärmeübergangs, losgelöst von der Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten, ebenfalls die Wandtemperaturen benötigen, wird für diese Gleichungen auch die vereinfachte Wandtemperaturberechnung genutzt. Diese Wandtemperaturberechnung wird ebenfalls im Anschluss an die Energiebilanzen vorgestellt.

Die beiden Bilanzräume HM und AM sind über den übertragenen Wärmestrom miteinander gekoppelt und somit ergibt sich für jeden Sektor j das folgende Gleichungssystem (Gl. 2.1 - 2.7). Für die Massenbilanzen gilt dabei aufgrund der Kontinuität:

$$\dot{M}_{HM,in,j} = \dot{M}_{HM,out,j} = \dot{M}_{HM} \quad (2.1)$$

$$\dot{M}_{AM,in,j} = \dot{M}_{AM,out,j} = \dot{M}_{AM} \quad (2.2)$$

Für die Energiebilanzen folgt unter Berücksichtigung der Massenbilanz und unter der Annahme eines adiabaten Systems:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{HM,j} &= \dot{M}_{HM} \cdot (h_{HM,in,j} - h_{HM,out,j}) \\ &= \dot{M}_{HM} \cdot c_{pHM,j} \cdot (T_{HM,in,j} - T_{HM,out,j}) \end{aligned} \quad (2.3)$$

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{AM,j} &= \dot{M}_{AM} \cdot (h_{AM,out,j} - h_{AM,in,j}) \\ &= \dot{M}_{AM} \cdot c_{pAM,j} \cdot (T_{AM,out,j} - T_{AM,in,j}) \end{aligned} \quad (2.4)$$

$$\begin{aligned} \text{mit } \dot{Q}_j &= \dot{Q}_{HM,j} = \dot{Q}_{AM,j} \\ \text{und } \dot{Q}_j &= k_j \cdot A_j \cdot F_j \cdot \Delta\vartheta_{log,j} \end{aligned} \quad (2.5)$$

Hierin ist k_j der Wärmedurchgangskoeffizient, A_j die Wärmeübertragerfläche, $\Delta\vartheta_{log,j}$ die treibende logarithmische Temperaturdifferenz und F_j der Korrekturfaktor der Temperaturdifferenz bei einem nicht reinen Gegenstromwärmeübertrager für jeden Sektor j . Der zweite Teil der Gleichungen 2.4 gilt nicht im Zweiphasengebiet, da hier bei konstantem Siededruck eine isotherme Zustandsänderung vorliegt.

Die Annahme, dass keine Wärmeverluste an die Umgebung auftreten, ist, bei hinreichender Isolierung²¹ des Dampferzeugers gegenüber der Umgebung, gerechtfertigt. Zumal diese Vereinfachung bei der Vorgabe der Außenmaße für eine Dampferzeugeroptimierung bei allen potentiellen Dampferzeugern dieser Optimierung zu annähernd gleichen Abweichungen in der Berechnung der Wärmeströme führt. Somit hat die Vereinfachung keine signifikanten Auswirkungen auf die Optimierung. Eine weitere Vereinfachung ist die Berechnung der Enthalpieänderung über das Produkt aus spezifischer Wärmekapazität und Temperaturänderung ($dh = c_p \cdot dT$). Aufgrund der geringen Druckverluste in jedem Bilanzraum ist diese Vereinfachung nach Kraume (2004) zulässig und ermöglicht eine einfache Berechnung der Ein- und Austrittstemperaturen.

Das Produkt aus Wärmedurchgangskoeffizient und entsprechender Wärmeübertragerfläche ($k_j \cdot A_j$) sowie die logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{log,j}$ eines reinen Gegenstromwärmeübertragers aus Gleichung 2.5 sind nach Martin (2006) sowie Incropera und DeWitt (1996) wie folgt zu berechnen:

$$k_j \cdot A_j = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{AM,j} \cdot A_{AM,j}} + \frac{s_j}{\lambda_j \cdot A_{W,j}} + \frac{1}{\alpha_{HM,j} \cdot A_{HM,j}}} \quad (2.6)$$

$$\text{und } \Delta\vartheta_{log,j} = \frac{(T_{HM,in,j} - T_{AM,out,j}) - (T_{HM,out,j} - T_{AM,in,j})}{\ln \frac{T_{HM,in,j} - T_{AM,out,j}}{T_{HM,out,j} - T_{AM,in,j}}} \quad (2.7)$$

Hierin sind $\alpha_{AM,j}$ und $\alpha_{HM,j}$ die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Arbeits-

²¹Im Anhang A.24.1 werden für die Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet. Diese sind im Mittel kleiner als 5% des übertragenen Wärmestroms vom Heizmedium zum Arbeitsmedium. Absolut sind dies im Mittel Wärmeverluste von 0,7 kW und maximal 1,3 kW.

und Heizmedienseite, s_j die Trennwanddicke, λ_j die Wärmeleitfähigkeit und $A_{AM,j}$, $A_{HM,j}$ und $A_{m,j}$ die Wärmeübertragerflächen auf der Arbeits- und Heizmedienseite bzw. die zugehörige Fläche der Trennwand. Diese Trennwandfläche ist für ein Rohr anderes zu berechnen als für eine Platte. Für alle genannten Größen gilt, dass sie für jeden Bilanzraum j bestimmt werden.

Für den Bereich der Verdampfung vereinfacht sich Gleichung 2.7 wie folgt:

$$\Delta\vartheta_{log,2Ph,j} = \frac{T_{HM,in,j} - T_{HM,out,j}}{\ln \frac{T_{HM,in,j} - T_{AM,Sied,j}}{T_{HM,out,j} - T_{AM,Sied,j}}} \quad (2.8)$$

Für die Bestimmung der Wandtemperaturen werden anhand der Wärmedurchgangsgleichung (Gl. 2.5) sowie den Wärmeübergangsgleichungen und der Wärmeleitungsgleichung (Gl. 2.9 ff.) die treibenden Temperaturdifferenzen zwischen Medium und Wand und zwischen den beiden Seiten der Wand berechnet.

$$\dot{Q}_{HM,j} = \alpha_{HM,j} \cdot A_{HM,j} \cdot F_j \cdot \Delta\vartheta_{log,HM-W_{HM},j} \quad (2.9)$$

$$\dot{Q}_{AM,j} = \alpha_{AM,j} \cdot A_{AM,j} \cdot F_j \cdot \Delta\vartheta_{log,W_{AM}-AM,j} \quad (2.10)$$

$$\text{und } \dot{Q}_j = \frac{\lambda_j}{s} \cdot A_{W,j} \cdot F_j \cdot \Delta\vartheta_{log,W_{HM}-W_{AM},j} \quad (2.11)$$

In einem zweiten Schritt werden aus den treibenden Temperaturdifferenzen auf den Medienseiten die entsprechenden Wandtemperaturen bestimmt, wofür zwei Berechnungsvarianten vorgesehen sind.

In der detaillierten und somit genaueren und rechentechnisch komplizierteren Variante wird mit Hilfe der Gleichung 2.12 bzw. 2.13 die Wandtemperatur in jedem Bilanzraum berechnet.

$$\Delta\vartheta_{log,HM-W_{HM},j} = \frac{(T_{HM,in,j} - T_{W_{HM},in,j}) - (T_{HM,out,j} - T_{W_{HM},out,j})}{\ln \frac{T_{HM,in,j} - T_{W_{HM},in,j}}{T_{HM,out,j} - T_{W_{HM},out,j}}} \quad (2.12)$$

Unter der Voraussetzung, dass die Wandtemperatur in einem Bilanzraum j als konstant angesehen werden kann und nicht zwischen den Ein- und Austrittstempe-

turen des zugehörigen Mediums²² liegt, kann Gleichung 2.12 zu Gleichung 2.13 vereinfacht werden.

$$\Delta\vartheta_{\log, HM, W, m, j} = \frac{T_{HM, in, j} - T_{HM, out, j}}{\ln \frac{T_{HM, in, j} - T_{W_{HM, m, j}}}{T_{HM, out, j} - T_{W_{HM, m, j}}}} \quad (2.13)$$

Die Gleichungen 2.12 und 2.13 sind exemplarisch für das Heizmedium angegeben. Die Bezeichnung in und out bei den Wandtemperaturen beziehen sich auf die Stellen, an denen das zugehörige Fluid ein- bzw. austritt.

Bei dieser Wandtemperaturberechnungsvariante wird Gleichung 2.13 im Sektor II für beide Medien und im Sektor III für das Heizmedium genutzt. Die Annahme der konstanten Wandtemperatur auf der Heizmedienseite für Sektor II und III ist eine Vereinfachung, die aufgrund der kleinen Bilanzräume gerechtfertigt ist.

Gleichung 2.12 hingegen muss aufgrund der Möglichkeit, dass die mittlere Wandtemperatur zwischen der Ein- und Austrittstemperatur des zugehörigen Mediums liegt²³, im Sektor I für beide Medien und im Sektor III für das Arbeitsmedium verwendet werden. Zudem ist Sektor I der größte Sektor und eine mittlere Wandtemperatur führt zu Ungenauigkeiten in der Auslegung.

Für die vereinfachte Wandtemperaturbestimmung werden mit Hilfe der Gleichungen 2.9 ff. und der Wärmedurchgangsgleichung 2.5 die logarithmischen Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta_{\log, HM-W_{HM, j}}$, $\Delta\vartheta_{\log, W_{AM}-AM, j}$ und $\Delta\vartheta_{\log, W_{HM}-W_{AM, j}}$ sowie $\Delta\vartheta_{\log, j}$ und deren Verhältnisse bestimmt. Anhand des Verhältnisses, z. B. der Temperaturdifferenzen $\Delta\vartheta_{\log, HM-W_{HM, j}}$ zu der Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\log, j}$, kann im Folgenden die Wandtemperatur $T_{W_{HM, m, j}}$ mit Hilfe einer vereinfachten Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{vereinf, j}$ entsprechend Gleichung 2.14 ff. berechnet werden.

$$\Delta\vartheta_{vereinf, j} = T_{HM, m, j} - T_{AM, m, j} \quad (2.14)$$

²²Für die heizmedienseitige Wandtemperaturbestimmung ist das Heizmedium das zugehörige Medium. Die zugehörige treibende Temperaturdifferenz ist $\Delta\vartheta_{\log, HM-W_{HM, j}}$.

²³Dies ist bei mehreren Dampferzeugern bei der im Kapitel 4 durchgeführten Optimierung aufgetreten.

$$T_{HM,m,j} - T_{W_{HM},m,j} = \Delta\vartheta_{vereinf,HM-W_{HM},j} = \Delta\vartheta_{vereinf,j} \cdot \frac{\Delta\vartheta_{log,HM-W_{HM},j}}{\Delta\vartheta_{log,j}}$$

$$T_{W_{HM},m,j} - T_{W_{AM},m,j} = \Delta\vartheta_{vereinf,W_{HM}-W_{AM},j} = \Delta\vartheta_{vereinf,j} \cdot \frac{\Delta\vartheta_{log,W_{HM}-W_{AM},j}}{\Delta\vartheta_{log,j}}$$

$$T_{W_{AM},m,j} - T_{AM,m,j} = \Delta\vartheta_{vereinf,W_{AM}-AM,j} = \Delta\vartheta_{vereinf,j} \cdot \frac{\Delta\vartheta_{log,W_{AM}-AM,j}}{\Delta\vartheta_{log,j}}$$

Die somit vereinfacht bestimmten Wandtemperaturen werden sowohl für die Wärmeübergangsberechnung im Zweiphasengebiet als auch für die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten genutzt. Im Kapitel 4.7 und den zugehörigen Tabellen A.31 und A.32 im Anhang A.11.4 werden die Unterschiede dieser vereinfachten Wandtemperaturberechnung und der detaillierten Wandtemperaturberechnung durch Vergleichsrechnungen bestimmt. Es zeigt sich für jeden der geeignetsten Dampferzeuger der drei untersuchten Typen, dass die vereinfachte Wandtemperaturberechnung bezüglich des übertragenen Wärmestroms sowie des abgas- und arbeitsmedienseitigen Druckverlusts zu einer maximalen Abweichung von $\pm 0,1\%$ führt.

Für das Lösen des zuvor beschriebenen Gleichungssystems (Gl. 2.1 - 2.7) bedarf es sowohl der Berechnung von dimensionslosen Kennzahlen, Stoffdaten, Wärmeübergangs- und Druckverlustkoeffizienten als auch der Bestimmung der Wärmeübertragerflächen. Für ersteres werden anhand der berechneten Temperaturen und Drücke am Ein- und Austritt der jeweiligen Bilanzräume arithmetische Mittelwerte gebildet, welche wiederum Grundlage der Berechnung der benötigten Größen sind. Dies sind Re , Nu , F , Pr , Bo , Fr , α , ζ , j und f . Für eine Stationärpunktauslegung ist hinsichtlich der Genauigkeit nach Ausführungen von Gaddis (1978), Gaddis und Schlünder (1975) sowie vom Verein Deutscher Ingenieure (2006) die Verwendung dieser arithmetischen Mittelwerte ausreichend. Die Stoffdatenberechnung erfolgt über die Stoffdatenbibliotheken *GasMix* von der Universität Oslo und *REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties* (2007). Die Stoffdaten Wärmeleitfähigkeit und Dichte des Dampferzeugermaterials werden als temperaturunabhängige Werte berücksichtigt und dem Stahlschlüssel von Wegst und Wegst (2004) entnommen.

Die Bestimmung der Wärmeübertragerflächen erfolgt anhand der Geometrievorgabe für einen Dampferzeuger oder der Geometrievariation beim Vergleich mehrerer Dampferzeuger. Die iterative Berechnung der Bilanzgrenzen in Abhängigkeit vom Arbeitsmedienzustand bzw. vom Strömungsdampfmassegehalt (Sektor II) beim Lö-

sen des Gleichungssystems ergibt die Aufteilung der Wärmeübertragerfläche auf die einzelnen Sektoren.

Reibungs- und Beschleunigungsdruckverlust werden in Strömungsrichtung berücksichtigt. Entsprechende Druckverlustkorrelationen werden im Kapitel 2.3.2 erläutert. Die Änderung der potentiellen Energie kann in dieser Anwendung aufgrund der geringen Höhenänderung entsprechend der Erkenntnisse von Böckh (2006) vernachlässigt werden.

Für beliebige Stromführungen, die keinen reinen Gegenstrom darstellen, wird die logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_{\log,j}$ mit einem Faktor $F_j \leq 1$ korrigiert. Der VDI Wärmeatlas sowie Roetzel und Spang (1990, 2006) liefern Diagramme und Berechnungsansätze zur Bestimmung dieses Korrekturfaktors. Die Korrektur der treibenden logarithmischen Temperaturdifferenz ist nur dann nicht notwendig, wenn die Tatsache, dass es sich um keinen reinen Gegenstromwärmeübertrager handelt, bereits in den Korrelationsgleichungen zur Bestimmung der Nusseltzahl oder des Wärmeübergangs berücksichtigt ist. [Kakac und Liu (2002), Rohsenow et al. (1998)]

Liegt eine nicht kreisförmige Rohr- oder Kanalströmung in einem der Dampferzeuger vor, wird für die Bestimmung der Geschwindigkeiten, dimensionslosen Kennzahlen, Wärmeübergangskoeffizienten und Widerstandsbeiwerte mit dem hydraulischen Durchmesser d_h gerechnet. Es gilt in diesen Fällen:

$$d = d_h = 4 \cdot \frac{\text{durchströmte Fläche}}{\text{benetzter Umfang}} \quad \text{Herwig und Moschallski (2006, S. 75)} \quad (2.15)$$

Sowohl die Rohrbündel- als auch die Plattendampferzeuger bestehen nicht nur aus geraden Rohren und Kanälen. Für die optimierte Arbeitsmedienführung in beiden Dampferzeugern sind zahlreiche Umlenkungen in Abhängigkeit von der Rohrreihen- und Kanalanzahl notwendig. Zur Abbildung dieser Umlenkungen²⁴, die Auswirkungen auf die Strömung innerhalb der Rohre und Kanäle haben können, werden Berechnungsansätze für den Druckverlust und den Wärmeübergang genutzt bzw. bereits anwendungsfindende erweitert.

Bezüglich des Druckverlustes geschieht dies mit Hilfe von Widerstandsbeiwertkorrelationen für Einbauten in Rohrleitungssystemen nach Kraume (2004, S. 109), welche die Druckverlustberechnung innerhalb der Bögen ermöglichen (Gl. 2.81). Die Auswirkungen auf den Wärmeübergang aufgrund der Verwirbelungen durch die Umlenkungen werden über die Vorgabe der charakteristischen Rohrlänge L_R berücksichtigt.

²⁴Hierbei handelt es sich fast ausschließlich um 180°-Umlenkungen und vereinzelte 90°-Bögen (vgl. Anhang A.1 Abb. A.1, A.2 und A.5).

In den Korrelationsgleichungen für den Wärmeübergang wird eine erhöhte Turbulenz aufgrund der Einlaufeffekte anhand des Quotienten aus Innendurchmesser und Rohrlänge $\frac{d_i}{L_R}$ (vgl. Gl. 2.16 - 2.28) erfasst. Durch die Vorgabe der Rohrlänge L_R entsprechend der Länge zwischen zwei Umlenkungen wird nach jeder Umlenkung eine erneute Verwirbelung abgebildet. Die bei reduzierter Durchströmungslänge zunehmenden wärmeübergangssteigernden Einlaufeffekte bilden somit die Verwirbelungen und Turbulenzen aufgrund der Umlenkungen ab.

Vereinfachend wird diese Anpassung der Korrelationsgleichungen nur für den Wärmeübergang im Bereich der einphasigen Strömung umgesetzt. Die Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten im Zweiphasengebiet aufgrund der Verwirbelung der Umlenkung ist bezogen auf den sehr hohen Wärmeübergangskoeffizienten im Zweiphasengebiet zu vernachlässigen ($\Delta\alpha_{Verw,2Ph} \ll \alpha_{2Ph}$). Zusätzlich ist der Wärmeübergang im Zweiphasengebiet um ein Vielfaches größer als der Wärmeübergang auf der Heizmedienseite und somit sind die Auswirkungen auf den Wärmedurchgangskoeffizienten bei einer Erhöhung des Wärmeübergangs im Zweiphasengebiet sehr gering²⁵. Wird eine lokale Wärmeübergangskoeffizientenberechnung angewendet, wird, in Analogie zur globalen Berechnung, L_R durch den Ort x der Wärmeübergangskoeffizientenberechnung ersetzt.

2.3.1 Wärmeübertragung

Die im Folgenden betrachteten Geometrieformen und zugehörigen Nusselt-, Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen ermöglichen die Berechnung der untersuchten Dampferzeugertypen. Abbildung 2.10 und Anhang A.1 verdeutlichen die getroffenen Annahmen bei der Zuordnung der Geometrieformen zu den Dampferzeugern.

2.3.1.1 Durchströmtes Rohr (ein- und zweiphasig)

Einphasige Strömung

Die Geometrieform *durchströmtes Rohr* dient zur Abbildung des Wärmeübergangs des Arbeitsmediums im Rohr für alle Rohrbündeldampferzeuger und zur Bestimmung des heiz- sowie des arbeitsmedienseitigen Wärmeübergangs im Kreuzstromplattendampferzeuger, wenn die Kanäle zwischen den Platten einem Rohr entspre-

²⁵Ergebnis der im Kapitel 2.3.3 durchgeführte Sensitivitätsanalyse ist, dass eine Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten im Zweiphasengebiet um $\pm 10\%$ bei einem Ausgangswert von $2500 \text{ W/m}^2\text{K}$ zu einer Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten von $\pm 1,4\%$ führt.

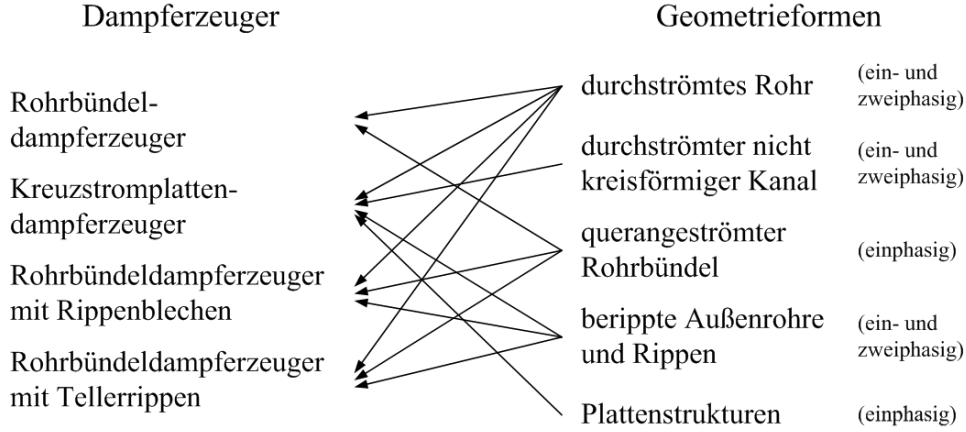


Abbildung 2.10: Dampferzeuger und zugehörige Geometrieformen

chen. Auftretende Zustände sind somit eine erzwungene einphasige oder zweiphasige Strömung.

Die Bestimmung des Wärmeübergangs bei **erzwungener einphasiger Strömung** nach Gnielinski (2006b) stellt den Stand des Wissens dar und wird in dieser Arbeit angewendet. Herleitungen, Validierungen und detaillierte Betrachtungen der Gleichungen finden sich in Shah und London (1978), Gnielinski (1989), Pohlhausen (1921), Martin (1990), Stephan (1959), Kays und Nicoll (1963), Gauler (1972), Spang (1996), Gnielinski (1995), Hausen (1943) und Rotta (1972). Zusammengefasst ergeben sich für die gemittelte und lokale Nusseltzahlberechnung folgende Gleichungen:

A Laminare Rohrströmung ($Re_d < 2300$; $0,6 < Pr < 1000$)

A1 Konstante Wandtemperatur

A1.1 Hydrodynamisch ausgebildete Strömung ($d_i/L_R \leq 0,1$)

$$Nu_{m,lam,A1.1} = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,7^{0,3} + \left[1,615 \left(Re_d Pr \frac{d_i}{L_R}\right)^{1/3} - 0,7\right]^3} \quad (2.16)$$

$$Nu_{x,lam,A1.1} = \sqrt[3]{3,66^3 + 0,7^{0,3} + \left[1,077 \left(Re_d Pr \frac{d_i}{x}\right)^{1/3} - 0,7\right]^3} \quad (2.17)$$

A1.2 Hydrodynamischer und thermischer Anlauf ($d_i/L_R > 0,1$)

$$Nu_{m,lam,A1.2} = \sqrt[3]{Nu_{m,lam,A1.1}^3 + \left[\left(\frac{2}{1+22Pr} \right)^{1/6} \left(Re_d Pr \frac{d_i}{L_R} \right)^{1/2} \right]^3} \quad (2.18)$$

$$Nu_{x,lam,A1.2} = \sqrt[3]{Nu_{x,lam,A1.1}^3 + \left[\frac{1}{2} \left(\frac{2}{1+22Pr} \right)^{1/6} \left(Re_d Pr \frac{d_i}{x} \right)^{1/2} \right]^3} \quad (2.19)$$

A2 Konstante Wärmestromdichte

A2.1 Hydrodynamisch ausgebildete Strömung ($d_i/L_R \leq 0,1$)

$$Nu_{m,lam,A2.1} = \sqrt[3]{4,364^3 + 0,6^{0,3} + \left[1,953 \left(Re_d Pr \frac{d_i}{L_R} \right)^{1/3} - 0,6 \right]^3} \quad (2.20)$$

$$Nu_{x,lam,A2.1} = \sqrt[3]{4,364^3 + 1 + \left[1,302 \left(Re_d Pr \frac{d_i}{x} \right)^{1/3} - 1 \right]^3} \quad (2.21)$$

A2.2 Hydrodynamischer und thermischer Anlauf ($d_i/L_R > 0,1$)

$$Nu_{m,lam,A2.2} = \sqrt[3]{Nu_{m,lam,A2.1}^3 + \left[0,924 Pr^{1/3} \left(Re_d Pr \frac{d_i}{L_R} \right)^{1/2} \right]^3} \quad (2.22)$$

$$Nu_{x,lam,A2.2} = \sqrt[3]{Nu_{x,lam,A2.1}^3 + \left[0,462 Pr^{1/3} \left(Re_d Pr \frac{d_i}{x} \right)^{1/2} \right]^3} \quad (2.23)$$

B Turbulente Rohrströmung ($10^4 < Re_d < 10^6$; $0,6 < Pr < 1000$; $d_i/L_R \leq 1$)

Gilt sowohl für konstante Wandtemperatur als auch für konstante Wärmestromdichte.

$$Nu_{m,turb,B} = \frac{\frac{\xi}{8} Re_d Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_R} \right)^{2/3} \right] \quad (2.24)$$

$$Nu_{x,turb,B} = \frac{\frac{\xi}{8} Re_d Pr}{1 + 12,7 \sqrt{\frac{\xi}{8}} (Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_i}{x} \right)^{2/3} \right] \quad (2.25)$$

$$\text{mit } \xi = [1,8 \lg(Re_d) - 1,5]^{-2}$$

C Übergangsbereich ($2300 < Re_d < 10^4$; $0,6 < Pr < 1000$; $d_i/L_R \leq 1$)

C1 Konstante Wandtemperatur

$$Nu_{m,\text{Überg},C1} = (1 - \gamma) Nu_{m,\text{lam},A1.2,2300} + \gamma Nu_{m,\text{turb},10^4} \quad (2.26)$$

$$Nu_{x,\text{Überg},C1} = (1 - \gamma) Nu_{x,\text{lam},A1.2,2300} + \gamma Nu_{x,\text{turb},10^4} \quad (2.27)$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{Re_d - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{und} \quad 0 < \gamma < 1$$

C2 Konstante Wärmestromdichte

$$Nu_{m,\text{Überg},C2} = (1 - \gamma) Nu_{m,\text{lam},A2.2,2300} + \gamma Nu_{m,\text{turb},10^4} \quad (2.28)$$

$$Nu_{x,\text{Überg},C2} = (1 - \gamma) Nu_{x,\text{lam},A2.2,2300} + \gamma Nu_{x,\text{turb},10^4} \quad (2.29)$$

$$\text{mit } \gamma = \frac{Re_d - 2300}{10^4 - 2300} \quad \text{und} \quad 0 < \gamma < 1$$

Aufgrund der Tatsache, dass die Richtung des Wärmestroms bei temperaturabhängigen Stoffwerten Einfluss auf die Wärmeübertragung hat, kann die Nusseltzahl mit einem Korrekturfaktor κ zur Abbildung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten multipliziert werden. Für Flüssigkeiten schlagen Sieder und Tate (1936) die Korrektur mittels Quotienten aus dynamischer Viskosität inmitten der Flüssigkeit η_{Fluid} und dynamischer Viskosität bei der Wandtemperatur η_W vor. Aktuellere Untersuchungen von Hufschmidt und Burck (1968) sowie Gnielinski (2006b) nutzen die Prandtlzahl zur Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit ($\kappa = (Pr_{Fluid}/Pr_W)^{0,11}$) und weisen eine höhere Genauigkeit auf. Die Korrektur gilt sowohl für laminare als auch für turbulente Rohrströmungen im Bereich der Prandtlzahl zwischen 0,1 und 10. Für das Erwärmen des Arbeitsmediums bis zum Siedepunkt wird in dieser Arbeit die Korrektur nach Hufschmidt und Burck angewendet.

Für die Überhitzung wird nach Heinmann mit $\kappa = (T_{Fluid}/T_W)^{-0,18}$ korrigiert. Der Exponent gilt für überhitzten Dampf bei Drücken zwischen 21 und 100 bar. Für den Bereich der Verdampfung bedarf es keiner Korrektur, da etwa gleiche Temperaturen inmitten des Fluids und an der Wand herrschen.

Im Kreuzstromplattendampferzeuger kann sowohl Abgas als auch Arbeitsmedium durch die kreisförmigen Geometrieformen strömen. Da die Temperaturabhängigkeit der Prandtlzahl bei Gasen sehr gering ist, muss entsprechend der Ausführungen von

Gnielinski (2006b) nicht korrigiert werden. Für das Arbeitsmedium gelten die zuvor getroffenen Auswahlen.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (einphasig)

Für die Berechnung der einphasigen Rohrströmungen werden die Gleichungen von Gnielinski (2006b) verwendet. Sie stellen den Stand der Technik dar und weisen sowohl für Gase als auch für Flüssigkeiten sehr hohe Berechnungsgenauigkeiten auf. Für alle in dieser Arbeit untersuchten Geometrietypen sind diese Genauigkeiten um ein vielfaches höher als die der Nusseltkorrelationen auf der Abgasseite, die zudem größtenteils limitierend sind. Die expliziten Genauigkeitsklassen sind daher der weiterführenden Literatur von Shah und London (1978), Gnielinski (1989), Pohlhausen (1921), Martin (1990), Stephan (1959), Kays und Nicoll (1963), Davenport und Lepert (1965), Bankston et al. (1966), Sieder und Tate (1936), Hufschmidt und Burck (1968), Spang (1996), Gnielinski (1995), Rotta (1972), Heinmann sowie Churchill und Zajic (2002) zu entnehmen. Einen Überblick liefert Gnielinski (2006b).

Gültigkeitsbereiche für die Reynolds- und die Prandtlzahl sind $1 < Re < 10^6$ bzw. $0,6 < Pr < 1000$. Einschränkungen aufgrund der Geometrieparameter des Rohres, wie z. B. des Durchmessers, treffen nicht zu.

Zweiphasige Strömung

Für eine möglichst genaue Bestimmung des Wärmeübergangs bei **erzwungener zweiphasiger Strömung** im Rohr ist es notwendig, den Bereich der Verdampfung entsprechend der physikalisch unterschiedlichen Stadien zu unterteilen. Dies wird, wie zuvor bereits beschrieben, anhand des Strömungsdampfmassengehalts vorgenommen. Folgende Stadien werden hierbei nach Baehr und Stephan (2008) unterschieden (s. Abb. 2.11): Unterkühltes Sieden, Blasensieden, Strömungssieden und ab dem Punkt des Austrocknens (*dryout*) das kritische Sieden (Sprühströmung).

Zusätzlich dient die Unterteilung des Sektors Verdampfung einer genaueren Stoffdatenberechnung. Weitere detaillierte Beschreibungen der einzelnen Stadien inklusive Strömungsformen, Parameter zur Abgrenzung und Berechnungsansätze finden sich in Baehr und Stephan (2008), Böckh (2006), Schmidt (2006a) und Bejan und Kraus (2003).

i Unterkühltes Sieden

i.1 Berechnungsmethode nach Baehr und Stephan (2008):

$$\dot{q} = \dot{q}_B + \dot{q}_K = \alpha_B(T_W - T_S) + \alpha_K(T_W - T_{Fl}) \quad \text{Baehr und Stephan (2008)} \quad (2.30)$$

Hierin ist α_B der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden in freier Strömung

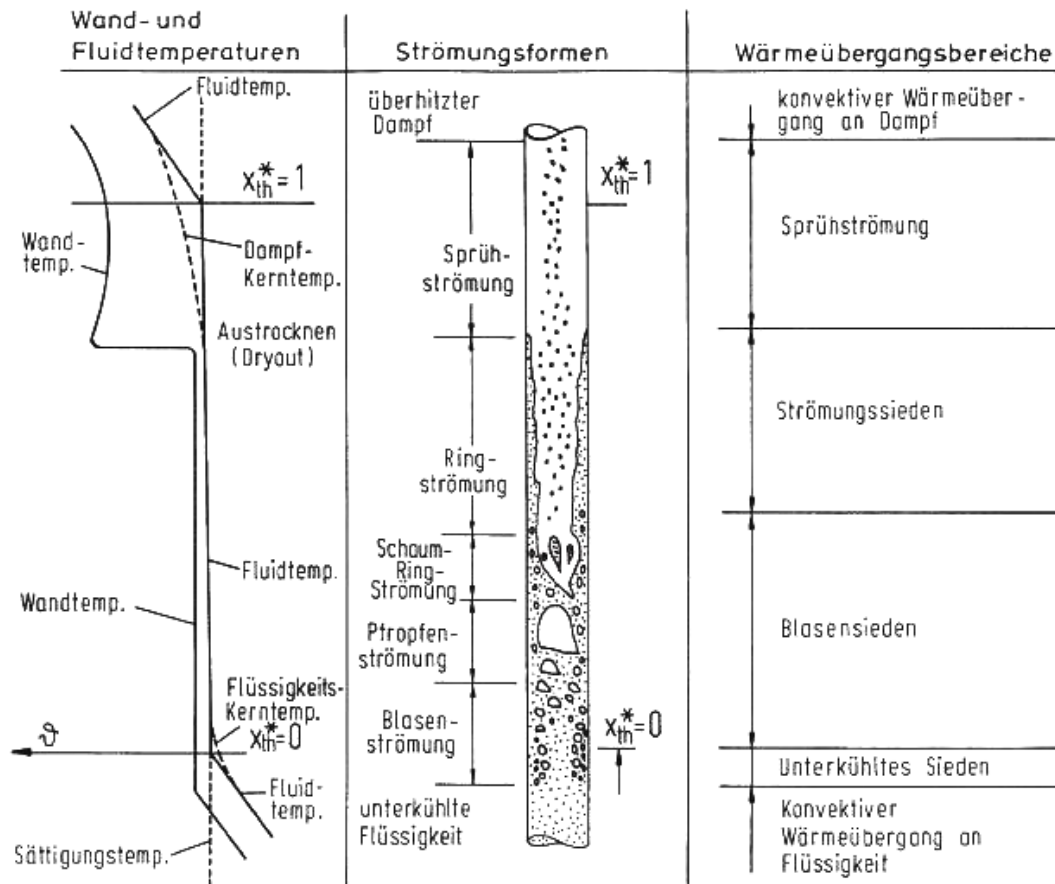


Abbildung 2.11: Wand- und Fluidtemperaturen, Strömungsformen und zugehörige Wärmeübergangsbereiche für ein beheiztes Rohr

Quelle: Baehr und Stephan (2008).

(Berechnung nach Gl. 2.32 ff.) und α_K der Wärmeübergang bei erzwungener einphasiger Strömung (Berechnung nach Gl. 2.16 - 2.28). T_W ist die Wandtemperatur, T_S die Sättigungstemperatur und T_{Fl} die adiabate Mischtemperatur der Flüssigkeit. In dem Fall, dass die Wandtemperaturen nicht explizit in einem nachgeschalteten Simulationsschritt berechnet werden, wird an dieser Stelle mit Hilfe der vereinfachten Wandtemperaturbestimmung gerechnet.

i.2 Böckh (2006) gibt für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten beim unterkühlten Sieden eine Mittelung der beiden Wärmeübergangskoeffizienten beim Blasensieden und beim Wärmeübergang bei erzwungener einphasiger Strömung an:

$$\alpha = \sqrt[1.2]{\alpha_B^{1.2} + \alpha_K^{1.2}} \quad \text{Böckh (2006)} \quad (2.31)$$

Für die Berechnung des unterkühlten Siedens nach Baehr und Stephan (2008) sowie Böckh (2006) in Gleichung 2.30 und 2.31 muss der Wärmeübergangskoeffizient beim **Blasensieden in freier Strömung** α_B berechnet werden. Hierfür werden folgende Gleichungen von Stephan (1979) genutzt. Nahe dem Atmosphärendruck (Index 0) gilt:

$$\begin{aligned}
 Nu_0 &= 0,0871 \left(\frac{\dot{q}_0 d_A}{\lambda' T_s} \right)^{0,674} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,156} \left(\frac{\Delta h_v d_A^2}{a'^2} \right)^{0,371} \\
 &\cdot \left(\frac{a'^2 \rho'}{\sigma d_A} \right)^{0,350} (Pr')^{-0,162} \quad \text{Stephan (1979)} \\
 \text{mit } Nu_0 &= \frac{\alpha_0 d_A}{\lambda'} \\
 \text{und } d_A &= \left(\frac{6V_A}{\pi} \right)^{1/3} = 0,851 \beta_o \sqrt{\frac{2\sigma}{g(\rho' - \rho'')}}
 \end{aligned} \tag{2.32}$$

Die Größen, die mit ' gekennzeichnet sind, beziehen sich auf die siedende Flüssigkeit; Größen mit '' beziehen sich auf den gesättigten Dampf. d_A ist der Abreißdurchmesser und β_o der Randwinkel einer Dampfblase. Für den Randwinkel β_o ist für Wasser $\pi/4$ rad ($=45^\circ$) und für andere Flüssigkeiten $0,661$ rad ($=35^\circ$) einzusetzen. Für abweichende Drücke schlagen Danlowa (1965) und Gorenflo (2006) eine Korrektur nach Gleichungen 2.33 f. vor:

$$\begin{aligned}
 \frac{\alpha}{\alpha_0} &= C_W F(p^+) \left(\frac{\dot{q}}{\dot{q}_0} \right)^n \\
 \text{mit } C_W &= \left(\frac{R_a}{R_{a0}} \right)^{0,133} \left(\frac{b}{b_0} \right)^{1/2}
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

Für Wasser und Helium gilt:

$$\begin{aligned}
 F(p^+) &= 1,73 p^{+0,27} + \left(6,1 + \frac{0,68}{1 - p^{+2}} \right) p^{+2} \\
 n &= 0,9 - 0,3 p^{+0,15}
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

Für andere Fluide:

$$\begin{aligned} F(p^+) &= 1,2p^{+0,27} + \left(2,5 + \frac{1}{1-p^+}\right)p^+ \\ n &= 0,9 - 0,3p^{+0,3} \end{aligned} \quad (2.35)$$

Der Mittenrauwert R_a beschreibt die Rauigkeit der Heizfläche und ist nach DIN 4762/01.89 definiert. Für technische Oberflächen ist für R_a mit einem Wert von 0,1 bis 0,5 μm zu rechnen. Der Bezugswert ist $R_{a0} = 0,4 \mu m$. Für b und b_0 gilt:

$$b = \sqrt{\lambda \rho c_p} \quad \text{und} \quad b_0 = \sqrt{\lambda_0 \rho_0 c_{p0}} \quad (2.36)$$

Eine detaillierte Beschreibung der Gleichungen und der Bestimmung der Koeffizienten ist in Baehr und Stephan (2008, S. 574) nachzulesen.

i.3 Im VDI-Wärmeatlas stellt Schröder (2006) Berechnungsgleichungen für das unterkühlte Sieden vor, die eine zusätzliche Unterscheidung nach laminarer und turbulenter Strömung vornehmen. Die Angabe einer Berechnungsgleichung für die lokale Nusseltzahl liefert Schröder hierbei nur für den Fall einer konstanten Wandtemperatur:

A Laminare Strömung ($Re_d < 2000$)

A1 Konstante Wandtemperatur

$$Nu_{m,lam,A1} = \sqrt[3]{3,66^3 + 1,61^3 Pe \frac{d_i}{L_R}} \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.37)$$

$$Nu_{x,lam,A1} = \frac{3,66^3 + \frac{2}{3} \cdot 1,61^3 Pe \frac{d_i}{x}}{\left(3,66^3 + 1,61^3 Pe \frac{d_i}{x} \right)^{2/3}} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.38)$$

A2 Konstante Wärmestromdichte

$$Nu_{m,lam,A2} = 4,36 \left(1 + \left(0,0292 Pe \frac{d_i}{L_R} \right)^2 \right)^{0,15} \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.39)$$

B Turbulente Strömung ($Re_d > 10^5$)

B1 Konstante Wandtemperatur

$$\frac{Nu_{m,turb,B1}}{Pe} = \frac{\frac{\xi}{8}}{1 + 12,7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_R} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.40)$$

$$\frac{Nu_{x,turb,B1}}{Pe} = \frac{\frac{\xi}{8}}{1 + 12,7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \frac{1}{3} \left(\frac{d_i}{x} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.41)$$

$$\text{mit } \xi = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

B2 Konstante Wärmestromdichte

$$\frac{Nu_{m,turb,B2}}{Pe} = \frac{\frac{\xi}{8}}{1 + 12,7\sqrt{\frac{\xi}{8}}(Pr^{2/3} - 1)} \left[1 + \left(\frac{d_i}{L_R} \right)^{2/3} \right] \left(\frac{Pr}{Pr_W} \right)^{0,14} \quad (2.42)$$

$$\text{mit } \xi = (0,790 \ln(Re) - 1,64)^{-2}$$

C Übergangsbereich ($2000 < Re_d < 10^4$; $0,6 < Pr < 1000$; $d_i/L_R \leq 1$)

C1 Konstante Wandtemperatur siehe Gl. 2.26 f.

C2 Konstante Wärmestromdichte siehe Gl. 2.28 f.

In dem Fall, dass die Wandtemperaturen nicht explizit in einem nachgeschalteten Simulationsschritt berechnet werden, wird an dieser Stelle mit Hilfe der vereinfachten Wandtemperaturbestimmung gerechnet.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (i. Unterkühltes Sieden)

Für die Berechnung der zweiphasigen Rohrströmungen im Sektor IIa wird mit den Gleichungen nach Böckh (2006) der Wärmeübergang beim unterkühlten Sieden berechnet. Da die Größenordnung der zweiphasigen Wärmeübergangskoeffizienten um ein vielfaches höher sind als die Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite, hat eine Änderung der Berechnungsgenauigkeit der zweiphasigen Strömung nur einen sehr geringen Einfluss auf die Gesamtberechnungsgenauigkeit. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse im Kapitel 2.3.3 zeigen, dass eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten α_{2Ph} um 10% eine Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk von +2,1% bewirkt. Diese "gedämpfte" Auswirkung zeigt sich auch bei

einer Änderung der Berechnungsgenauigkeit. Aus diesem Grund wird für die Angaben zu den Reynolds- und Prandtlzahlbereichen und speziell den Berechnungsgenauigkeiten, die keinen limitierenden Einfluss auf die Berechnungsgenauigkeit des übertragenen Wärmestroms haben, auf die Literatur von Baehr und Stephan (2008, S. 574) und Böckh (2006) verwiesen. Anhand dieser Daten kann eine Abschätzung der Genauigkeit bestimmt werden.

ii Blasensieden

ii.1 Chen (1966) liefert ein Berechnungsverfahren, basierend auf physikalisch plausiblen Modellvorstellungen, welches sowohl für das Blasen- als auch das Strömungssieden Gültigkeit besitzt. Weitere Ausführungen hierzu haben Baehr und Stephan (2008) zusammengestellt. Die Gleichungen hierfür sind im Folgenden aufgeführt:

$$\begin{aligned}\alpha_{2Ph} &= S\alpha_B + F\alpha_K \quad \text{Chen (1966)} & (2.43) \\ \text{mit } S &= (1 + 1,15 \cdot 10^{-6} F^2 Re^{1,17})^{-1} \\ \text{und } F &= 1 + 2,4 \cdot 10^{-6} Bo^{1,16} + 1,37 X_{tt}^{-0,86}\end{aligned}$$

Hierin ist α_B der Wärmeübergangskoeffizient beim Blasensieden in freier Strömung (Gl. 2.32 ff.) und α_K der Wärmeübergang bei erzwungener einphasiger Strömung (Gl. 2.16 - 2.28). Die Faktoren S und F dienen der Abschwächung ($S \leq 1$) und Verstärkung ($F \geq 1$) der Wärmeübergangskoeffizienten. Sie spiegeln die Tatsache wider, dass im Bereich des Blasen- und Strömungssiedens mit steigendem Strömungsdampf-massengehalt der Wärmeübergang begünstigt wird. Für die Größen Re, Fr, Bo und X_{tt} , von den S und F abhängig sind, gilt:

$$\begin{aligned}\text{Für Re gilt: } x^* \uparrow &\Rightarrow Re \downarrow \Rightarrow S \rightarrow 1. \\ \text{Für Fr gilt: } x^* \uparrow &\Rightarrow Fr \downarrow \Rightarrow S \rightarrow 1. \\ \text{Für Bo gilt: } x^* \uparrow &\Rightarrow \dot{q} \uparrow \Rightarrow Bo \uparrow \Rightarrow F \uparrow \\ \text{Für } X_{tt} \text{ gilt: } x^* \uparrow &\Rightarrow X_{tt} \downarrow \Rightarrow X_{tt}^{0,86} \uparrow \Rightarrow F \uparrow\end{aligned}$$

Die Siedekennzahl Bo, die Reynoldszahl Re und der Lockhart-Martinelli-Parameter X_{tt} berechnen sich hierfür wie folgt:

$$\begin{aligned}Bo &= \frac{\dot{q}}{\dot{m} \Delta h_{lv}} \\ Re &= \frac{\dot{m}(1 - x^*)d}{\eta_l} \\ X_{tt} &= \left(\frac{1 - x^*}{x^*} \right)^{0,9} \left(\frac{\eta_l}{\eta_v} \right)^{0,1} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5}\end{aligned}$$

ii.2 und ii.3 Sowohl Dengler und Addams (1956) als auch Chawla (1967) gehen ebenfalls von einer Überlagerung des Blasensiedens in freier Strömung und der erzwungenen einphasigen Strömung aus.

$$\frac{\alpha_{2Ph}}{\alpha_K} = 3,5 \left(\frac{1}{X_{tt}} \right)^{0,5} \quad \text{Dengler und Addams (1956)} \quad (2.44)$$

$$\frac{\alpha_{2Ph}}{\alpha_B} = 29 Re^{-0,3} Fr^{0,2} \quad \text{Chawla (1967)} \quad (2.45)$$

mit $Fr = \frac{\dot{m}^2 (1 - x^*)^2}{\rho_l^2 g d_i}$

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (ii. Blasen-sieden)

Für die Berechnung der zweiphasigen Rohrströmungen im Sektor IIb, IIc und IId wird mit den Gleichungen nach Chen (1966) der Wärmeübergang beim Blasensieden berechnet. Diese Gleichungen basieren auf einer physikalisch plausiblen Modellvorstellung und besitzen sowohl für das Blasen- als auch das Strömungssieden Gültigkeit. Der Übergang zwischen beiden Bereichen kann somit in einen Bilanzraum fallen und muss nicht bestimmt werden.

Die Erkenntnisse der Sensitivitätsanalyse aus Kapitel 2.3.3 gelten ebenfalls und da beim Blasensieden im Durchschnitt nochmals höhere Wärmeübergangskoeffizienten vorliegen, führt eine Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten und der Berechnungsgenauigkeit der Koeffizienten nur zu einer geringfügigen Änderung der Gesamtberechnungsgenauigkeit. Daher wird für die Angaben zu den Reynolds- und Prandtlzahlbereichen und den Berechnungsgenauigkeiten auf die Literatur von Chen (1966) sowie Baehr und Stephan (2008) verwiesen. Anhand dieser Daten kann eine Abschätzung der Genauigkeit bestimmt werden.

iii Strömungssieden

iii.1 Strömungssieden nach Chen, siehe Blasensieden (Gl. 2.43 ff.).

iii.2 Ebenso wie Böckh (2006) empfiehlt Steiner (2006) zur Berechnung des lokalen Wärmeübergangs bei konvektivem Strömungssieden folgende Berechnungsgleichung:

$$\begin{aligned} \frac{\alpha(x)}{\alpha_{lo}} = & \left\{ (1 - x^*)^{0,01} \left[(1 - x^*)^{1,5} + 1,9(x^*)^{0,6} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,35} \right]^{-2,2} \right. \\ & \left. + (x^*)^{0,01} \left[\frac{\alpha_{vo}(x)}{\alpha_{lo}(x)} \left(1 + 8(1 - x^*)^{0,7} \left(\frac{\rho'}{\rho''} \right)^{0,67} \right) \right]^{-2} \right\}^{-0,5} \quad \text{Steiner (2006)} \end{aligned} \quad (2.46)$$

Hierin sind α_{lo} und α_{vo} die einphasigen Wärmeübergangskoeffizienten der flüssigen bzw. gasförmigen Phase an der Stelle x , berechnet nach den Gleichungen 2.16 - 2.28. Die hierzu entsprechenden Reynoldszahlen berechnen sich wie folgt:

$$Re_{lo} = \frac{\dot{m} d_h}{\eta_l} \quad \text{und} \quad Re_{vo} = \frac{\dot{m} d_h}{\eta_v}$$

Obwohl die Korrelationsgleichung 2.46 für das Strömungssieden erarbeitet wurde, grenzt Steiner den Gültigkeitsbereich des Strömungsdampfmassengehalts nicht ein ($0 \leq x^* \leq 1$).

Weitere Berechnungsmethoden für das Blasensieden und das Strömungssieden werden von Stephan und Auracher (1981) sowie von Stephan und Abdelsalam (1980) gegenübergestellt und anhand umfangreicher Versuchsergebnisse bewertet. Die Autoren schlagen eine Erweiterung der Berechnungsmethode von Chawla vor, um bei Variation der Medien eine hinreichende Genauigkeit zu gewährleisten.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (iii. Strömungssieden)

Für die Berechnung des Strömungssiedens im Sektor IIb, IIc und IId werden ebenfalls die Gleichungen nach Chen (1966) verwendet. Die Auswahl wird aus den zuvor genannten Gründen (Blasensieden) getroffen.

iv Kritisches Sieden

Das Fortschreiten des Siedevorgangs und die damit einhergehende Abnahme des Flüssigkeitsanteils in der Dampfströmung führt zum Ende der vollständigen Benetzung der Wärmeübertragerwand mit Arbeitsmedium. Das Eintreten dieses Punktes wird als Siedekrise bezeichnet und charakterisiert den Beginn des kritischen Siedens. Für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten im letzten Untersektor der Verdampfung wird daher mit einer Korrelationsgleichung für das Austrocknen der Wärmeübertragerwand (*dryout*) gerechnet.

iv.1

$$Nu = 0,008348 \left[\frac{\dot{m} \cdot d_i}{\eta(T_{Film})} \left(x^* + \frac{\rho_v}{\rho_l} (1 - x^*) \right) \right]^{0,8774} \quad (2.47)$$

$$\cdot Pr(T_{Film})^{0,6112}$$

$$\text{mit } T_{Film} = \frac{T_W + T_m}{2} \quad \text{Groeneveld (1976)}$$

In dem Fall, dass die Wandtemperaturen nicht explizit in einem nachgeschalteten

Simulationsschritt berechnet werden, wird an dieser Stelle mit Hilfe der vereinfachten Wandtemperaturbestimmung gerechnet.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (iv. kritisches Sieden)

Für die Berechnung der zweiphasigen Rohrströmungen im Sektor IIe wird mit den Gleichungen nach Groeneveld (1976) der Wärmeübergang beim kritischen Sieden berechnet. Ebenso wie beim unterkühlten Sieden, beim Blasensieden sowie beim Strömungssieden gelten auch beim kritischen Sieden die Erkenntnisse der Sensitivitätsanalyse aus Kapitel 2.3.3. Aufgrund des nicht limitierenden Einflusses auf die Berechnungsgenauigkeit des übertragenen Wärmestroms wird für die Angaben zu den Reynolds- und Prandtlzahlbereichen und den Berechnungsgenauigkeiten auf die Literatur von Chen (1966) und Baehr und Stephan (2008) verwiesen.

2.3.1.2 Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal (ein- und zweiphasig)

Die Geometrieform des durchströmten, nicht-kreisförmigen Kanals wird zur Beschreibung des Wärmeübergangs im Kreuzstromplattendampferzeuger benötigt. Hierbei kann sowohl das Arbeits- als auch das Heizmedium in dieser Geometrieform strömen und folglich werden Berechnungsgleichungen für die erzwungene ein- und zweiphasige Strömung benötigt. Da nicht-kreisförmige Profile, bei der Verwendung des hydraulischen Durchmessers d_h (Gl. 2.15) nach den Erkenntnissen von Baehr und Stephan (2008), Verein Deutscher Ingenieure (2006), Böckh (2006) und Kraume (2004) mit den Berechnungsmethoden des Kreisprofils beschrieben werden können, wird an dieser Stelle auf die zuvor aufgeführten Gleichungen 2.16 - 2.28 für das durchströmte Rohr verwiesen. Für die Berechnung der zweiphasigen Strömung wird auf den Teilabschnitt *Durchströmtes Rohr (ein- und zweiphasig)* verwiesen. Die Gleichungen 2.30 - 2.47 liefern die notwendigen Berechnungsgrundlagen.

Zusätzlich werden im Folgenden Berechnungsgleichungen für explizite Plattenstrukturen im Kreuzstromplattendampferzeuger vorgestellt, die ebenfalls zur Gruppe der nicht-kreisförmigen Kanäle gehören. Abbildung 2.12 zeigt eine Auswahl der verschiedenen Strukturen und der zugehörigen Geometrieparameter.

Das Hauptaugenmerk liegt auf der Plattenstruktur C, da diese sowohl in der Optimierung im Kapitel 4.4 als auch in der Validierung in den Kapiteln 5.2.3 und 6.4 verwendet wird. Es soll trotzdem ein kurzer Überblick über die Berechnungsgleichungen der anderen Geometrien vorgestellt werden. Brockmeier et al. (1993) stellen einen Berechnungsansatz vor, der für alle fünf Geometrien genutzt werden

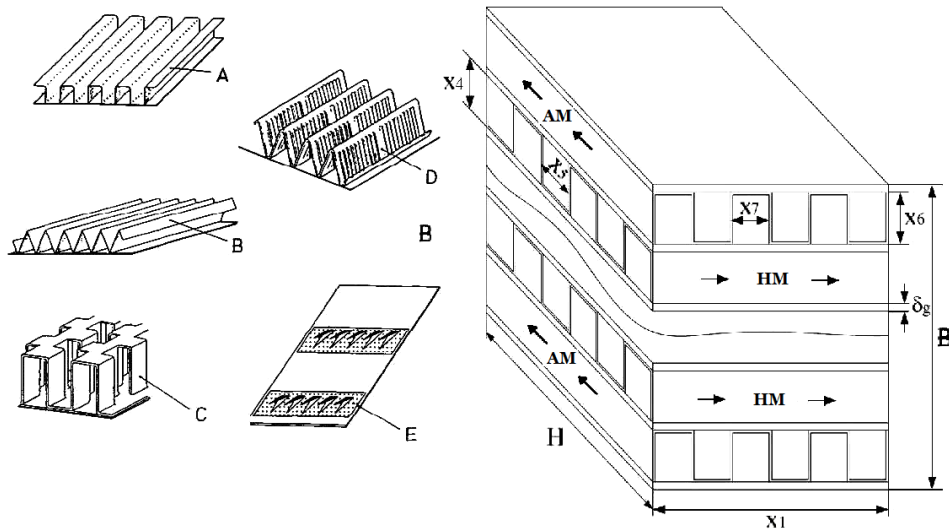


Abbildung 2.12: Kreuzstromplattendampferzeugergeometrien

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium. Quelle: Nach Brockmeier et al. (1993), Peng und Ling (2008).

kann und somit einen Vergleich ermöglicht. Dieser wird am Ende des Teilabschnitts *Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal* vorgestellt. Zusätzlich gilt für die Plattenstrukturen A und B, dass sie aufgrund ihrer großen Ähnlichkeit zur Kanalgeometrie mit Hilfe der Rohrströmungsgleichungen und dem hydraulischen Durchmesser abgebildet werden können. Für die Plattenstruktur D kann die Untersuchungen von Dong et al. (2007) genutzt werden. Sie untersuchen den Wärmeübergang und Druckverlust an mehrfach geschlitzten Rippenblechen²⁶ für Kreuzstromwärmeübertrager und liefern Berechnungskorrelationen für den Colburn Factor j und den Friction Factor f . Weitere Korrelationsgleichungen für den Colburn und Friction Factor bezüglich der Plattenstruktur D haben Kim und Bullard (2002), Wang und Chang (1997) und Wang et al. (2000) aufgestellt. Wang und Chang (1997) liefern zudem einen Überblick über bereits veröffentlichte Korrelationsgleichungen und nutzen deren Messergebnisse als zusätzliche Validierungsdaten.

Untersuchungen inklusive Berechnungsgleichungen zu Wirbelzellen²⁷ in Kreuzstromwärmeübertragern (Struktur C) haben Byongjoo und Byonghu (2006), Manglik und Bergles (1995), Bhowmik und Lee (2009), Joshi und Webb (1987), Kim et al. (2011), Guo et al. (2008), Saad et al. (2011a), Saad et al. (2011b) sowie Mishra et al. (2009)

²⁶In der englischsprachigen Literatur wird diese Art der Plattenstruktur als “multi louvered fin” bezeichnet.

²⁷In der englischsprachigen Literatur wird diese Art der Plattenstruktur als “offset strip fin” bezeichnet.

veröffentlicht. Die Arbeit von Manglik und Bergles (1995) liefert hierbei eine detaillierte Gegenüberstellung der Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang und den Druckverlust der Autoren Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975), Joshi und Webb (1987) und Mochizuki et al. (1987). Basierend auf diesem Vergleich geben Manglik und Bergles (1995) jeweils eine überarbeitete Gleichung für den Colburn Factor (Gl. 2.48 ff.) und den Friction Factor (Gl. 2.94 ff.) an. Grundlage dieser empirischen Gleichungen sind die Versuchsdaten von Kays und London (1984), London und Shah (1968) sowie Walters (1969).

Es gilt ohne Einschränkung der Reynoldszahl nach Manglik und Bergles (1995):

$$j = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \delta^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \times \left[1 + 5,269 \cdot 10^{-5} Re^{1,34} \alpha^{0,504} \delta^{0,456} \gamma^{-1,055} \right]^{0,1} \quad (2.48)$$

für $Re \leq Re^*$ (laminare Strömung) gilt:

$$j = 0,6522 \cdot Re^{-0,5403} \alpha^{-0,1541} \delta^{0,1499} \gamma^{-0,0678} \quad (2.49)$$

für $Re \geq (Re^* + 1000)$ (turbulente Strömung) gilt:

$$j = 0,2435 \cdot Re^{-0,4063} \alpha^{-0,1037} \delta^{0,1955} \gamma^{-0,1733} \quad (2.50)$$

mit Re^* nach Joshi und Webb (1987)

$$Re^* = 257 \left(\frac{l}{s} \right)^{1,23} \left(\frac{t}{l} \right)^{0,58} d_h \left[t + 1,328 \left(\frac{Re}{l \cdot d_h} \right)^{-0,5} \right]^{-1} \quad (2.51)$$

und

$$\alpha = \frac{s}{h}, \quad \delta = \frac{t}{l} \quad \text{und} \quad \gamma = \frac{t}{s}$$

Hierin sind s , h , t , und l Geometrieparameter, deren Bedeutung in Abbildung 2.13 erklärt wird. Die Berechnung des Übergangsbereichs von laminarer zu turbulenter Strömung erfolgt in der Berechnungsmethode von Manglik und Bergles (1995) anhand der Reynoldszahl Re^* . Es liegt für $Re \leq Re^*$ eine laminare und für $Re \geq (Re^* + 1000)$ eine turbulente Strömung vor. Manson (1950) definiert den Übergang bei $Re=3500$. Wieting (1975) unterscheidet anhand von $Re \leq 1000$ und $Re \geq 2000$. Mochizuki et al. (1987) sehen den Übergang bei $Re=2000$. Es existiert zwar nicht eine einheitliche Definition zur Bestimmung des Übergangs von laminarer zur turbulenter Strömung, trotzdem zeigt sich, dass es sich um einen vergleichbaren Bereich handelt. Dies bestätigen auch die Auswertungen der Druckverlustvermessungen der Wirbelzellen in dieser Arbeit, dargestellt im Kapitel 6.4.

Der hydraulische Durchmesser wird von Manglik und Bergles (1995) wie folgt berechnet:

$$d_{h, \text{ Manglik und Bergles}} = \frac{4shl}{2(sl + hl + th) + ts} \quad (2.52)$$

Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) verwenden eine leicht abweichende Definition des hydraulischen Durchmessers, die in Gleichung 2.53 aufgeführt ist. Im Kapitel 6.4 sind hierzu weiterführende Erklärungen anhand der Auswertungen der Wirbelzellenversuche aufgeführt.

$$d_{h, \text{ Manson, Kays und London, Wieting und Mochizuki et al.}} = \frac{2hs}{h + s} \quad (2.53)$$

Für die Umrechnung des Colburn Factors in die Nusseltzahl gilt nach Kays und London (1984):

$$j = \frac{Nu_{d_h}}{Pr^{1/3} \cdot Re_{d_h}} \quad (2.54)$$

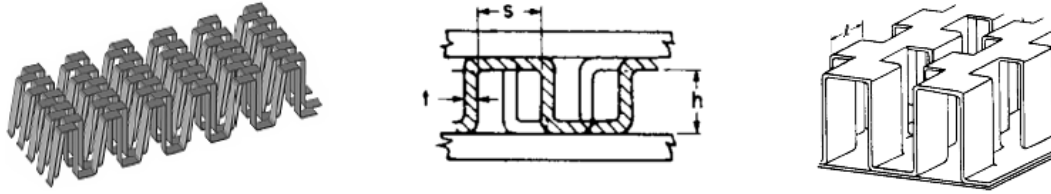


Abbildung 2.13: Prinzipskizze einer Wirbelzelle (offset strip fin)

Quelle: Nach RAAL (2012), Joshi und Webb (1987).

Anhand der Versuchsdaten von Kays und London (1984), London und Shah (1968) sowie Walters (1969), die zur Validierung der Korrelationsgleichungen der Wirbelzellen genutzt werden, lassen sich die in Tabelle 2.2 aufgestellten Geometriegrenzen angeben.

$\alpha = \frac{s}{h}$	$\delta = \frac{t}{l}$	$\gamma = \frac{t}{s}$
$0,135 \leq \alpha \leq 1,024$	$0,012 \leq \delta \leq 0,06$	$0,038 \leq \gamma \leq 0,195$

Tabelle 2.2: Geometriegrenzen nach Manglik und Bergles (1995) für die Berechnung des Colburn und Friction Factors in Wirbelzellen

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s, h, t und l s. Abb. 2.13.

Eine einfache Berechnungsmethode zum Vergleich fünf unterschiedlicher Plattenstrukturen, die in Abbildung 2.14 aufgezeigt werden, stellen Brockmeier et al. (1993) vor. Hierbei erfolgt die Anpassung an die Geometrieform mit Hilfe von vier Koeffizienten (a, b, m und n) und somit ohne Geometrieparameter.




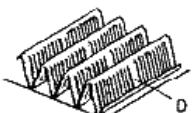
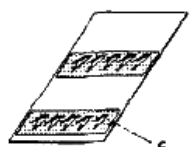
Surface Types	a	m	b	n
 A	1.422	-0.791	7.183	-0.850
 B	0.720	-0.716	5.022	-0.793
 C	0.230	-0.387	5.002	-0.588
 D	0.150	-0.351	1.333	-0.432
 E	0.634	-0.484	0.906	-0.323

Abbildung 2.14: Konstanten für die Gleichungen 2.55 und 2.56
Quelle: Brockmeier et al. (1993).

Die Berechnung des Wärmeübergangs und des Druckverlustes kann anhand von Gleichung 2.55 für den Colburn Factor und Gleichung 2.56 für den Friction Factor durchgeführt werden. Abbildung 2.14 listet hierfür die Konstanten entsprechend den Geometrieformen auf. Gültigkeitsbereich der Gleichungen ist die einphasige Strömung.

$$j = a \cdot Re^m \quad \text{Webb (1987)} \quad (2.55)$$

$$f = b \cdot Re^n \quad \text{Webb (1987)} \quad (2.56)$$

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte, nicht-kreisförmige Kanäle* (ein- und zweiphasig)

Für die Berechnung der abgasseitigen Strömungen im Kreuzstromplattendampferzeuger werden die Gleichungen von Manglik und Bergles (1995) verwendet. Diese Korrelationen weisen für die Wärmeübergangs- und Druckverlustberechnung eine Genauigkeit von $\pm 20\%$ für den gesamten Reynoldszahlbereich bei Verwendung des

hydraulischen Durchmessers nach Manglik und Bergles (1995) auf. Für den Prandtlzahlbereich ist eine Spanne von 0,5 bis 15 angegeben. Die Geometriegültigkeitsgrenzen sind Tabelle 2.2 zu entnehmen.

Da die in dieser Arbeit durchgeführten Validierungsversuche an Wirbelzellen eine höhere Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei der Verwendung der Berechnungsgleichungen nach Manglik und Bergles (1995) mit dem hydraulischen Durchmessers nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) sowie Mochizuki et al. (1987) aufweisen, wird diese Berechnung verwendet und von einer Genauigkeit größer oder gleich $\pm 20\%$ ausgegangen. Dies gilt für die Wärmeübergangs- sowie Druckverlustberechnung.

Für die Auswahl der Berechnungsvorschriften für die zweiphasige Strömung wird auf den Teilabschnitt *Durchströmtes Rohr (zweiphasig)* verwiesen.

2.3.1.3 Querangeströmtes Rohrbündel (einphasig)

Anhand der hier vorgestellten Berechnungsmethoden wird der Wärmeübergang vom Abgas an das querangeströmte Rohrbündel beschrieben. Da auf der Außenseite der Rohrbündeldampferzeuger nur das Heizmedium (Abgas) strömt, muss kein zweiphasiger Wärmeübergang abgebildet werden. Gnielinski (2006a) sowie Gaddis und Gnielinski (1983) haben sowohl zum Wärmeübergang als auch zum Druckverlust in querangeströmten Rohrbündeln ausführliche Untersuchungen vorgenommen und Berechnungsgleichungen aufgestellt. In der Literatur gelten diese Berechnungsmethoden als Stand des Wissens. Im Folgenden wird eine Zusammenfassung der wichtigsten Gleichungen für den Wärmeübergang am querangeströmten Rohrbündel aufgeführt.

$$Nu_{Bündel} = f_A \cdot Nu_{0,L} \quad \text{Gnielinski (1978)} \quad (2.57)$$

Hierin ist f_A der Anordnungsfaktor, der vom Querteilungsverhältnis $a = s_1/d_a$, vom Längsteilungsverhältnis $b = s_2/d_a$ und vom Teilungsversetzungsverhältnis $c = s_d/d_a$ des Rohrbündels abhängig ist. Er wird wie folgt bestimmt:

$$f_A = \begin{cases} 1 + \frac{0,7}{\psi} \frac{b/a-0,3}{(b/a+0,7)^2} & \text{für } c < \frac{a}{4} \\ 1 + \frac{2}{3b} & \text{für } c \geq \frac{a}{4} \end{cases}$$

$$\text{mit } \psi = \begin{cases} 1 - \frac{\pi}{4a} & \text{für } b \geq 1 \\ 1 - \frac{\pi}{4ab} & \text{für } b < 1 \end{cases}$$

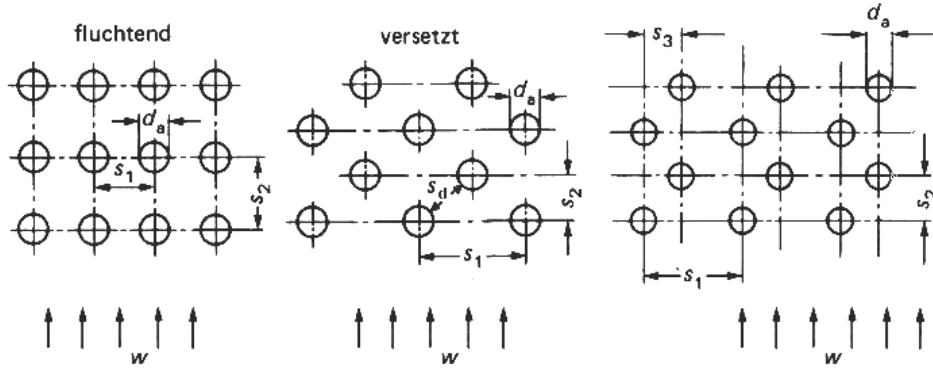


Abbildung 2.15: Teilungsverhältnis bei fluchtenden und versetzten Rohrbündeln

Quelle: Gnielinski (1978).

Abbildung 2.15 dient dem Verständnis des Querteilungs-, Längsteilungs- und Teilungsversetzungsverhältnisses a , b und c . Für die Bestimmung von $Nu_{0,L}$ gelten folgende Gleichungen:

$$Nu_{0,L} = 0,3 + \sqrt{Nu_{L,lam}^2 + Nu_{L,tur}^2} \quad (2.58)$$

$$\text{mit } Nu_{L,lam} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi,L}} \sqrt[3]{Pr}$$

$$\text{und } Nu_{L,tur} = \frac{0,037 Re_{\psi,L}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_{\psi,L}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)}$$

Die dimensionslosen Kennzahlen Nu_L und $Re_{\psi,L}$ sind in diesem Gleichungssatz wie folgt definiert:

$$Nu_L = \frac{\alpha L}{\lambda} \quad \text{und} \quad Re_{\psi,L} = \frac{wL}{\psi \nu} \quad (2.59)$$

$$\text{mit der überströmten Länge } L = \frac{\pi}{2} d_a$$

Die beschriebenen Gleichungen gelten für ein Rohrbündel von mindestens 10 Rohrreihen. Bei weniger Rohrreihen muss Gleichung 2.57 durch folgende Gleichung ersetzt werden:

$$Nu_{Bündel} = \frac{1 + (n-1)f_A}{n} \cdot Nu_{0,L} \quad (2.60)$$

Im Fall der Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten werden Gleichung 2.57 und 2.60 mit dem Korrekturfaktor $\kappa = (T_{Fluid}/T_w)^n$ multipliziert.

Nach Preece et al. (1975) wird der Korrekturfaktor zu eins. Churchill und Brier (1955) hingegen schlagen für das Kühlen eines Stickstoffstroms einen Exponenten von $n = 0,12$ vor.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *querangeströmte Rohrbündel* (einphasig)

Für die Berechnung des quer angeströmten Rohrbündels werden die Gleichungen nach Gnielinski (1978) genutzt. Die Berücksichtigung der Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten erfolgt nach Churchill und Brier (1955), da der Abgasmassenstrom zu über 70% aus Stickstoff besteht.

Der Gültigkeitsbereich liegt für die dimensionslosen Kennzahlen bei $1 < Re_{\psi,L} < 10^6$ und $0,7 < Pr < 700$. Im Bereich der Reynoldszahl von 10^3 bis $5 \cdot 10^4$ stimmen die zur Validierung herangezogenen Versuchsergebnisse²⁸ mit den berechneten Nusselzahlen nach Gnielinski gut überein. Die Abweichung für die umströmte einzelne Rohrreihe, die Grundlage der Rohrbündelberechnung ist²⁹, liegt in diesem Reynoldszahlbereich bei $\pm 15\%$. Die Geometriegültigkeitsgrenzen der Teilungsverhältnisse a und b können anhand der von Gnielinski (1978) verwendeten Versuchsdaten und der zugehörigen Validierungsrohrbündel abgeleitet werden. Eine explizite Einschränkung aufgrund der Geometrie Größen gibt er jedoch nicht an. Für die Druckverlustberechnung, die ebenfalls nach Gleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) erfolgt, sind Geometriegrenzen angegeben, die in Tabelle 2.4 aufgeführt sind. Zudem geben Gaddis und Gnielinski (1983) die Rohrdurchmesser der Validierungsrohrbündel an, schränken sie jedoch nicht ein. Diese sind 7,9, 17,5, 19,0, 25,4 und 50,8 mm. 7,9 mm wird hierbei von Gaddis und Gnielinski (1983, S. 412) als "...relativ kleiner Rohrdurchmesser..." bezeichnet.

2.3.1.4 Berippte Außenrohre und Rippen (einphasig)

Die im Folgenden vorgestellten Berechnungsgleichungen für den Wärmeübergang an berippten Rohren und generell an Rippen zur Verbesserung der Wärmeabgabe oder -aufnahme dienen zum einen der Beschreibung des Wärmeübergangs des Heizmediums an das berippte Rohrbündel und zum anderen der Beschreibung des beidseitigen Wärmeübergangs im Kreuzstromplattendampferzeuger. Ist die Rippenfläche

²⁸Gnielinski nutzt zur Validierung der aufgestellten Berechnungsmethode Versuchsergebnisse von Zukauskas et al. (1968), Reinicke (1969), Smyczek und Zablocki (1975), Stasiulevicius und Samoska (1963), Niggeschmidt (1975) sowie Scholz (1968).

²⁹Die Berechnung des Wärmeübergangs am *querdurchströmten Rohrbündel* erfolgt nach Gl. 2.58, die ebenfalls in der Berechnung des Wärmeübergangs in querdurchströmten Rohrreihen Anwendung findet.

im Kreuzstromplattendampferzeuger deutlich größer als die Wärmeübertragerfläche zwischen beiden Medien, ist für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten die Berücksichtigung eines Rippenwirkungsgrades (Gl. 2.64) notwendig. Dies trifft meistens zu, wenn der Plattenabstand sehr groß ist und zur Flächenvergrößerung der Freiraum zwischen den Platten mit Rippenblechen ausgefüllt wird (vgl. Abb. 2.12). In diesem Fall kann die hinzugewonnene Fläche der Rippe nicht ohne Gewichtung durch den Rippenwirkungsgrad zu der Wärmeübertragerfläche der Trennwand addiert werden.

Wird eine Plattenstruktur gewählt, für die explizite Berechnungsgleichungen vorliegen, werden diese genutzt (vgl. Teilabschnitt *Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal*). Der Wärmeübergang im Kreuzstromplattendampferzeuger im Bereich der Verdampfung wird weiterhin anhand der Gleichungen für die erzwungene zweiphasige Strömung (Gl. 2.30 - 2.47) berechnet.

Zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten an berippten Oberflächen dienen die folgenden Gleichungen 2.62 - 2.68. Abbildung 2.16 zeigt hierzu mögliche Geometrieformen der Rippen, für die eine Berechnung des Wärmeübergangs in der Auslegungs- und Optimierungssoftware hinterlegt ist, und ordnet die notwendigen Geometriegrößen zu. Der Wärmedurchgangskoeffizient k ist hierbei wie folgt defi-

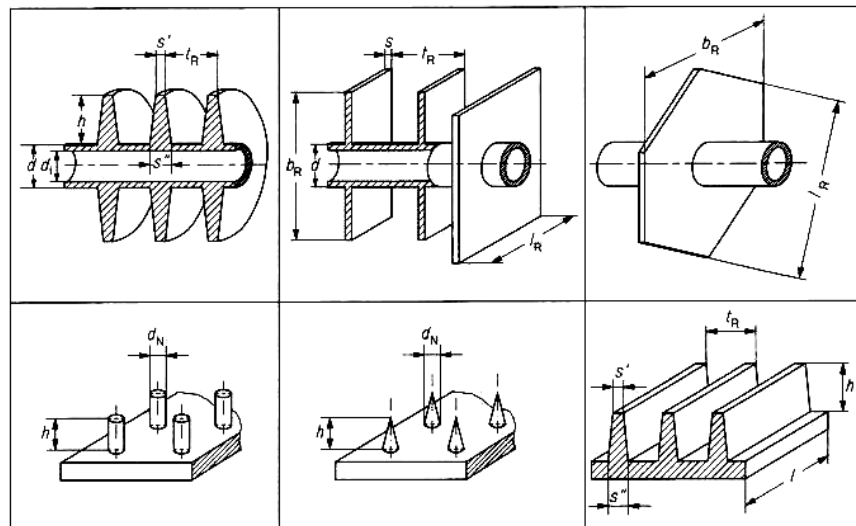


Abbildung 2.16: Berippte Oberflächen, die in der Auslegung und Optimierung berechnet werden können

Quelle: Schmidt (2006b).

niert und bezieht sich auf die gesamte Oberfläche A_a der berippten Seite:

$$\frac{1}{k} = \frac{A_a}{\alpha_i A_i} + \frac{s \cdot A_a}{\lambda A_m} + \frac{A_a}{\alpha_a (A_{GoRi} + \eta_{Ri} A_{Ri})} \quad \text{Baehr und Stephan (2008)} \quad (2.61)$$

A_{GoRi} berechnet sich aus der äußeren Fläche abzüglich der Rippenfläche A_{Ri} und beschreibt somit die Fläche des Grundmaterials ohne Rippenfläche.

Der Wärmeübergangskoeffizient auf der Außenseite des Rohrbündels (in der Literatur oftmals mit α_R statt α_a bezeichnet) berechnet sich für das querangeströmte Rippenrohrbündel nach Schmidt (2006b) wie folgt:

$$Nu_d = 0,22 Re_d^{0,6} \left(\frac{A}{A_R} \right)^{-0,15} Pr^{1/3} \quad \text{fluchtende Anordnung} \quad (2.62)$$

$$Nu_d = 0,38 Re_d^{0,6} \left(\frac{A}{A_R} \right)^{-0,15} Pr^{1/3} \quad \text{versetzte Anordnung} \quad (2.63)$$

Die charakteristische Länge der Reynoldszahl Re_d ist der Außendurchmesser des Rohres.

Zur Bestimmung des Rippenwirkungsgrads η_{Ri} in Gleichung 2.61 dienen die Gleichungen 2.64 ff.:

$$\eta_{Ri} = \frac{\tanh X}{X} \quad (2.64)$$

$$\text{mit } X = \varphi \cdot \frac{d_a}{2} \cdot \sqrt{\frac{2\alpha_a}{\lambda_{Ri}s}}$$

$$\text{und } s = \frac{1}{2} \cdot (s'' + s')$$

Hierin beschreibt das Produkt $\varphi \frac{d_a}{2}$ die Rippenhöhe, wobei φ ein Korrekturfaktor ist, der in Abhängigkeit von der Rippenart in den nachfolgenden Gleichungen 2.65 - 2.68 beschrieben wird. Die beiden Geometriegrößen s' und s'' dienen der Bestimmung der mittleren Rippendicke bei zulaufenden Rippen (s. Abb. 2.16).

Kreisrippen:

$$\varphi = \left(\frac{D}{d_i} - 1 \right) \cdot \left[1 + 0,35 \ln \left(\frac{d_a}{d_i} \right) \right] \quad (2.65)$$

Rechteckige Rippen:

$$\varphi = (\varphi' - 1) \cdot (1 + 0,35 \ln \varphi') \quad (2.66)$$

$$\text{mit } \varphi' = 1,28 \cdot \frac{b_{Ri}}{d_a} \cdot \sqrt{\left(\frac{l_{Ri}}{b_{Ri}} - 0,3\right)}$$

$$\text{und } l_{Ri} \geq b_{Ri}$$

Zusammenhängende Rippen (Rohrbündeldampferzeuger mit Rippenblech):

Bei fluchtender Rohranordnung sind die Gleichungen für die rechteckige Rippe anzuwenden. Für die versetzte Rohranordnung gilt folgende Gleichung:

$$\varphi' = 1,27 \cdot \frac{b_{Ri}}{d_a} \cdot \sqrt{\left(\frac{l_{Ri}}{b_{Ri}} - 0,3\right)} \quad (2.67)$$

$$\text{mit } l_{Ri} = \sqrt{t_l^2 + \frac{t_q^2}{4}}$$

Die hierin verwendeten Geometriegrößen l_{Ri} , b_{Ri} , t_l und t_q sind in Abbildung 2.17 erklärt.

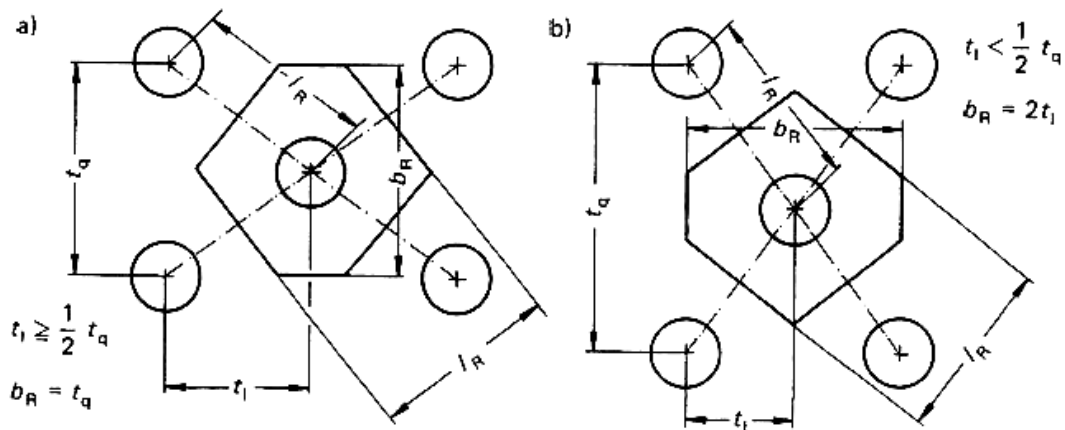


Abbildung 2.17: Rippenblechgeometrie mit zugehörigen Geometrieparametern
Quelle: Schmidt (2006b).

Nadelrippen auf ebener Grundfläche:

$$\varphi = \frac{2h}{d_a} \quad (2.68)$$

$$\text{und } s = \begin{cases} \frac{d_N}{2} & \text{bei stumpfen Nadeln} \\ \frac{9}{8}d_N & \text{bei spitzen Nadeln} \end{cases}$$

Gerade Rippen auf ebener Grundfläche:

$$\varphi = \frac{2h}{d_a}$$

$$\text{und } s = \frac{3}{4}s'' + \frac{1}{4}s' \quad (2.69)$$

Für den Fall, dass der Kreuzstromplattendampferzeuger nur einseitig berippt wird, dienen die nachfolgenden Nusselkorrelationen in den Gleichungen 2.70 und 2.71 nach Böckh (2006) der Berechnung des Wärmeübergangs an einer ebenen Platte:

A Laminare Strömung ($Re_L < 10^5$)

$$Nu_{L,lam} = 0.644 \sqrt[3]{Pr} \sqrt{Re_L} \quad (2.70)$$

B Turbulente Strömung ($5 \cdot 10^5 < Re_L < 10^7$)

$$Nu_{L,tur} = \frac{0,037 \cdot Re_L^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_L^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \cdot \kappa_W \quad (2.71)$$

$$\text{mit } \kappa_W = \begin{cases} (Pr/Pr_W)^{0,25} & \text{für Flüssigkeiten} \\ 1 & \text{für Gase} \end{cases}$$

Hierin ist die charakteristische Länge L die überströmte Länge der ebenen Wand.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *berippte Außenrohre und Rippen* (einphasig)

Für die Berechnung der abgasseitigen Strömung quer zum berippten Rohrbündel werden die Gleichungen von Schmidt (2006b) verwendet. Für die Berechnung von Gleichung 2.62 f. gibt er im Reynoldszahl- und Geometriebereich $10^2 < Re < 10^5$ bzw. $3 \leq A/A_{Go} \leq 30$ eine Genauigkeit von $\pm 25\%$ an. Diese Geometrieingrenzung

wird aufgrund der Geometriegrenzen aus Tabelle 2.5, die für die Druckverlustgleichungen von berippten Rohrbündel nach Gaddis (2006) gelten, erfüllt.

Die Berechnung der Kreuzstromplattendampferzeuger erfolgt, wie bereits im Teilabschnitt *Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal* dargelegt, anhand der Gleichungen für Wirbelzellen nach Manglik und Bergles (1995).

2.3.2 Druckverlust

Wie für den Wärmeübergang wird auch für die Berechnung des Druckverlustes eine Auswahl an Korrelationsgleichungen entsprechend der Geometrieformen, die zur Beschreibung der untersuchten Dampferzeuger notwendig sind (vgl. Abb. 2.10), vorgestellt. Ist in diesen Korrelationsgleichungen der Druckverlust aufgrund einer Beschleunigung oder Verzögerung nicht explizit aufgeführt, wird er wie folgt berechnet:

$$\Delta p_{\text{Beschleunigung}} = \left(\frac{\rho w^2}{2} \right)_{\text{out}} - \left(\frac{\rho w^2}{2} \right)_{\text{in}} \quad (2.72)$$

Die Geschwindigkeits- und Dichteänderung entsteht infolge des Reibungsdruckverlustes, der Querschnittsänderung und/ oder der Temperaturänderung.

2.3.2.1 Durchströmtes Rohr (ein- und zweiphasig)

Einphasige Strömung

Der Druckverlust einer **einphasigen Rohrströmung** berechnet sich entsprechend dem Stand des Wissens anhand folgender Gleichung:

$$\Delta p = \zeta \frac{L}{d_i} \frac{\rho w^2}{2} \quad \text{Kast (2006)} \quad (2.73)$$

Hierin ist L die durchströmte Rohrlänge, d_i der Innenrohrdurchmesser und ζ der Widerstandsbeiwert, der von der Reynoldszahl abhängig ist und für die laminare und turbulente Rohrrinnenstr mung nach Gleichung 2.74 - 2.77 berechnet werden kann. Die Stoffdaten und die Geschwindigkeit w sind auf den mittleren Zustand anhand der Mitteltemperatur ($T_m = (T_{in} + T_{out})/2$) und des Mitteldrucks ($p_m = (p_{in} + p_{out})/2$) im Bilanzraum zu beziehen.

A Laminare Rohrströmung ($Re_i < 2320$)

$$\zeta_{lam} = \frac{64}{Re_i} \quad (2.74)$$

nach Hagen-Poiseuille in Goedecke (2011)

B Turbulente Rohrströmung ($10^4 < Re_i < 10^6$ und $10^6 < Re_i$)

$$\zeta_{tur} = (1,8 \lg(Re_i) - 1,5)^{-2} \quad 10^4 < Re_i < 10^6 \quad (2.75)$$

Konakov (1954)

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta_{tur}}} = -0,8 + 2 \lg(Re_i \sqrt{\zeta}) \quad 10^6 < Re_i \quad (2.76)$$

nach Prandtl und Kármán in Kast (2006)

C Übergangsbereich ($3000 < Re_i < 10^5$)

$$\zeta_{überg} = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_i}} \quad \text{Blasius (1908)} \quad (2.77)$$

Die aufgeführten Gleichungen 2.74 - 2.77 gelten für technisch glatte Rohre, was nur im Fall von Glasrohren und neu gezogenen Kupfer-, Messing- oder Aluminiumrohren zutreffend ist. Bei der Verwendung von Edelstahlrohren oder verschmutzten Rohren muss entsprechend der Ausführungen von Kast (2006) und Kohlmann (2002) die Rohrrauigkeit berücksichtigt werden. Bei geringen Reynoldszahlen ist die Grenzschicht jedoch meistens deutlich dicker als die Höhe der Rohrrauigkeiten und daher spielt die Rohrrauigkeit bei laminarer Strömung keine Rolle.

Für Reynoldszahlen gegen unendlich wird anhand von Gleichung 2.78 die Rohrrauigkeit entsprechend der Ausführungen von Kast (2006) und Kohlmann (2002) berücksichtigt:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = 2 \lg\left(\frac{d_i}{k}\right) + 1,14 \quad (2.78)$$

Die Annahme einer vollständig ausgebildeten Rauigkeitsströmung, von der in Gleichung 2.78 ausgegangen wird, ist infolge des Verhältnisses von Rohrlänge zu Rohrdurchmesser, welches für alle ausgewählten Dampferzeuger deutlich über 50 liegt, gerechtfertigt.

Kohlmann gibt mit der Gleichung 2.79 einen Berechnungsansatz an, der für einen größeren Reynoldszahlbereich gilt:

$$\frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2 \lg \left[\frac{k}{3,7 d_i} - \frac{4,52}{Re_i} \cdot \lg \left(\frac{7}{Re_i} + \frac{k}{7 d_i} \right) \right] \quad \text{Kohlmann (2002)} \quad (2.79)$$

Die Gültigkeit der Gleichung 2.79 lässt sich hierbei wie folgt bestimmen:

$$5 < Re^{7/8} \cdot \frac{k}{d_i} < 225 \quad (2.80)$$

Die Berücksichtigung des Druckverlustes der Umlenkungen erfolgt anhand einer Widerstandsbeiwertberechnung für 90°- und 180°-Bögen, die in Gleichung 2.81 eingeht. Der Druckverlust der Bögen wird zum Druckverlust der Rohrströmung addiert.

$$\Delta p = \zeta_{Einbauten} \frac{L}{d_i} \frac{\rho w^2}{2} \quad (2.81)$$

Der Widerstandsbeiwert $\zeta_{Einbauten}$ wird hierbei wie folgt berechnet:

$$\begin{aligned} \zeta_{Einbauten,90^\circ} &= \left(0,131 + 0,163 \cdot \left(\frac{d_i}{R} \right)^{3,5} \right) \frac{\theta}{90^\circ} \quad \text{Kraume (2004)} \\ \zeta_{Einbauten,180^\circ} &= 2 \cdot 0,85 \cdot \zeta_{Einbauten,90^\circ} \quad \text{Kast (2006)} \end{aligned}$$

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (einphasig)

Für die Berechnung des einphasigen Druckverlustes in glatten Rohren sowie bei laminarer Strömung in glatten und rauen Rohren werden die Berechnungsgleichungen von Kast (2006) verwendet (Gl. 2.74 - 2.77). Sie stellen den Stand der Technik dar und gelten für den gesamten Reynoldszahlbereich. Bezüglich des Prandtlzahlbereichs trifft Kast (2006) keine Einschränkungen. Gleiches gilt für die Geometrieparameter. Da der arbeitsmedienseitige Druckverlust keine Bewertungsgröße in der in dieser Arbeit durchgeführten Optimierung darstellt (vgl. Kapitel 4.2.3), wird bezüglich der Berechnungsgenauigkeit auf die Autoren Goedecke (2011), Konakov (1954), Kast (2006) sowie Blasius (1908) verwiesen. Sie geben für die Gleichungen 2.74 bis 2.77 die entsprechenden Berechnungsgenauigkeiten an.

Für die Berücksichtigung von rauen Rohren bei turbulenter Strömung wird Gleichung 2.78 nach Kast (2006) hinzugefügt. Die Druckverluste der 90°- und 180°-Bögen werden mit den Gleichungen 2.81 ff. nach Kraume (2004) und Kast (2006) bestimmt.

Zweiphasige Strömung

Im Fall der **zweiphasigen Strömung** geben Chawla (2006) sowie Muschelknautz und Wellenhofer (2006) für die Berechnung des Druckverlustes eine Unterteilung nach folgender Aufteilung an:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{Reibung}} \pm \Delta p_{\text{hydrostatisch}} + \Delta p_{\text{Beschleunigung}} \quad \text{Chawla (2006)} \quad (2.82)$$

Der Druckabfall aufgrund der Veränderung der statischen Höhe $\Delta p_{\text{hydrostatisch}}$ kann bei den geringen Höhenänderungen vernachlässigt werden, zumal bei senkrechter Rohranordnung das Arbeitsmedium sowohl auf- als auch abwärts strömt. Für die Berechnung des Reibungsdruckverlustes $\Delta p_{\text{Reibung}}$ erfolgt nach Chawla (2006) eine Fallunterscheidung entsprechend des Zustandes der Dampfphase.

$$\frac{1}{\beta} = \frac{x^* \rho_l}{(1 - x^*) \rho_v} \leq \frac{12\sqrt{Fr}}{1 + \sqrt{\frac{Fr}{7}}} \quad \text{Moussalli und Chawla (1976)} \quad (2.83)$$

$$\text{mit } Fr = \left(\frac{\dot{m} x^*}{\rho_l} \right)^2 \frac{\rho_l}{\rho_v g d_i}$$

$$\text{und } \beta = \frac{\dot{V}_l}{\dot{V}_v} = \frac{(1 - x^*) \rho_v}{x^* \rho_l}$$

Im Fall einer dispersen Phase, wenn Gleichung 2.83 Gültigkeit besitzt, gilt die folgende Gleichung 2.84 ab einer Reynoldszahl von $Re_{2Ph} = 2300$:

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{Reibung}} = \zeta \cdot \frac{\dot{m}^2}{2\rho_v d_i} \cdot \left[1 + x^* \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) \right] \quad (2.84)$$

$$\cdot \left[1 - x^* \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} - 1 \right) (K_2 - 1) \right] \quad \text{Moussalli (1975)}$$

Moussalli und Chawla (1976)

$$\text{mit } \frac{1}{\sqrt{\zeta}} = -2lg \left(\frac{k/d_i}{3,7} + \frac{2,51}{Re_{2Ph}\sqrt{\zeta}} \right)$$

Moody und Princeton (1944)

$$\text{und } Re_{2Ph} = \frac{\dot{m}d_i}{\eta_l \left[1 - x^* \left(1 - \frac{\eta_v}{\eta_l} \right) \right]}$$

Für die Variabel K_2 gilt:

$$\begin{aligned} K_2 &= 1 + 0,09 \cdot \beta \quad \text{für } \beta \leq 0,4 \\ \text{oder } \frac{1}{K_2} &= 1 - \frac{\frac{2,97}{\beta^{2/3}} + 1}{6 \left(\frac{1,83}{\beta^{2/3}} + 1 \right) \left(\frac{3,43}{\beta^{2/3}} + 1 \right)} \quad \text{für } \beta > 0,4 \\ \text{mit } \beta &= \frac{\dot{V}_l}{\dot{V}_v} = \frac{(1 - x^*)\rho_v}{x^*\rho_l} \end{aligned}$$

Für den Fall, dass die Dampfphase nicht dispers auftritt, sondern als zusammenhängende Phase betrachtet werden kann, gilt ab einer Reynoldszahl von $Re_{2Ph} = 2300$:

$$\left(\frac{dp}{dL} \right)_{\text{Reibung}} = \zeta_v \cdot \frac{\dot{m}^2 (x^*)^4}{2\rho_v d_i} \cdot \Phi \quad (2.85)$$

Chawla (1967), Kesper (1974), Kesper und Chawla (1976)

$$\begin{aligned} \text{mit } \frac{1}{\sqrt{\zeta_v}} &= 2lg \left(\frac{\dot{m}x^*d_i}{\eta_v} - 0,8 \right) \quad \text{Schlichting (1958)} \\ \text{und } \Phi &= \left(\frac{1}{1 - (1 - E)\gamma_F - E\gamma_E} \right)^2 \end{aligned}$$

Für die Variablen E , γ_F und γ_E gilt:

$$\begin{aligned} E &= 1,857 + 0,815lg \left[\left(\frac{\dot{m}x^*}{\rho_v a_v} \right)^2 \left(1 + \frac{4575\rho_v^2}{\rho_l^2} \right) \right] \\ \text{mit } 0 &\leq E \leq 1 \\ \gamma_F &= 1 - \left(1 + \frac{(1 - x^*)\rho_v}{x^*\epsilon\rho_l} \right)^{-1,19} \end{aligned} \quad (2.86)$$

$$\gamma_E = \left(1 + \frac{6,67}{\left(\frac{1-x^*}{x^*} \right)^{0,45} (1+3(x^*)^4) \left(\frac{\eta_l}{\eta_v} - 1 \right)^{0,25}} \right)^{-1}$$

Hierin ist ϵ der Gasanteil, der wie folgt berechnet wird:

$$\begin{aligned} \epsilon &= \epsilon_1^{-3} + \epsilon_2^{-3} \\ \text{mit } \epsilon_1 &= 1,71\phi^{0,2} \left(\frac{1-x^*}{x^*} \right)^{0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,1} \\ &\quad \text{für } k/d_i \geq 5 \cdot 10^{-4} \quad \text{oder} \\ \epsilon_1 &= 1,71\phi^{0,2} \left(\frac{1-x^*}{x^*} \right)^{0,15} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,5} \left(\frac{\eta_v}{\eta_l} \right)^{0,1} \left(\frac{5 \cdot 10^{-4}}{k/d_i} \right)^{0,13} \\ &\quad \text{für } k/d_i \geq 5 \cdot 10^{-4} \\ \text{und } \epsilon_2 &= 9,1\phi \end{aligned}$$

Hierbei ist

$$\begin{aligned} \phi &= \frac{1-x^*}{x^*} (Re_l Fr_l)^{-1,6} \left(\frac{\rho_l}{\rho_v} \right)^{-0,9} \left(\frac{\eta_l}{\eta_v} \right)^{-0,5} \\ \text{mit } Re_l &= \frac{\dot{m} d_i (1-x^*)}{\eta_l} \\ \text{und } Fr_l &= \frac{\dot{m}^2 (1-x^*)^2}{\rho_l^2 g d_i} \end{aligned}$$

Anhand der Integration über die Länge L der Gleichung 2.84 oder 2.85 kann der Gesamtdruckverlust berechnet werden.

$$(\Delta p)_{Reibung} = \int_{L_1}^{L_2} \left(\frac{dp}{dL} \right)_{Reibung} dL \quad (2.87)$$

Hierbei entsprechen die Integrationsgrenzen L_1 und L_2 der Ortskoordinate x am Ein- und Austritt des Bilanzraumes. Die Differenz der Integrationsgrenzen entspricht demnach der Durchströmungslänge des Bilanzraumes. Die Ortskoordinate lässt sich anhand des Strömungsdampfmassengehalts bestimmen, der am Ein- und Austritt des Bilanzraumes vorgegeben wird.

Für die Bestimmung des Beschleunigungsdruckabfalls in Gleichung 2.82 gilt Gleichung 2.88:

$$(\Delta p)_{\text{Beschleunigung}} = \dot{m}^2 \left| \frac{(x^*)^2}{\chi \rho_v} + \frac{(1-x^*)^2}{(1-\chi) \rho_l} \right|_{x_1^*}^{x_2^*} \quad (2.88)$$

Hierbei sind x_1^* und x_2^* die Grenzen des jeweiligen Untersektors IIa bis IIe im Bereich der Verdampfung.

Eine weitere Berechnungsmethode zur Bestimmung des Druckverlustes in einer Zweiphasenströmung stellt Kraume (2004, S. 456 ff.) vor. Hierbei werden zwei Modellvorstellungen betrachtet, die eine Mittelung der zur Beschreibung notwendigen Größen in der flüssigen und gasförmigen Phase ermöglichen. Es handelt sich einmal um das homogene Modell, welches mathematisch einfach ist. Dieses geht davon aus, dass Flüssigkeit und Gas mit der selben und im gesamten Querschnitt konstanten Geschwindigkeit fließen. Diese Modellvorstellung trifft jedoch nur für wenige Phasenverteilungen und Gemischzustände zu. Die zweite Modellvorstellung geht von getrennt strömenden Phasen mit unterschiedlichen Geschwindigkeiten aus. Beim heterogenen Modell, welches deutlich realistischer und somit genauer ist, wird mit mittleren Werten der Geschwindigkeit und konstanten Stoffwerten gerechnet. Abbildung 2.18 verdeutlicht die vereinfachende Beschreibung der Art der Mischung anhand einer Gegenüberstellung.

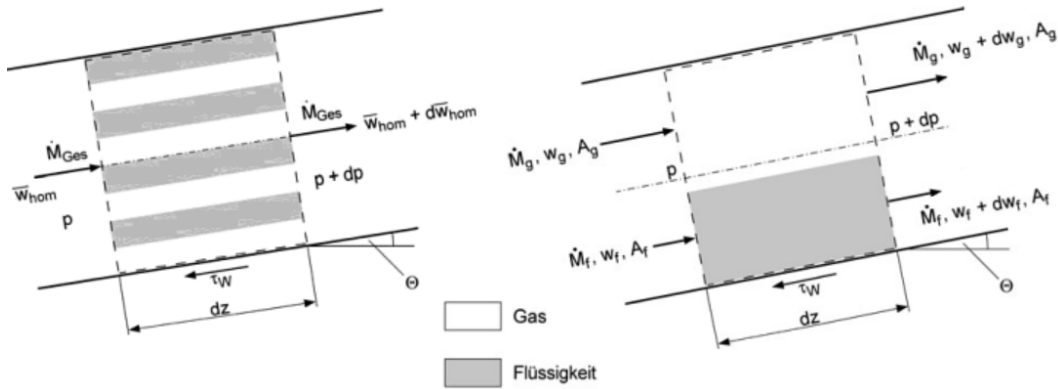


Abbildung 2.18: Modellvorstellung der homogenen und heterogenen Druckverlustberechnung einer Zweiphasenströmung

Quelle: Kraume (2004).

Die zugehörigen Berechnungsgleichungen zur Bestimmung des Druckverlustes für beide Modellansätze sind im Folgenden zusammengefasst:

$$\left(\frac{\Delta p}{L}\right) = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{Reibung}} + \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{hydrostatisch}} + \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{Beschleunigung}} \quad (2.89)$$

Kraume (2004, S. 457 f.)

Homogenes Modell

Hierin berechnet sich der Reibungsdruckverlust wie folgt:

$$\begin{aligned} \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{Reibung}} &= \zeta_{2Ph} \frac{\dot{m}^2}{2\rho_{hom}d_i} \\ \text{mit } \zeta_{2Ph} &= 0,0056 + 0,5Re^{-0,32} \quad \text{Dukler et al. (1964b)} \\ \text{und } \rho_{hom} &= \frac{\rho_l\rho_v}{\rho_v + x^*(\rho_l - \rho_v)} \end{aligned} \quad (2.90)$$

Für die Reynoldszahl gilt:

$$\begin{aligned} Re &= \frac{\dot{m}d_i}{\eta_{hom}} \\ \text{mit } \eta_{hom} &= x^*\eta_v + (1 - x^*)\eta_l \quad \text{Cicchitti et al. (1960)} \\ \text{oder } \eta_{hom} &= \rho_{hom}(x^*\nu_v + (1 - x^*)\nu_l) \quad \text{Dukler et al. (1964a)} \end{aligned}$$

Für den Beschleunigungsdruckverlust gilt:

$$(p_{L1} - p_{L2}) = \dot{m}^2 \left(\frac{x_2^*}{\rho_{v2}} - \frac{x_1^*}{\rho_{v1}} + \frac{1 - x_2^*}{\rho_{l2}} - \frac{1 - x_1^*}{\rho_{l1}} \right) \quad (2.91)$$

Wie weiter vorne bereits beschrieben, wird der hydrostatische Druckabfall vernachlässigt.

Heterogenes Modell

Für das heterogene Modell wird eine von Lockhart und Martinelli (1949) aus dem hetorenen Modell abgeleitete Berechnung des Reibungsdruckverlustes vorgestellt. Der Beschleunigungsdruckverlust kann entsprechend den Ausführungen von Kraume (2004, S. 457 f.) nach Gleichung 2.91 berechnet und der hydrostatische Druckabfall vernachlässigt werden.

$$\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{Reibung}} = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{vo} \cdot \varphi_v \quad (2.92)$$

$$\text{oder} \quad \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{\text{Reibung}} = \left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{lo} \cdot \varphi_l$$

$$\text{mit} \quad \varphi_v = (1 + X^i)^{2j} \quad \text{oder} \quad \varphi_l = \frac{(1 + X^i)^{2j}}{X^2}$$

Die Konstanten i und j in Gleichung 2.92 berechnen sich wie folgt:

Strömungszustand	i	j
laminar-laminar		
$Re_v \leq 2000 ; Re_l \leq 2000$	0,66	1,51
laminar-turbulent		
$Re_v \leq 2000 ; Re_l > 2000$	0,55	1,815
$Re_v > 2000 ; Re_l \leq 2000$		
turbulent-turbulent		
$Re_v > 2000 ; Re_l > 2000$	0,504	1,98

Tabelle 2.3: Konstanten des heterogenen Modells zur Druckverlustberechnung im Zweiphasengebiet nach Lockhart und Martinelli (1949)

Anm.: $Re_v \hat{=}$ Reynoldszahl bei Dampfmassegehalt $x=1$, $Re_l \hat{=}$ Reynoldszahl bei Dampfmassegehalt $x=0$.

Für den Lockhart-Martinelli-Parameter gilt Gleichung 2.93.

$$X = \left[\frac{\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{lo}}{\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{vo}} \right]^{1/2} \quad (2.93)$$

Die Druckverluste $\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{lo}$ und $\left(\frac{\Delta p}{L}\right)_{vo}$ beschreiben den Druckverlust bei rein flüssiger bzw. rein gasförmiger Strömung. Beide einphasigen Druckverluste können mit Gleichung 2.73 bestimmt werden.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte Rohre* (zweiphasig)

Für die Berechnung des zweiphasigen Druckverlustes wird das heterogene Modell nach Lockhart und Martinelli (1949) entsprechend den Gleichungen 2.92 und 2.93

verwendet. Es ermöglicht entsprechend den Untersuchungen von Kraume (2004) eine vergleichsweise genaue und einfache Berechnung, die den Anforderungen dieser Dampferzeueroptimierung gerecht wird. Kraume (2004) gibt eine Berechnungsgenauigkeit von $\pm 50\%$ an und weist zudem darauf hin, dass bei Rohrdurchmessern größer 100 mm eine steigende Abweichung zu erwarten ist. Dieser Durchmesserbereich wird in dieser Arbeit nicht benötigt. Einschränkungen für den Reynolds- und Prandtlzahlbereich werden von Kraume (2004) nicht angegeben.

2.3.2.2 Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal (ein- und zweiphasig)

Der Druckverlust in durchströmten, nicht-kreisförmigen Kanälen kann entsprechend der Veröffentlichungen von Baehr und Stephan (2008), Verein Deutscher Ingenieure (2006), Böckh (2006) und Kraume (2004) anhand der Gleichungen 2.73 ff. für das durchströmte Rohr bei Anwendung des hydraulischen Durchmessers berechnet werden. Dies gilt sowohl für die ein- als auch die zweiphasige Strömung.

Für die spezielle Berechnung des Druckverlustes in Wirbelzellen werden die Korrelationsgleichungen nach Manglik und Bergles (1995) genutzt (vgl. Kapitel 2.3.1 - Abschnitt "durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal"). Der Friction Factor wird dabei wie folgt berechnet:

Es gilt ohne Einschränkung der Reynoldszahl:

$$f = 9,6243 \cdot Re^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \delta^{0,3053} \gamma^{-0,2659} \times \left[1 + 7,669 \cdot 10^{-8} Re^{4,429} \alpha^{0,92} \delta^{3,767} \gamma^{0,236} \right]^{0,1} \quad (2.94)$$

für $Re \leq Re^*$ (laminare Strömung)) gilt:

$$f = 9,6243 \cdot Re^{-0,7422} \alpha^{-0,1856} \delta^{0,3053} \gamma^{-0,2659} \quad (2.95)$$

für $Re \geq (Re^* + 1000)$ (turbulente Strömung)) gilt:

$$f = 1,8699 \cdot Re^{-0,2993} \alpha^{-0,0936} \delta^{0,6820} \gamma^{-0,2423} \quad (2.96)$$

mit Re^* nach Joshi und Webb (1987)

$$Re^* = 257 \left(\frac{l}{s} \right)^{1,23} \left(\frac{t}{l} \right)^{0,58} d_h \left[t + 1,328 \left(\frac{Re}{l \cdot d_h} \right)^{-0,5} \right]^{-1} \quad (2.97)$$

und

$$\alpha = \frac{s}{h}, \quad \delta = \frac{t}{l} \quad \text{und} \quad \gamma = \frac{t}{s}$$

Die Definition des hydraulischen Durchmessers für die Bestimmung der Reynoldszahl und die Gültigkeitsgrenzen der Korrelationsgleichungen 2.94 ff. sind den Gleichungen 2.52 und 2.53 sowie Tabelle 2.2 zu entnehmen.

Für die Berechnung des Druckverlustes mit Hilfe des Friction Factor gilt:

$$\Delta p = f \cdot \frac{4L}{d_h} \cdot \frac{\rho v^2}{2} \quad \text{Joshi und Webb (1987)} \quad (2.98)$$

Weitere Untersuchungen und Rechenmodelle zur Bestimmung des Druckverlustes in Wirbelzellen finden sich in der Literatur von Byongjoo und Byonghu (2006), Bhowmik und Lee (2009), Joshi und Webb (1987), Kim et al. (2011), Guo et al. (2008), Saad et al. (2011a) sowie Saad et al. (2011b).

Ergänzend wird auf die Berechnungsmethoden und Auslegungsverfahren von Dong et al. (2007), Mishra et al. (2009) und Brockmeier et al. (1993), die bereits im Kapitel 2.3.1 - Abschnitt "durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal" - vorgestellt wurden, verwiesen. Alle drei Autoren stellen Berechnungsgleichungen zur Bestimmung des Druckverlustes für Plattenstrukturen in Kreuzstromplattendampferzeugern vor.

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *durchströmte, nicht-kreisförmige Kanäle* (einphasig)

Ebenso wie bei der Berechnung des Wärmeübergangs werden auch bei der Berechnung des Druckverlustes in nicht-kreisförmigen Kanälen die Gleichungen für das durchströmte Rohr (Gl. 2.73 ff.) in Kombination mit dem hydraulischen Durchmesser verwendet. Für die Berechnung der Wirbelzellen im Kreuzstromplattendampferzeuger wird mit den Gleichungen nach Manglik und Bergles (1995) und dem hydraulischen Durchmesser nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) sowie Mochizuki et al. (1987) (Gl. 2.94 bis 2.98 und Gl. 2.53) gerechnet. Begründung, Reynolds-, Prandtlzahlbereich und Geometriegültigkeitsgrenzen sowie Berechnungsgenauigkeit sind dem Kapitel 2.3.1 Teilabschnitt *Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal (ein- und zweiphasig) - Wirbelzellen* zu entnehmen.

2.3.2.3 Querangeströmtes Rohrbündel (einphasig)

Die von Gaddis (2006) und Gaddis und Gnielinski (1983) durchgeführten Untersuchungen zum Wärmeübergang und Druckverlust in querdurchströmten Rohrbündeln lassen sich für die Berechnungsgleichungen des Druckverlustes wie folgt zusammenfassen:

$$\Delta p = \zeta \cdot N_W \cdot \frac{\rho w_e^2}{2} \quad \text{Gaddis und Gnielinski (1983)} \quad (2.99)$$

Hierin ist ζ der Widerstandsbeiwert und N_W die Anzahl der Hauptwiderstände in Strömungsrichtung, die der Anzahl an Rohrreihen entspricht, die durchströmt werden. Lediglich bei versetzter Rohranordnung mit engstem Querschnitt in der Diagonalen ist die Reihenanzahl um eins zu reduzieren, da die erste Rohrreihe keinen zusätzlichen Widerstand darstellt.

Es erfolgt eine Unterteilung nach fluchtender und versetzter Rohranordnung.

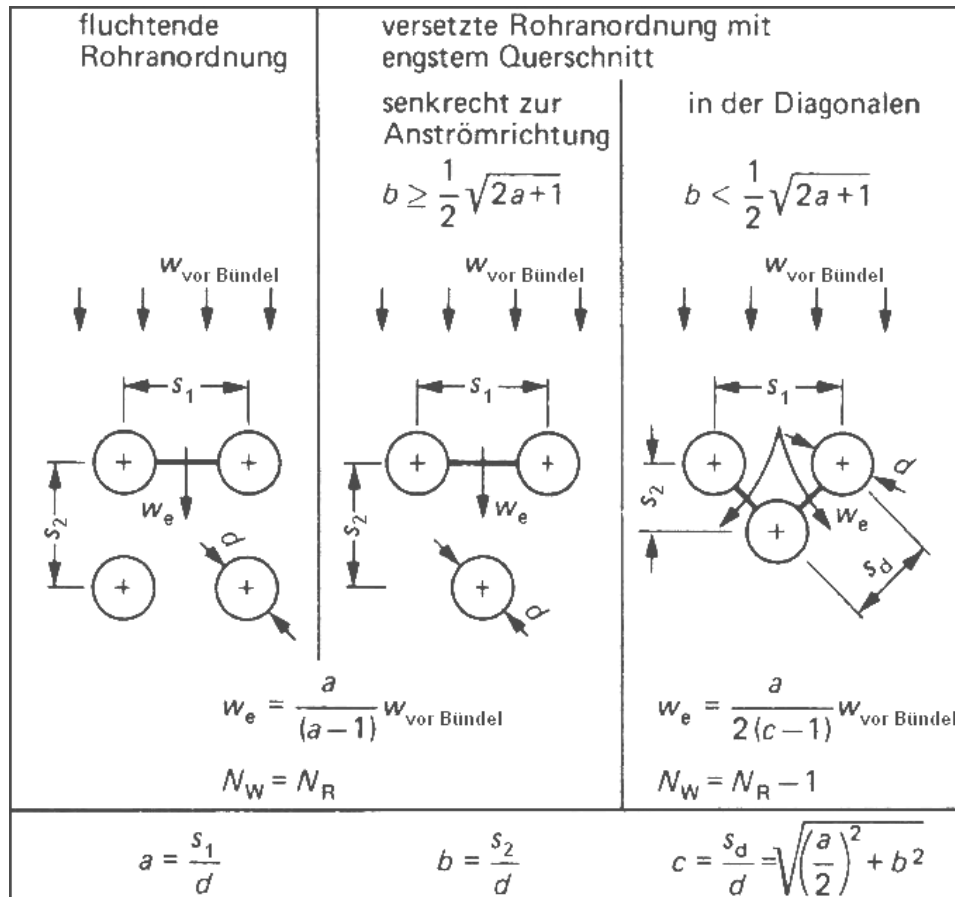


Abbildung 2.19: Engster Querschnitt im querangeströmten Rohrbündel

Anm.: $w_e \hat{=}$ Geschwindigkeit im engsten Querschnitt, $N_W \hat{=}$ Anzahl Hauptwiderstände, $N_R \hat{=}$ Anzahl Rohrreihen. Quelle: Gaddis (2006).

Abbildung 2.19 verdeutlicht diese Unterteilung, erklärt die Berechnung der Geschwindigkeit im engsten Querschnitt und ordnet zum besseren Verständnis den Geometriegrößen Bezeichnungen zu. Die Berechnung des Widerstandsbeiwertes ζ für den Reynoldszahlbereich $1 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$ erfolgt anhand einer Superpositionierung eines laminaren und eines turbulenten Widerstandsbeiwertes nach folgenden Gleichungen:

Fluchtende Rohranordnung

$$\zeta = \zeta_{lam} + \zeta_{tur} \left[1 - \exp \left(-\frac{Re + 1000}{2000} \right) \right] \quad (2.100)$$

mit

$$\zeta_{lam} = \frac{f_{a,lam,f}}{Re}$$

$$f_{a,lam,f} = \frac{280\pi [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4ab - \pi)a^{1,6}}$$

und

$$\zeta_{tur} = \frac{f_{a,tur,f}}{Re^{0,1(b/a)}}$$

$$f_{a,tur,f} = \left[0,22 + 1,2 \frac{\left(1 - \frac{0,94}{b}\right)^{0,6}}{(a - 0,85)^{1,3}} \right] \cdot 10^{0,47(b/a - 1,5)} + [0,03(a - 1)(b - 1)]$$

Versetzte Rohranordnung

$$\zeta = \zeta_{lam} + \zeta_{tur} \left[1 - \exp \left(-\frac{Re + 200}{1000} \right) \right] \quad (2.101)$$

mit

$$\zeta_{lam} = \frac{f_{a,lam,v}}{Re}$$

$$f_{a,lam,v} = \begin{cases} \frac{280\pi [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4ab - \pi)a^{1,6}} & \text{für } b \geq \frac{1}{2}\sqrt{2a + 1} \\ \frac{280\pi [(b^{0,5} - 0,6)^2 + 0,75]}{(4ab - \pi)c^{1,6}} & \text{für } b < \frac{1}{2}\sqrt{2a + 1} \end{cases}$$

und

$$\zeta_{tur} = \frac{f_{a,tur,v}}{Re^{0,25}}$$

$$f_{a,tur,v} = 2,5 + \left(\frac{1,2}{(a - 0,85)^{1,08}} \right) + 0,4 \left(\frac{b}{a} - 1 \right)^3 - 0,01 \left(\frac{a}{b} - 1 \right)^3$$

Die Reynoldszahl wird mit der Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e und dem Außenrohrdurchmesser d_a gebildet (s. Abb. 2.19). Zur Berücksichtigung der

Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten und des Einflusses der Rohrreihenanzahl gilt für die Korrekturfaktoren κ und f_n :

$$\kappa_{lam} = \left(\frac{\eta_W}{\eta} \right) \left(\frac{0,57}{\left[\left(\frac{4ab}{\pi} - 1 \right) Re \right]^{0,25}} \right) \quad \text{Bergelin et al. (1950)}$$

$$\text{und } \kappa_{tur} = \left(\frac{\eta_W}{\eta} \right)^{0,14} \quad \text{Sieder und Tate (1936)}$$

Für f_n gilt:

$$f_{n,lam} = \left(\frac{\eta_W}{\eta} \right) \left(\frac{0,57 \left(\frac{N_W}{10} \right)^{0,25}}{\left[\left(\frac{4ab}{\pi} - 1 \right) Re \right]^{0,25}} \right) \quad \text{für } N_W < 10 \quad \text{Bergelin et al. (1950)}$$

$$f_{n,tur} = \zeta_0 \left(\frac{1}{N_W} - \frac{1}{10} \right) \quad \text{für } 5 \leq N_W < 10 \quad \text{Gaddis und Gnielinski (1983)}$$

mit

$$\zeta_0 = \begin{cases} \frac{1}{a^2} & \text{engster Querschnitt senkrecht zur Anströmung} \\ \left[\frac{2c-1}{a(a-1)} \right]^2 & \text{engster Querschnitt in der Diagonalen} \end{cases}$$

Ab einer Anzahl von zehn Hauptwiderständen ($N \geq 10$) entfällt der Korrekturterm f_n , da der Einfluss der ersten Rohrreihen bezogen auf die gesamte Anzahl der Rohrreihen vernachlässigbar ist. Berücksichtigt man alle Korrekturfaktoren und fügt alle Gleichungen zu einer zusammen, ergibt sich nach Gaddis und Gnielinski (1983) für den Widerstandsbeiwert bei fluchtender Rohranordnung:

$$\zeta = \zeta_{lam} \cdot f_{n,lam} + (\zeta_{tur} \cdot \kappa_{tur} + f_{n,tur}) \left[1 - \exp \left(-\frac{Re + 1000}{2000} \right) \right] \quad (2.102)$$

Und bei versetzter Rohranordnung:

$$\zeta = \zeta_{lam} \cdot f_{n,lam} + (\zeta_{tur} \cdot \kappa_{tur} + f_{n,tur}) \left[1 - \exp \left(-\frac{Re + 200}{1000} \right) \right] \quad (2.103)$$

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *querangeströmte Rohrbündel*

(einphasig)

Für die Berechnung des Druckverlustes in quer angeströmten Rohrbündeln werden die Gleichungen 2.99 - 2.103 nach Gaddis und Gnielinski (1983) verwendet. Für den Reynoldszahlbereich gilt $1 \leq Re \leq 3 \cdot 10^5$. Der Prandtlzahlbereich wird von Gaddis und Gnielinski nicht eingeschränkt. Da die Validierung der Korrelationsgleichungen auch mit Gasen durchgeführt wurde, ist die Verwendung gerechtfertigt.

Die zur Validierung und Erstellung von Gaddis und Gnielinski (1983) herangezogenen 2500 Versuchsergebnisse liegen bei der beschriebenen Berechnungsmethode zu 97% innerhalb einer Toleranz von $\pm 35\%$ und zu 90% innerhalb von $\pm 25\%$. Hierbei gelten die in Tabelle 2.4 aufgeführten Geometriegültigkeitsgrenzen.

Fluchtende Rohranordnung	Versetzte Rohranordnung
$1, 25 \leq a \leq 3, 0$	$1, 25 \leq a \leq 3, 0$
$1, 2 \leq b \leq 3, 0$	$0, 6 \leq b \leq 3, 0$
	$1, 25 \leq c$

Tabelle 2.4: Geometriegrenzen nach Gaddis und Gnielinski (1983) für die Berechnung des Druckverlustes in Rohrbündeln

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen a, b und c s. Abb. 2.19.

2.3.2.4 Berippte Außenrohre und Rippen (einphasig)

Die Berechnung des Druckverlustes an berippten Außenrohren und Rippen erfolgt in Analogie zur Druckverlustbestimmung in *querangeströmten Rohrbündeln* ebenfalls nach Berechnungsgleichungen von Gaddis (2006). Im Folgenden werden diese Gleichungen aufgelistet. Grundlage der Berechnung ist Gleichung 2.99,

$$\Delta p = \zeta \cdot N_W \cdot \frac{\rho w_e^2}{2} \quad (2.99)$$

wobei für die Berechnung der Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e berücksichtigt werden muss, dass die Rippen zusätzlich die zur Durchströmung bereitstehende Fläche reduzieren.

$$w_e = \frac{\dot{V}}{A_f} \quad \text{und} \quad Re = \frac{w_e d \rho}{\eta} \quad (2.104)$$

Hierin ist A_f die zur Durchströmung zur Verfügung stehende Fläche.

N_W entspricht der Anzahl der Hauptwiderstände in Strömungsrichtung und ζ dem Widerstandsbeiwert. Die beschreibenden Gleichungen des Widerstandsbeiwertes für die versetzte und fluchtende Rohranordnung und eine Prinzipskizze eines Rippenrohres sind nachfolgend aufgeführt.

Fluchtende Rohranordnung:

$$\zeta_f = 5,5 \cdot Re^{-0,3} a^{-0,5} \frac{t_R}{d_a}^{-0,7} \frac{h}{d_a}^{0,5} \quad (2.105)$$

$$\text{für } 3 \cdot 10^3 < Re < 4 \cdot 10^4$$

und

$$\zeta_f = 0,23 a^{-0,5} \frac{t_R}{d_a}^{-0,7} \frac{h}{d_a}^{0,5} \quad (2.106)$$

$$\text{für } 4 \cdot 10^4 < Re < 1,4 \cdot 10^6$$

Versetzte Rohranordnung:

$$\zeta_v = 290 \cdot Re^{-0,7} a^{-0,55} b^{-0,5} \left(1 - \frac{t_R}{d_a}\right)^{1,8} \left(1 - \frac{h}{d_a}\right)^{-1,4} \quad (2.107)$$

$$\text{für } 10^2 < Re < 10^3$$

und

$$\zeta_v = 13 \cdot Re^{-0,25} a^{-0,55} b^{-0,5} \left(1 - \frac{t_R}{d_a}\right)^{1,8} \left(1 - \frac{h}{d_a}\right)^{-1,4} \quad (2.108)$$

$$\text{für } 10^3 < Re < 10^5$$

und

$$\zeta_v = 0,74 \cdot a^{-0,55} b^{-0,5} \left(1 - \frac{t_R}{d_a}\right)^{1,8} \left(1 - \frac{h}{d_a}\right)^{-1,4} \quad (2.109)$$

$$\text{für } 10^5 < Re < 1,4 \cdot 10^6$$

Auswahl der Korrelationsgleichungen für *berippte Außenrohre und Rippen* (einphasig)

Die Berechnung des Druckverlustes an berippten Rohrbündeln erfolgt nach Gaddis (2006). Für den Reynoldszahlbereich gilt entsprechend der Rohranordnung $3 \cdot 10^3 \leq Re_{fluchtend} \leq 1,6 \cdot 10^6$ und $10^2 \leq Re_{versetzt} \leq 1,4 \cdot 10^6$. Der Prandtlzahlbereich wird nicht eingeschränkt. Validierungen mit Gasen wurden ebenfalls von Gaddis (2006)

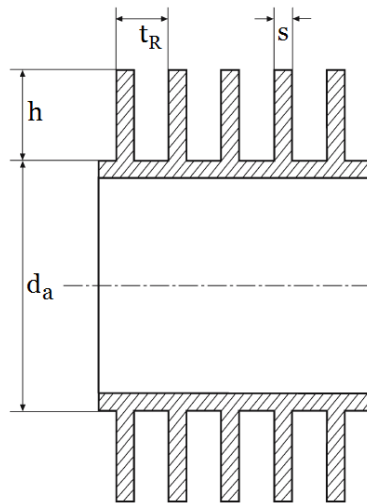


Abbildung 2.20: Prinzipskizze eines Rippenrohres
Quelle: Gaddis (2006).

durchgeführt und somit ist eine Berechnung des abgasseitigen Druckverlustes möglich.

Die von Gaddis (2006) untersuchten Messwerte werden im Reynoldszahlbereich von 3000 bis 10^5 für die fluchtende Rohranordnung mit einer Genauigkeit von $\pm 20\%$ und für die versetzte von $\pm 15\%$ wiedergegeben. Hinsichtlich der Gültigkeit der Geometrieparameter gelten die in Tabelle 2.5 aufgelisteten Grenzen.

Fluchtend	Versetzt ($Re < 10^3$)	Versetzt ($10^3 < Re$)
$1,8 \leq a \leq 2,45$	$1,2 \leq a \leq 2,0$	$1,6 \leq a \leq 4,1$
	$1,1 \leq b \leq 2,0$	$1,2 \leq b \leq 2,3$
$0,085 \leq t_R/d_a \leq 0,2$	$0,12 \leq t_R/d_a \leq 0,3$	$0,12 \leq t_R/d_a \leq 0,28$
$0,18 \leq h/d_a \leq 0,7$	$0,1 \leq h/d_a \leq 0,6$	$0,12 \leq h/d_a \leq 0,6$

Tabelle 2.5: Geometriegrenzen nach Gaddis (2006) für die Berechnung des Druckverlustes in Rippenrohrbündeln

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen a , b , t_R , d_a und h s. Abb. 2.19 und 2.20.

Für weiterführende Erläuterung wird auf die Literatur von Gaddis (2006), Antufyev und Beletskiy (1948), Robinson und Briggs (1965), Stasiulevicius und Skrinska (1988), Zukauskas et al. (1968), Zukauskas (1989), Weierman (1977) sowie Brauer (1961) verwiesen.

2.3.3 Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten

In diesem Kapitel wird die Sensitivität des Wärmedurchgangskoeffizienten hinsichtlich einer Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten, der Wärmeleitfähigkeit und der Trennwanddicke untersucht und bewertet. Die Ergebnisse dieser Untersuchung dienen als Grundlage der Ausrichtung der Optimierungsstrategie in den Kapiteln 4.2, 4.3 und 4.4. Besondere Beachtung liegt hierbei auf der Betrachtung der Einflüsse bei einer Änderung des Wärmeübergangskoeffizienten des Zweiphasengebietes und des Abgases.

Die Sensitivitätsanalyse hinsichtlich des Wärmeübergangskoeffizienten im Zweiphasengebiet ist aufgrund der Ungenauigkeit der beschreibenden Korrelationsgleichungen notwendig. Eine quantitative Abbildung des Wärmeübergangs mit Hilfe physikalisch plausibler Gleichungen in der gesamten Verdampfungszone ist bis heute nach Ausführungen vom Verein Deutscher Ingenieure (2006, Kap. Haa1) sowie Mayinger (1982) und Bergles et al. (1981) nicht zufriedenstellend möglich. Auch die Beschreibung mit Hilfe empirischer Gleichungen ist sehr aufwendig und mit großen Ungenauigkeiten verbunden. Untersucht wird daher, ob der Aufwand³⁰ einer sehr genauen Beschreibung des Wärmeübergangs im Zweiphasengebiet eine signifikante Steigerung der Berechnungsgenauigkeit bewirkt und somit für die Optimierung notwendig ist.

Die Untersuchung des Einflusses des Wärmeübergangs im Abgas (Heizmedium) dient der qualitativen Bewertung des limitierenden Faktors α_{HM} und ermöglicht somit eine Bewertung der Relevanz der Gültigkeitsgrenzen der Wärmeübergangskorrelationen. Ist der Einfluss einzelner Wärmeübergangskoeffizienten auf den gesamten Wärmeübergang sehr gering, sind die Genauigkeit der Berechnung dieses Koeffizienten und die entsprechenden Gültigkeitsgrenzen nicht entscheidend. Im Gegenzug sind die Berechnungsgenauigkeit und die Gültigkeitsgrenzen bei einem limitierenden Koeffizienten von besonderer Bedeutung.

Grundlage der Sensitivitätsanalyse ist Gleichung 2.5 ($\dot{Q} = k \cdot A \cdot F \cdot \Delta\vartheta_{log}$) mit dem Wärmedurchgangskoeffizienten k für den gilt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}}} \quad (2.110)$$

³⁰Für eine sehr genaue Beschreibung des Wärmeübergangs im Zweiphasengebiet in den angestrebten Dampferzeuergeometrien (s. Anhang A.1 sowie Kapitel 2.3.1 - 2.3.2) ist ein umfangreiches Versuchsprogramm durchzuführen, welches den Rahmen dieser Arbeit sprengen würde.

Für die Bestimmung des Wärmedurchgangskoeffizienten α im Bereich der Verdampfung wird α_{AM} durch $\alpha_{AM,2Ph}$ ersetzt. Gleiches gilt für Gleichung 2.111. Zur Bestimmung der Sensitivität des Wärmedurchgangskoeffizienten k bei Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten α_{HM} und α_{AM} , der Wärmeleitfähigkeit der Trennwand λ und der Trennwanddicke s wird die Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk in Abhängigkeit von den Einflussgrößen durch eine Taylorreihenentwicklung erster Ordnung beschrieben. Die Genauigkeit der Taylorreihe, bei Abbruch nach dem ersten Glied, ist bei kleinen Änderungen der Einflussgrößen Δx_i nach Papula (2001, S. 562 ff.) ausreichend.

$$\Delta k = \frac{\partial k}{\partial \alpha_{HM}} \Delta \alpha_{HM} + \frac{\partial k}{\partial \alpha_{AM}} \Delta \alpha_{AM} + \frac{\partial k}{\partial \lambda} \Delta \lambda + \frac{\partial k}{\partial s} \Delta s \quad (2.111)$$

Die partiellen Ableitungen in Gleichung 2.111 sind dem Anhang A.3 zu entnehmen. Exemplarisch wird die Sensitivitätsanalyse anhand der Variation des Wärmeübergangskoeffizienten bei der Verdampfung des Arbeitsmediums $\alpha_{AM,2Ph}$ durchgeführt. Hierfür werden die Produkte $\frac{\partial k}{\partial x_i} \Delta x_i$ berechnet, wobei für den heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten α_{HM} , die Wärmeleitfähigkeit λ und die Trennwanddicke s die Werte in die jeweiligen partiellen Ableitungen eingesetzt werden, die eine größtmögliche Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk im Rahmen der Variationsbreiten der Einflussgrößen nach sich ziehen. Diese Werte sind in Tabelle 2.6 aufgelistet. Eine größtmögliche Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten wird erreicht, wenn:

- Eine hohe Strömungsgeschwindigkeit vorliegt und somit der Wärmeübergangskoeffizienten α groß ist. Mit steigender Geschwindigkeit steigt auch der Druckverlust. Ein großer Wärmeübergangskoeffizient wird daher bei einem Druckverlust erreicht, der für den Betrieb des Dampferzeugers im Abgasstrang noch geduldet werden kann. Der zu erzielende Wärmeübergangskoeffizientenwert ist Tabelle 2.6 zu entnehmen und wird entsprechend dem Stand des Wissens und der Erfahrungen des Autors bei der Auslegung und Optimierung von Dampferzeugern, die zur AWN eingesetzt werden, vorgegeben.
- Materialien wie Aluminium, die eine sehr hohe Wärmeleitfähigkeit λ aufweisen, verwendet werden.
- Die Trennwanddicke s entsprechend konstruktiver Grenzen kleinstmöglich gehalten wird.

Es ergeben sich die in Abbildung 2.21 dargestellten Ergebnisse. Eine Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{AM,2Ph}$ um 10% von $1500 \text{ W/m}^2\text{K}$ auf 1650

W/m^2K bewirkt eine Erhöhung des Wärmedurchgangskoeffizienten um $6,6 W/m^2K$ von $315,7 W/m^2K$ auf $322,3 W/m^2K$. Dies ist ein Anstieg um $2,1\%$. Die Unsicherheit aufgrund der Berechnung mittels Taylorreihe beträgt in diesem Fall $\pm 0,15\%$.

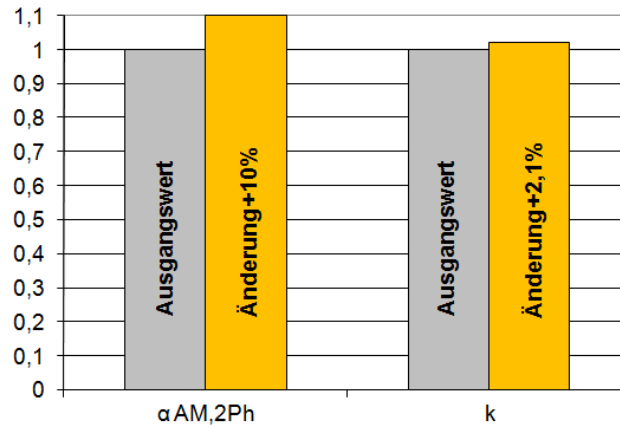


Abbildung 2.21: Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten k bei 10% Erhöhung des zweiphasigen, arbeitsmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten $\alpha_{AM,2Ph}$.

Größe	Spezifizierung	Wert	Einheit
Wärmeübergangskoeffizient α_{HM}		400	W/m^2K
Wärmeübergangskoeffizient α_{AM}	zweiphasig	1500	W/m^2K
Wärmeleitfähigkeit λ	Aluminium	401	W/mK
Trennwanddicke s		0,0004	m
Änderung $\alpha_{AM,2Ph}$	+10%	+150	W/m^2K

Tabelle 2.6: Randbedingungen der Sensitivitätsanalyse des Wärmeübergangskoeffizienten

Anm.: HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, 2Ph $\hat{=}$ Zweiphasengebiet.

Die in Tabelle 2.7 aufgelisteten Wertebereiche der Wärmeübergangskoeffizienten, der Wärmeleitfähigkeit und der Trennwanddicke sind physikalisch sinnvolle Grenzen und müssen bei der Berechnung der Taylorreihe beachtet werden (vgl. Tabelle 2.6). Die Grenzen stammen zum einen aus den Auslegungsrechnungen, die mit der Dampferzeugerauslegungssoftware erstellt wurden und zum anderen aus konstruktiven Grenzen der Fertigbarkeit und aus der Literatur für Materialeigenschaften von Wegst und Wegst (2004, S. 335-354) sowie Bauer (2003, S. 234 f.).

Legt man Erfahrungswerte für die Bestimmung großer Wärmeübergangskoeffizienten bei herkömmlichen Wärmeübertragern und Dampferzeugern aus der Literatur zugrunde, wie sie vom Verein Deutscher Ingenieure (2006, Kap. Cc) publiziert werden, ist der Wertebereich für den abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten deut-

lich kleiner. Die Versuchsergebnisse, die zur Validierung der Berechnungsgleichungen durchgeführt wurden, bestätigen jedoch die in Tabelle 2.7 getroffenen Annahmen (s. Kapitel 6). Darüberhinaus würde die Annahme zu niedriger Wärmeübergangskoeffizienten auf der Heizmedienseite zu einer ausschließlichen Optimierung dieser führen, da der limitierende Einfluss des Heizmediums verstärkt würde. Eine Unterschätzung des Optimierungspotenzials sowohl des Wärmeübergangs auf der Arbeitsmedienseite als auch der Materialauswahl und der konstruktiven Umsetzung wird somit verhindert.

Größe	Spezifizierung	Wertebereich	Einheit
Wärmeübergangskoeffizient α_{HM}		1 – 400	W/m^2K
Wärmeübergangskoeffizient α_{AM}	einphasig	1 – 1500	W/m^2K
	zweiphasig	1500 – 10^4	W/m^2K
Wärmeleitfähigkeit λ	Stahl	12 – 30	W/mK
	Aluminium	401	W/mK
	Kupfer	237	W/mK
Trennwanddicke s		0,0004 – 0,003	m

Tabelle 2.7: Wertebereich der Einflussgrößen für die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten
Anm.: HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium. Quelle: Wegst und Wegst (2004, S. 335-354);
Bauer (2003, S. 234 f.).

Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse bestätigen die Annahme, dass eine Verbesserung des heizmedienseitigen Wärmeübergangs das größte Optimierungspotenzial bezüglich des Wärmeübergangs bietet. Bei einer Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite um 10%, ausgehend von einem Wärmeübergangskoeffizienten zwischen $100 W/m^2K$ und $400 W/m^2K$, ergibt sich ein Anstieg des Wärmedurchgangskoeffizienten von 9,4 - 7,8%. Bezüglich der restlichen Einflussgrößen α_{AM} , $\alpha_{AM,2Ph}$, λ und s ergeben sich bei einer Verbesserung der jeweiligen Größe um 10% Steigerungen des Wärmedurchgangskoeffizienten um lediglich bis zu 2,9%. Die maximale Unsicherheit aufgrund der Berechnung mittels Taylorreihe beträgt $\pm 0,2\%$, was bestätigt, dass die Schrittweite Δx_i von 10% nicht zu groß gewählt ist. Bei einer Änderung der Ausgangsgrößen x_i um 1% reduziert sich die Abweichung auf unter $\pm 0,01\%$. Die gesamten Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse sind im Anhang A.3 dargestellt.

Die Anwendung eines Dampferzeugers zur AWN im mobilen Bereich und die zugehörige Auslegung und Optimierung befindet sich zurzeit im Stadium des Prototypenbaus. Daher finden sich keine Berechnungsgleichungen, die explizit für diese An-

wendung ausgewiesen und erprobt sind. Es existieren aber Korrelationsgleichungen anderer Anwendungen, die übertragbar sind, weshalb eine exemplarische Auslegung und Optimierung zum Erkenntnisgewinn durchgeführt wird. Anhand der hierbei erzielten Ergebnisse werden diese Vorgehensweise und das erarbeitete Optimierungsverfahren überprüft.

Für die Durchführung der Auslegung und Optimierung ist folgendes aus den Erkenntnissen des Grundlagenkapitels festzuhalten:

Der heizmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient ist der limitierende Faktor der Wärmeübertragung. Da die Wahl des Dampferzeugers jedoch nicht nur vom Wärmeübergang abhängig ist, müssen weitere Größen wie Druckverlust, Bauteilgewicht und -volumen bei den Optimierungskriterien berücksichtigt werden. Zusätzlich sind die Variation der Randbedingungen und die verschiedenen Dampferzeugerbauarten und ihre Geometrievariationen zu berücksichtigen. Die Randbedingungsvariation beruht hierbei auf den unterschiedlichen Fahrzeugtypen, Motoren und Verschaltungen sowie den möglichen Abwärmenutzungssystemkonfigurationen und den zugehörigen Anforderungen und Zielsetzungen an das AWN-System. Die Geometrievariation der möglichen Bauarten ist notwendig, da nur wenige Anwendungen eines Dampferzeugers zur mobilen AWN mittels Dampfkraftprozess und Untersuchungen hierzu existieren.

3 Methodik der Simulation

Im Folgenden wird die Auslegungssoftware vorgestellt und dabei aufgezeigt, welche automatisierten Auslegungsberechnungen durchgeführt werden können. Hierfür wird die Einbindung der in Kapitel 2.3.1 und 2.3.2 ausgeführten Berechnungsgleichungen erläutert und es werden die Simulations- und Auslegungsabläufe der Software dargestellt. Da sich die Auslegungssoftware in drei Unterprogramme gliedert, erfolgt die Erklärung analog in den folgenden drei Unterkapiteln *Basissimulation*, *Geometrie* und *Betriebspunktvariation*.

3.1 Basissimulation

Der Programmteil *Basissimulation* dient der Berechnung eines Dampferzeugers mit vorgegebener Bauart, Geometrie und Stromführung der Medien für einen festen Betriebspunkt. Entsprechend der Zellenmethode werden für jeden Bilanzraum die in Tabelle 3.1 aufgelisteten Stoffdaten und Kenngrößen, falls vorhanden, sowohl für das Arbeits- als auch das Heizmedium als Stationärpunktlösung für den gewählten Betriebspunkt berechnet. Die Einbindung der Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen erfolgt über ein Auswahlmenü, das dem Nutzer die Wahl der verwendeten Korrelationen für jeden Bilanzraum offen lässt.

Die Wahl der Berechnungsgleichungen für die in dieser Arbeit durchgeführte Dampferzeugeroptimierung ist dem Grundlagenkapitel 2.3 zu entnehmen. Zusätzlich zu der getroffenen Wahl der Korrelationsgleichung werden in der Berechnungssoftware die Ergebnisse weiterer Korrelationsgleichungen für den Wärmeübergang und den Druckverlust bestimmt und ausgegeben. Dies ermöglicht direkt im Anschluss an die Simulation anhand des Vergleichs der Ergebnisse der unterschiedlichen Korrelationsgleichungen eine Plausibilisierung. Die zusätzlich berechneten Wärmeübergangskoeffizienten und Druckverlustbeiwerte werden hierbei für den Zustand berechnet, der sich bei der Wahl der Hauptkorrelationsgleichung einstellt.

Neben den Stoffdaten und Kennzahlen werden anhand der vorgegebenen Bauart und der Geometrie weitere Geometriegrößen sowohl für den gesamten Dampferzeuger

Stoffdaten / Kenngrößen	Bezeichnung	Einheit
Temperatur	T	K
Druck	p	Pa
Spezifische Enthalpie	h	J/kg
Dichte	ρ	kg/m ³
Spezifische Wärmekapazität	c _p	J/kgK
Dynamische Viskosität	η	kg/ms
Geschwindigkeit	w	m/s
Temperaturleitfähigkeit	a	m ² /s
Wärmestrom	\dot{Q}	J/s
Logarithmische Temperaturdifferenz	$\Delta\vartheta_{log}$	K
Korrekturfaktor der logarithmischen Temperaturdifferenz	F	—
Wärmeübergangskoeffizient	α	W/m ² K
Wärmedurchgangskoeffizient	k	W/m ² K
Widerstandsbeiwert	ζ	—
Reynoldszahl	Re	—
Prandtlzahl	Pr	—
Nusseltzahl	Nu	—
Siedekennzahl	Bo	—
Froudzahl	Fr	—
Colburn Factor	j	—
Friction Factor	f	—

Tabelle 3.1: Auszug der wichtigsten Stoffdaten und Kenngrößen der Dampferzeugersimulation

ger als auch für jeden Bilanzraum berechnet. Wichtige Größen zur Bewertung des Dampferzeugers sind hierbei die Wärmeübertragerfläche, die durchströmte Fläche, das Gewicht und das Volumen. Zur Überprüfung der Konstruktion und der Fertigbarkeit dienen spezielle Geometriegrößen wie Rohrabstände, Kanalbreiten und -tiefen, Materialstärken sowie Biegeradien. Alle berechneten Stoffdaten, Kennzahlen und Geometriegrößen werden im Zuge der Darstellung der Simulationsergebnisse ausgegeben. Eine exemplarische Darstellung ist den Abbildungen A.11 und A.12 im Anhang A.4 und dem Anhang A.11 zu entnehmen.

Im Folgenden werden die Teilprogramme *Geometrie-* und *Betriebspunktvariation* vorgestellt, da alleine mit dem Teilprogramm *Basissimulation* eine Optimierung nicht durchzuführen ist. Es ist zwar ein Nachrechnen bzw. Simulieren von bereits

vorhandenen Dampferzeugern umzusetzen, die Suche nach einem “besseren” oder dem “geeignetsten” Dampferzeuger ist jedoch nur schwer möglich.

3.2 Geometrievariation

Das Teilprogramm *Geometrievariation* ermöglicht die automatisierte Erstellung endlich vieler Dampferzeugergeometrien für einen vorgegebenen Dampferzeugertyp in einem fest vorgegebenen Volumen. Zum Vergleich unterschiedlicher Dampferzeugertypen muss die Variationsrechnung für den neuen Dampferzeugertyp wiederholt werden. Als mögliche Dampferzeugertypen stehen Rohrbündel-, Kreuzstromplatten- und Rohrbündeldampferzeuger mit Tellerrippen oder berippten Rohren zur Verfügung. Der Nutzer der Auslegungssoftware kann die zu variierenden Geometrieparameter in einem vorgegebenen Rahmen wählen und die zugehörige Variationsbreite und Schrittweite frei vorgeben. Die Geometrieparameterauswahl beinhaltet für alle drei Dampferzeugertypen die Geometrieparameter, die signifikanten Einfluss auf die Dampferzeugeigenschaften haben. Diese sind bei der exemplarischen Dampferzeugeroptimierung der drei Dampferzeugertypen in den Kapiteln 4.2 bis 4.4 aufgelistet. Bei einer Erweiterung der Auswahl müssen folgende Punkte beachtet werden:

Zum einen können nicht alle Geometriegrößen unabhängig voneinander variiert werden, da sich aus der Vorgabe bestimmter Größen weitere ergeben, die bereits von der Variation betroffen sind. So bedingt die Variation der Plattendicke bei vorgegebener Wärmeübertragerhöhe die Anzahl der Platten bzw. den Abstand zwischen den Platten. Folglich können nicht zusätzlich diese beide Größen gleichzeitig variiert werden. Zum anderen muss der entstehende Rechenaufwand berücksichtigt werden. So führt z. B. im Rohrbündeldampferzeuger die Variation der Rohrwandstärke in jedem der sieben Bilanzräume bei vier Variationsschritten zu einer zusätzlichen Anzahl von 16.384 Dampferzeugergeometrien.

Für die Vorgabe eines zur Verfügung stehenden Volumens können Höhe, Breite und Tiefe angegeben werden. Ergebnis der Geometrievariation ist eine Liste mit Dampferzeugern, die alle möglichen Kombinationen für den gewählten Typ, die Schrittweite und das vorgegebene Volumen bei Berücksichtigung der variierten, charakteristischen Geometrieparameter aufführt. Anhand dieser Dampferzeugerliste mit n Dampferzeugern werden n Basissimulationen durchgeführt. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wird die Dampferzeugerliste automatisch auf triviale Probleme in der Fertigbarkeit überprüft. Theoretisch nicht konstruierbare Geometrien werden entfernt. Bei der Geometrievariation z. B. eines Rohrbündeldampferzeugers, für den

die Anzahl der parallel angeströmten Rohre (10-30 Rohre) und der Rohrdurchmesser (3-6 mm) bei festem Volumen (Breite 120 mm) variiert wird, können folgende Dampferzeuger nicht gefertigt werden: Ab einer Rohranzahl von 24 parallelen Rohren sind Durchmesser von 5 mm und 6 mm nicht fertigbar. In diesem Fall bleibt keine freie Fläche für das Abgas. Die Rohre berühren sich.

Die Ergebnisse der *Basissimulation* werden in einem zweiten Schritt zur Ermittlung des “geeignetsten” Dampferzeugers der Geometrievariation ausgewertet. Hierfür kann in der Auslegungssoftware anhand von Zielvorgaben wie z.B. Wärmeübertragerleistung, Druckverlust im Abgas oder Zieltemperatur und Zieldruck des Arbeitsmediums eine Auswahl getroffen werden. Die automatisierte Auswahl mittels Optimierungsverfahren wird im Kapitel 4.2 am Beispiel des Rohrbündeldampferzeugers erklärt. Weitere Erklärungen und Darstellungen zum Optimierungsverfahren sind im Kapitel 4 aufgeführt.

Das Ergebnis der *Geometrievariation* inklusive *Basissimulation* und entsprechender Optimierung ist eine Liste mit den “geeignetsten” Dampferzeugern für den gewählten Betriebspunkt. Um sicherzustellen, dass die gewählte Geometrie im gesamten Betriebsbereich des Motors geeignet ist, wird im Anschluss eine *Betriebspunktvariation* durchgeführt.

3.3 Betriebspunktvariation

Mit Hilfe des dritten Teilprogramms der Auslegungssoftware kann eine Simulation des ausgewählten Dampferzeugers bezüglich des gesamten Motorkennfeldes oder jeder anderen Betriebspunktvariation durchgeführt werden. Hierfür werden die Heizmedienrandbedingungen entsprechend des Motorkennfeldes und die Arbeitsmedienrandbedingungen entsprechend der restlichen Gesamtsystemkomponenten vorgegeben und eine *Basissimulation* für jeden Betriebspunkt durchgeführt. Die Vorgehensweise der Berechnung der Randbedingungen und eine exemplarische Durchführung wird im Kapitel 4.1 vorgestellt.

Werden zu Beginn der *Geometrievariation* alle charakteristischen Betriebspunkte des Motorkennfeldes gewählt und für jeden Betriebspunkt ein optimaler Dampferzeuger ausgelegt, kann mittels *Betriebspunktvariation* der Dampferzeuger bestimmt werden, der bezüglich des gesamten Kennfeldes die besten Ergebnisse hinsichtlich der Optimierungskriterien liefert.

Zudem kann mit Hilfe der Betriebspunktvariation auch ein vorgegebenes Randbedingungskennfeld erstellt werden, das als Grundlage für die Variationsrechnungen

dient. Hierbei werden Ober- und Untergrenzen bezüglich der Randbedingungen¹ vorgegeben. Die Wahl der Auflösung des Kennfeldes bestimmt die Anzahl an Kennfeldpunkten, für die im Anschluss jeweils eine *Basissimulation* durchgeführt wird.

Diese Art der Betriebspunktvariation dient zum einen der Vorauslegung zu einem Zeitpunkt, an dem noch kein Motorkennfeld vorliegt und zum anderen der Bereitstellung von Dampferzeugerkennfeldern für sich anschließende Gesamtsystems simulationsrechnungen. Der Vorteil der Dampferzeugerkennfelderstellung für eine Gesamtsystems simulation liegt in der Kombination aus einer sehr detaillierten Dampferzeugerberechnung und einer Gesamtsystems simulation, welche die restlichen Komponenten abbildet. Hierbei werden ebenfalls Kennfelder zur detaillierten Beschreibung anderer charakteristischer Komponenten genutzt. Die Berechnung in einer Software ohne Übergabe von vorab berechneten Kennfeldern ist aufgrund von unterschiedlichen Rechenprozessen, Simulationsschrittweiten und numerischen Anforderungen schwierig und nur mit hoher Rechnerleistung realisierbar und somit nicht zielführend. Die Abwärmenutzungssystemauslegung mit Hilfe von einem Kennfeld für den Dampferzeuger und einem für die Expansionsmaschine ist Grundlage der Bestimmung der Gesamtsystemparameter, die für die geometriebehaftete und detaillierte Dampferzeugerauslegung notwendig sind. Eine Erklärung der Abwärmenutzungssystemauslegung ist für das Verständnis der Vorgehensweise der in dieser Arbeit vorgestellten Dampferzeugerauslegung und -optimierung nicht notwendig und wird daher nicht dargelegt. Weiterführende Erklärungen hierzu finden sich in den Ausführungen von Stinner (2008).

Zusammenfassend ist im Anhang A.5 in Abbildung A.13 das Struktogramm der Dampferzeugerauslegung dargestellt, das die verschiedenen Rechenschritte und Simulationsabläufe aufzeigt.

¹Dies sind abgasseitig die Eintrittstemperatur, der Eintrittsdruck und der Massenstrom sowie arbeitsmedienseitig die Eintrittstemperatur, der Austrittsdruck und der Massenstrom.

4 Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers

In den folgenden Kapiteln 4.1 bis 4.8 wird das Auslegungs- und Optimierungsverfahren für Dampferzeuger, die zur mobilen AWN genutzt werden, erklärt. Dies erfolgt am Beispiel eines Mittelklassefahrzeuges, das dem neuesten Stand der Technik entspricht. Zu Beginn werden im Kapitel 4.1 die Randbedingungen und Zielvorgaben der Optimierung dargelegt. In den folgenden Kapiteln 4.2 bis 4.4 wird das Optimierungsverfahren auf die drei Geometrietypen Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger angewendet und im Kapitel 4.5 werden die Ergebnisse gegenübergestellt. Die im Kapitel 2.3 aufgeführten Berechnungsvorschriften und Korrelationsgleichungen werden hierbei zur Dampferzeugerberechnung genutzt. In den beiden Kapiteln 4.6 und 4.7 wird abschließend zum einen eine Erweiterung der bestehenden Geometriegrenzen der Berechnungsgleichungen durchgeführt und plausibilisiert und zum anderen werden die Annahmen der zugrunde gelegten Berechnungsgleichungen überprüft. Eine Zusammenfassung im Kapitel 4.8 rundet das Kapitel *Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers* ab.

4.1 Randbedingungen und Zielvorgaben

Die Motorenentwicklung tendiert aktuell zu hoch aufgeladenen, kompakten Ottomotoren, die eine, auf den Hubraum bezogen, hohe Leistung bereitstellen. Dies führt zum einen zu einem geringen Bauraum und einem niedrigen Leistungsgewicht und zum anderen weist der Ottomotor gegenüber dem Dieselmotor eine geringere Schadstoffemission auf. Ziel der Motorsteuerung ist beim Kraftstoff Benzin, wie Bauer (2003, S. 605 f.) schreibt, eine stöchiometrische Verbrennung (λ -1-Konzept).

Bei zu wenig Sauerstoff ($\lambda < 1$) tritt eine unvollständige Oxidation des Kraftstoffs ein und es kommt zu Leistungseinbußen. Zudem werden nicht alle Kohlenwasserstoffe (C_mH_n) und Kohlenstoffmonoxid (CO) abgebaut. Bei Luftüberschuss ($\lambda > 1$) tritt ebenfalls ein erhöhter Schadstoffausstoß auf, da die Oxidation von CO und C_mH_n

sowie die Reduktion der Stickoxide (NO_x) im Katalysator ein stöchiometrisches Kraftstoffverhältnis benötigen. Idealerweise werden C_mH_n mit Sauerstoff (O_2) zu Kohlendioxid (CO_2) und Wasser (H_2O) sowie CO mit O_2 zu CO_2 oxidiert. NO_x wird mit CO zu Stickstoff (N_2), O_2 und CO_2 reduziert. Bei zu viel Luftüberschuss reagiert das ganze CO mit dem O_2 und es ist zu wenig CO für die Reduktion vorhanden. Verbrennungsluftverhältnisse von deutlich über 1 ($1,3 < \lambda < 6$) treten nur bei Dieselmotoren auf und werden daher nicht weiter thematisiert.

Bauer (2003) schreibt, dass nur aus Gründen des Bauteilschutzes¹ auch aufgeladene Ottomotoren bei sehr hohen Verbrennungstemperaturen, die bei hohen Leistungen auftreten, mit einem Luftmangel ($\lambda < 1$) betrieben werden. Im Motorkennfeld ist dies, siehe Abbildung 4.5, im oberen, rechten Bereich ersichtlich. Sowohl die Verdunstung des überschüssigen Kraftstoffes als auch eine schnelle Verbrennungskinetik verhindern nach Bauer (2003) den weiteren Anstieg der Verbrennungstemperatur trotz einer Zunahme der Antriebsleistung. Durch eine gute Kraftstoff-Luftvermischung bei der Einspritzung² wird eine schnelle Verbrennungskinetik erwirkt, die wiederum dazu führt, dass die Verbrennung im Zylinder früher als bei anderen Betriebspunkten abgeschlossen ist und somit der Druck im Zylinder früher fällt. Der sinkende Druck geht mit einer sinkenden Temperatur einher und trägt somit zum Bauteilschutz der nachgelagerten Komponenten bei. Der steigende spezifische Kraftstoffverbrauch und die erhöhten Schadstoffemissionen werden in diesem Fall in Kauf genommen.

4.1.1 Randbedingungen der charakteristischen Betriebspunkte

Das repräsentative Auslegungsfahrzeug soll bei dem zuvor beschriebenen Technikstand eine Motorleistung von ca. 100 kW aufweisen. So wird neben dem unteren Segment der Mittel- auch der obere Bereich der Kompaktklasse abgedeckt. Beide Fahrzeugklassen zusammen haben gemäß dem Kraftfahrt-Bundesamt (2012) in den Jahren 2010 und 2011 mehr als 40% der Neuzulassungen in Deutschland ausgemacht. Um ein Durchschnittsfahrzeug dieser Klasse abzubilden, orientiert sich das fiktive Fahrzeug an den vier Fahrzeugmodellen VW Passat 1.4 TSI, Mercedes Benz C-Klasse 180 BlueEfficiency, BMW 3er 318i und Audi A4 1.8³

¹Hierbei ist hauptsächlich der Bauteilschutz der nachgelagerten Komponenten gemeint. Der direkt hinter dem Motor liegende Abgaskrümmer und der Turbolader müssen vor zu hohen Temperaturen geschützt werden, damit eine Beschädigung vermieden wird.

²Eine exakte Positionierung von Zündkerze und Einspritzdüse sowie eine präzise Strahlausrichtung bewirken, zusammen mit der Kolbenbodenform, entweder eine Rotationsbewegung mit horizontaler (walzenförmige bzw. Tumble-Bewegung) oder vertikaler (Drallförmige oder Swirl-Bewegung) Achse des Gemisches [Köhler und Flierl (2009)].

³Detaillierte Daten der vier Fahrzeuge listet Wolff (2011) auf.

Auslegungsfahrzeug	
Motortyp	aufgeladener Ottomotor
Nennleistung	92 kW
Hubraum	998 cm ³
Motormanagement	λ -1-Konzept
Kraftstoff	Super
Kraftstoffheizwert	42000 kJ/kg
Stöchiometrischer Luftbedarf	14,5 kg/kg
Fahrzeugmasse	1440 kg
Strömungswiderstandskoeffizient c_w	0,27
Rollenwiderstandskoeffizient	0,013
Dynamischer Reifenradius	0,32 m
Projizierte Stirnfläche	2,2 m ²

Tabelle 4.1: Daten des Auslegungsfahrzeuges

Quelle: Pischinger (1998, S. 74), Fawaz (2009), Wolff (2011).

Die Fahrzeugdaten des Auslegungsfahrzeuges sind in Tabelle 4.1 aufgeführt. Die Einkopplung der Abgasenergie ins AWN-System erfolgt über eine reine Abgasverschaltung inklusive Bypass, die in Abbildung 4.1 dargestellt ist.

Mit Hilfe der Fahrzeugdaten in Tabelle 4.1 können die Motorkennfelder⁴ für die Abgastemperatur, den Abgasmassenstrom und das Verbrennungsluftverhältnis mittels spezieller Berechnungssoftware ermittelt werden. Grundlage der Berechnungssoftware sind sowohl reale Fahrzeugdaten unterschiedlicher Fahrzeugtypen, die auf dem Rollenprüfstand und in Testfahrten für die Firma Mahle Amovis GmbH aufgenommen wurden, als auch theoretische Modellansätze. Die berechneten Stützstellen der Motorkennfelder, dargestellt in den Abbildungen 4.3 - 4.5, sind den Tabellen A.14 - A.16 im Anhang A.6 zu entnehmen. Da für die Kennfelderstellung Ausgleichskurven ermittelt werden, können in den Diagrammen aufgrund der Mathematik Wendepunkte auftreten, die nicht immer physikalisch plausibel erscheinen. Eine detaillierte Erklärungen der Motorkennfeldsoftware und der Berechnungsmethoden für die Kennfelddatenbestimmung in Abhängigkeit von der Motorspezifizierung hat Fawaz (2009) dargelegt. Da die Erklärung der Vorgehensweise dieser Berechnungen für das Verständnis der Dampferzeugerauslegung nicht notwendig ist, wird sie hier nicht weiter ausgeführt.

In einem nachfolgenden Berechnungsschritt kann über die Art des Kraftstoffs und

⁴Erklärung zum Motorkennfeld s. Kapitel 2.1.

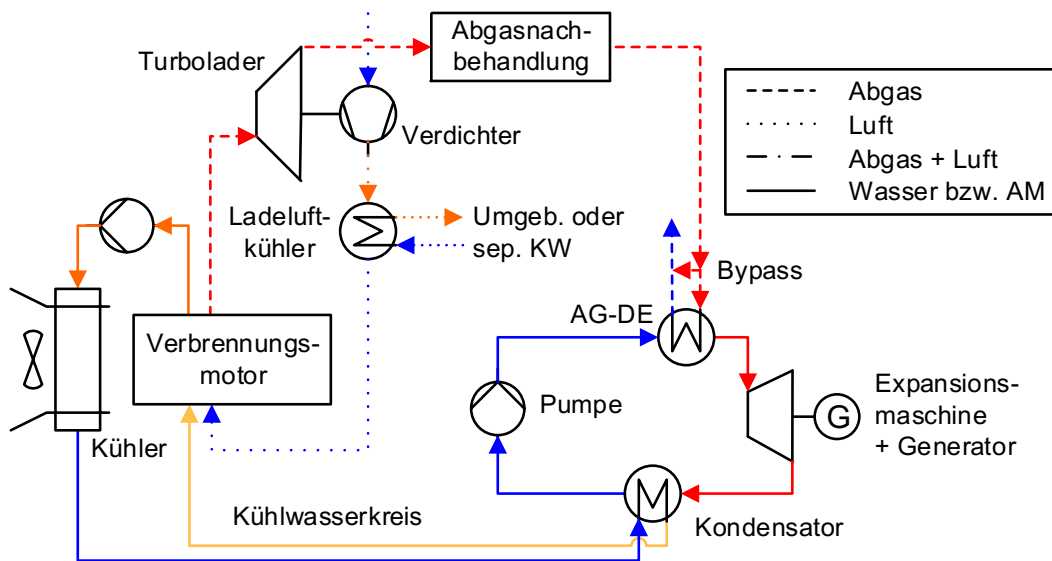


Abbildung 4.1: Einbindung des AWN-Systems im Auslegungsfahrzeug

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, KW $\hat{=}$ Kühlwasser, AG-DE $\hat{=}$ Abgasdampferzeuger.

das Verbrennungsluftverhältnis die Abgaszusammensetzung bestimmt werden (Berechnung s. Anhang A.7). Die Abgaszusammensetzung ist für die Stoffdatenberechnung des Abgases notwendig.

Für die Bestimmung der auslegungsrelevanten Abgasrandbedingungen, die für die Dampferzeugerauslegung und -optimierung notwendig sind, werden drei charakteristische Betriebspunkte des Motors ausgewählt. Betriebspunkt I (BP I) und Betriebspunkt II (BP II) repräsentieren Fahrzustände, in denen das Fahrzeug oftmals betrieben wird. Dies ist zum einen eine Fahrt bei 50 km/h im vierten Gang (BP I) und zum anderen eine Autobahnfahrt bei 130 km/h im fünften Gang (BP II). Die Wahl des fünften Gangs bei 130 km/h entspricht den Herstellerangaben der Vergleichsfahrzeuge und den Vorgaben des Referenzfahrzyklus CADC. Das reale Nutzerverhalten führt oftmals zu einer Verwendung des sechsten Gangs bei einer Autobahnfahrt. Der hierbei auftretende Betriebszustand wird durch Betriebspunkt III (BP III) berücksichtigt, da dieser höhere Abgastemperaturen aufweist.⁵

⁵Die Zuweisung der Gangwahl zu der Geschwindigkeit, wie sie im CADC-Fahrzyklus, aber auch in allen anderen gängigen Referenzzyklen, wie z. B. dem NEFZ (Europa), dem Federal Test Procedure 75 (Amerika) oder dem 10-15 Mode (Japan) vollzogen wird, entspricht nicht dem realen Nutzungsverhalten, ist jedoch Stand der Technik in der Automobiltechnik. Die grundlegende Kritik des nicht realistisch abgebildeten Fahrverhaltens, die seit Jahren für alle zulassungsrelevanten Fahrzyklen besteht, wird frühestens mit der Einführung des Worldwide harmonized Light vehicles Test Procedure (WLTP) im Jahr 2017 teilweise behoben. An dieser Stelle sollen diese Kritik, die aus Sicht des Autors berechtigt ist, und die grundlegenden Schwachstellen der Referenzzyklen nicht weiter diskutiert werden. Es wird der Stand der Technik angewendet.

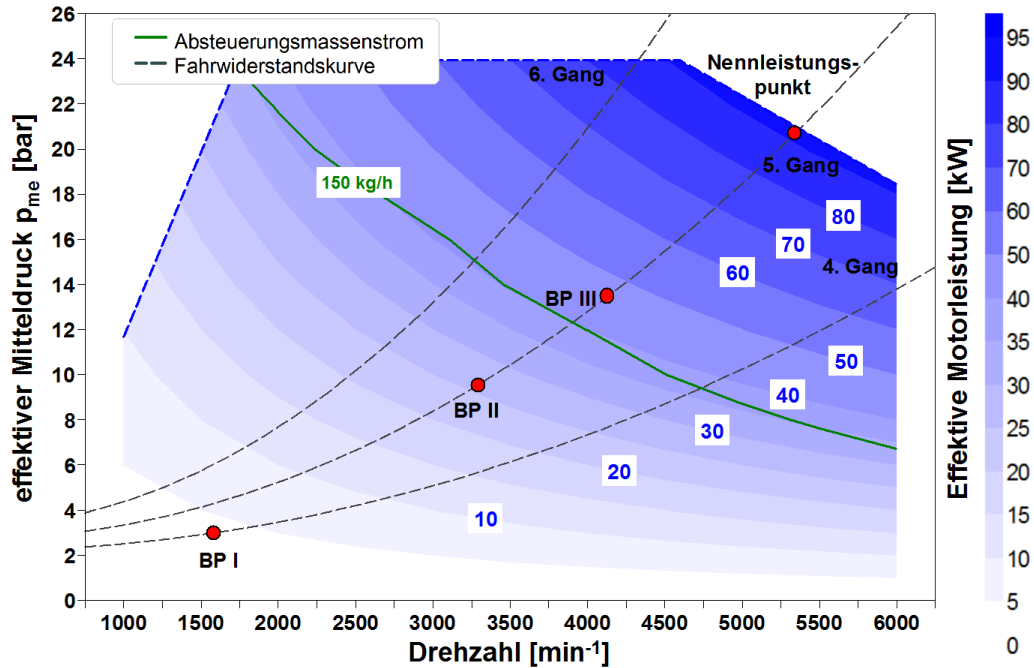


Abbildung 4.2: Effektive Motorleistung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

Der dritte Betriebspunkt soll neben der realistischen Berücksichtigung der Autobahnfahrt zudem eine Bewertung des maximal zu erwartenden Druckverlustes im Dampferzeuger ermöglichen. Dieser Druckverlust tritt beim größten, im Dampferzeuger strömenden, Volumenstrom auf. Wie bereits im Grundlagenkapitel 2.2 erklärt, gibt es einen Bypass zur Absteuerung des Abgasmassenstroms im Auslegungsfahrzeug bei 150 kg/h, welcher den maximalen Volumenstrom begrenzt. Da anhand des Massenstroms und der Temperatur der Volumenstrom bestimmt werden kann⁶, wird BP III auf den Schnittpunkt der Fahrwiderstandslinie des Nennleistungspunktes mit der Isothermen der Durchschnittstemperatur aller Betriebspunkte oberhalb der Absteuerungsmassenstromlinie gelegt. Dies führt zu einer Abgastemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger von 840°C im BP III. Die Abkühlung des Abgases von 840°C auf 20°C, was einem Dampferzeugernutzungsgrad von eins entspricht, bestimmt die maximale, aus dem Abgas entnehmbare, Leistung. Sie liegt bei 38,6 kW. BP III ist

⁶Der Einfluss der Abgaszusammensetzung auf die Dichte, verursacht durch die Veränderung des Verbrennungsluftverhältnisses, wird vernachlässigt. Die Auswirkungen der Konzentrationsänderungen der Abgaskomponenten ξ_{CO_2} , ξ_{H_2O} , ξ_{N_2} , ξ_{O_2} und ξ_{CO} haben keinen relevanten Einfluss auf die Stoffdaten. Der Einfluss des Drucks wird ebenfalls vernachlässigt. Erklärung hierzu finden sich im Unterpunkt *Abgasrandbedingungen BP*.

für die Dampferzeugeroptimierung ein Hochlastpunkt des Dampferzeugers, BP I und II sind Nieder- bzw. Mittellastpunkte.

In Abbildung 4.2 sind die drei Betriebspunkte, der Nennleistungspunkt⁷ sowie die Fahrwiderstandskurven und die Absteuerungsmassenstromlinie im Motorleistungskennfeld dargestellt. Diese Motorkennfelddarstellung ist Grundlage für die folgenden Kennfelder der Abgasrandbedingungen.

4.1.1.1 Abgasrandbedingungen für die Betriebspunkte BP I bis III

Die Abgasrandbedingungen für die Dampferzeugerauslegung sind Abgastemperatur, -massenstrom, -druck und -zusammensetzung (s. Tabelle 2.1). Für das Auslegungsfahrzeug sind in den Abbildungen 4.3 bis 4.5, in Abhängigkeit von den Motorkennfelddaten Drehzahl und effektiver Mitteldruck, die Abgastemperatur hinter der Abgasnachbehandlung und somit am Eintritt in den Dampferzeuger, der Abgasmassenstrom und das Verbrennungsluftverhältnis dargestellt. Der Abgasdruck wird für die Bestimmung der Stoffdaten als konstant angenommen, da der betriebspunktabhängige Druckverlust im Dampferzeuger und in den nachgeschalteten Komponenten des Abgasstrangs gering ist (<250 mbar). Die resultierenden Änderungen des abgasseitigen Dampferzeugereintrittsdrucks haben daher keinen signifikanten Einfluss auf die Stoffdaten.

Für die Bestimmung der Abgastemperaturänderung zwischen Motoraustritt und Dampferzeugereintritt wird mit einer Temperaturabsenkung aufgrund der Expansion im Turbolader und einer Temperaturerhöhung aufgrund der exothermen Reaktion im Katalysator gerechnet. Hierbei wird die Temperaturabsenkung im Turbolader vereinfachend als konstant über das Motorkennfeld und somit als konstant für die drei Betriebspunkte und den Referenzfahrzyklus angenommen. Hoetger (2014) gibt hierzu eine Temperaturänderung von $\Delta T = -120$ K an. Diese Annahme ist eine Vereinfachung. Mit Hilfe des idealen Gasgesetzes⁸ kann eine genauere Abschätzung der Temperaturänderung im Turbolader berechnet werden. Da hierfür jedoch explizite Daten sowohl des Abgasaustrittsdrucks aus dem Motor als auch des Druckverhältnisses im Turbolader in Abhängigkeit von den Motorbetriebspunkten notwendig sind und zum anderen die Vorgehensweise der Dampferzeugerauslegung im Vordergrund

⁷Der Nennleistungsbetriebspunkt (max. Leistung) liegt für das Auslegungsfahrzeug bei 5341 Umdreh./min und einem effektiven Mitteldruck von 20,7 bar. Dies führt zu einer Leistung von 92 kW und einem Abgasmassenstrom von 346,5 kg/h.

⁸Ideales Gasgesetz: $p \cdot V = n \cdot R \cdot T \Rightarrow \left(\frac{T_{in}}{T_{out}} \right) = \left(\frac{p_{in}}{p_{out}} \right)^{\frac{\kappa - 1}{\kappa}}$ mit $\kappa = \frac{c_p}{c_v}$.

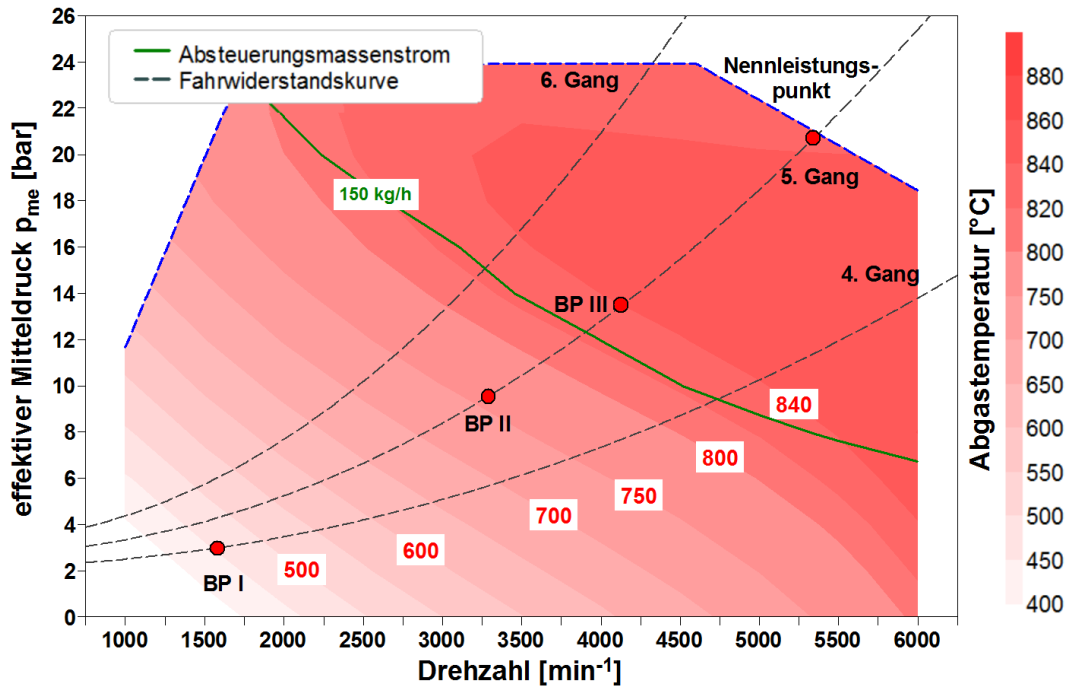


Abbildung 4.3: Abgastemperatur nach Abgasnachbehandlung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

steht, wird diese Kontrollrechnung in dieser Arbeit nicht durchgeführt. Dies kann in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

Die Temperaturerhöhung im Katalysator wird anhand von Prüfstandsversuchen der Mahle Amovis GmbH bestimmt. Hoetger (2014) beschreibt hierzu eine Temperaturänderung, die mit abnehmendem Sauerstoffanteil im Kraftstoffgemisch abnimmt und vereinfachend als linear zum Verbrennungsluftverhältnis λ angenommen wird. Für $\lambda = 0,7$ liegt die Temperaturänderung bei $\Delta T = 0$ K und steigt für $\lambda = 1$ auf $\Delta T = 35$ K an. Der Einfluss auf die drei Betriebspunkte ist bei einem Verbrennungsluftverhältnis zwischen 0,95 und 1 gering. Es soll jedoch ein Ansatz für das gesamte Motorkennfeld bereitgestellt werden. Die Wärmeverluste an die Umgebung zwischen Motor und Dampferzeuger können aufgrund einer guten Isolierung⁹, eines kurzen Weges und der vor Fahrtwind und Regen geschützten Einbaulage unter dem Fahrzeug vernachlässigt werden.

Die detaillierte Betrachtung der Verbrennungsluftverhältnisse im Motorkennfeld,

⁹Im Anhang A.24.1 werden für die Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet. Diese sind im Mittel kleiner als 5% des übertragenen Wärmestroms vom Heizmedium zum Arbeitsmedium. Absolut sind dies im Mittel Wärmeverluste von 0,7 kW und maximal 1,3 kW.

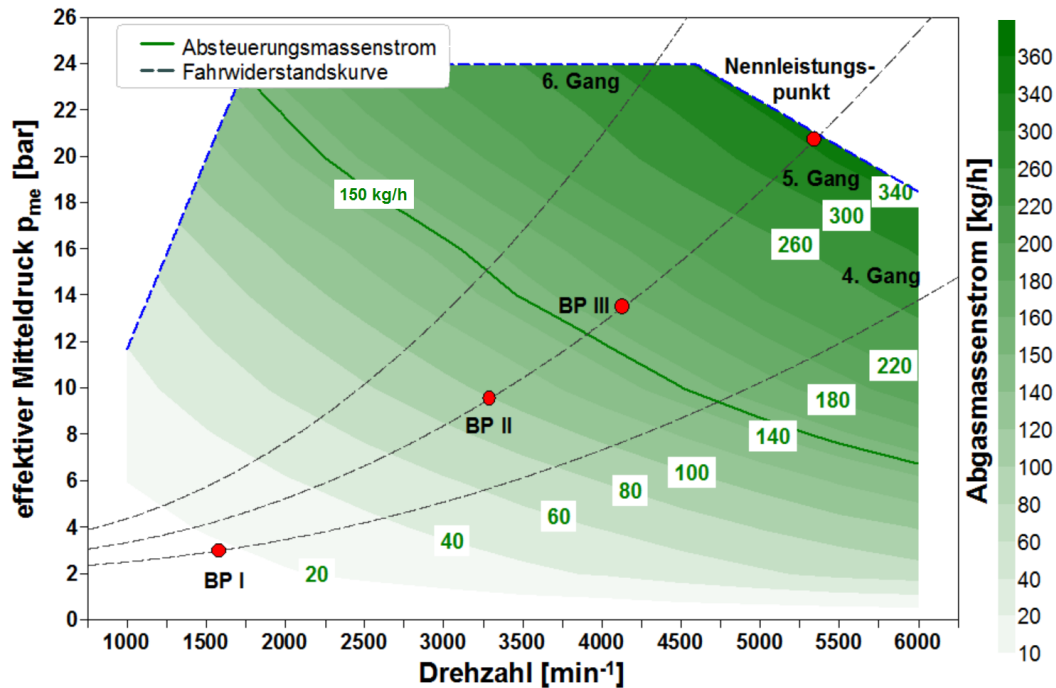


Abbildung 4.4: Abgasmassenstrom des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

welche die Abgaszusammensetzung mitbestimmen, sowie die Abhängigkeit der Temperaturänderung im Katalysator vom Verbrennungsluftverhältnis sind beim λ -1-Konzept zu vernachlässigen, werden an dieser Stelle jedoch betrachtet, da die Vorgehensweise der Abgasrandbedingungsbestimmung dargelegt werden soll. Im Fall einer Dampferzeugerauslegung für einen Dieselmotor oder für einen Motorhochlastbetrieb treten Verbrennungsluftverhältnisse ungleich eins auf.

Tabelle 4.2 ordnet zusammenfassend die Werte der Abgasrandbedingungen Temperatur, Druck, Massenstrom und Verbrennungsluftverhältnis den Betriebspunkten zu.

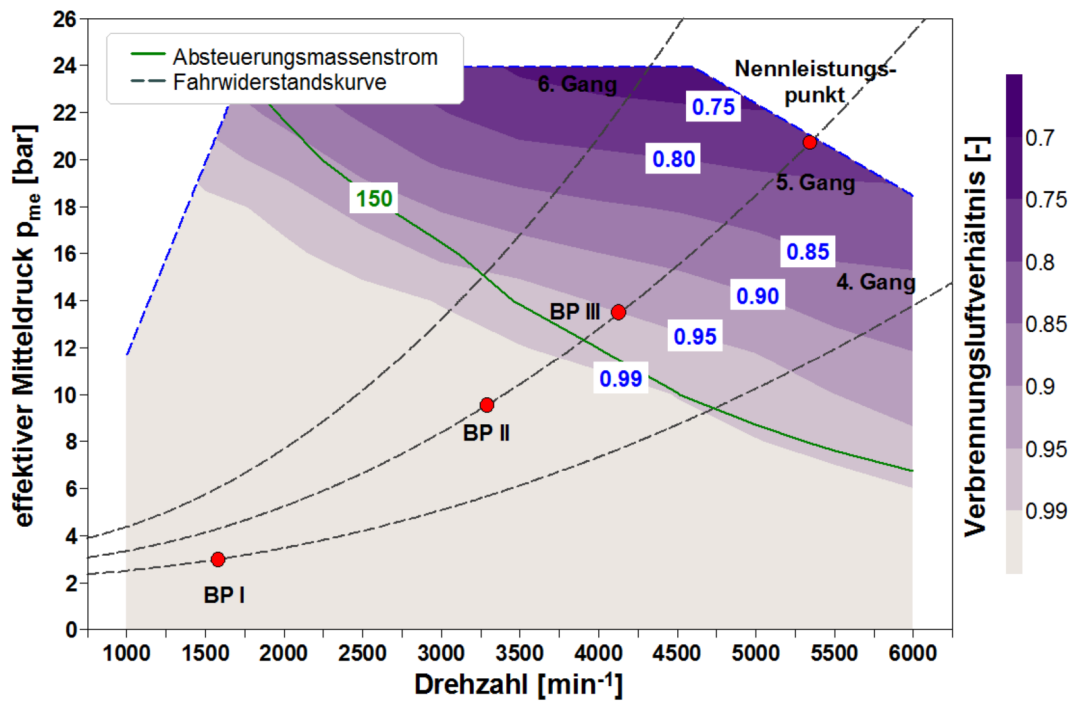


Abbildung 4.5: Verbrennungsluftverhältnis des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld inkl. Fahrwiderstandskurven und charakteristischen Betriebspunkten

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

Randbedingung Abgas	BP I	BP II	BP III
Drehzahl	1582 1/min	3291 1/min	4128 1/min
Effektiver Mitteldruck	2,96 bar	9,53 bar	13,49 bar
Abgastemperatur nach Abgasnachbehandlung	454°C	760°C	840°C
Abgasdruck	1,1 bar	1,1 bar	1,1 bar
Abgasmassenstrom	18,7 kg/h	98,9 kg/h	150 kg/h
Verbrennungsluftverhältnis	1	1	0,95
Abgaszusammensetzung	0,2/0,08/	0,2/0,08/	0,18/0,09/
$\xi_{CO_2}/\xi_{H_2O}/\xi_{N_2}/\xi_{O_2}/\xi_{CO}$	0,72/0/0	0,72/0/0	0,72/0/0,01
Wärmestrom bei $\eta_{DE} = 1$	2,5 kW	23,2 kW	38,6 kW

Tabelle 4.2: Abgasrandbedingungen des Auslegungsfahrzeuges für BP I bis BP III

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

4.1.1.2 Arbeitsmedienrandbedingungen für die Betriebspunkte BP I bis III

Die Arbeitsmedienrandbedingungen werden durch das AWN-System und die Wärmequelle bestimmt. Wie im Kapitel 2.3 beschrieben, wird zuvor für die Gesamtsystemoptimierung eine Grobauslegung¹⁰ des AWN-Systems und der wichtigsten Einzelkomponenten durchgeführt. Für das Auslegungsfahrzeug führt dies bezüglich des Dampferzeugers zu der Erkenntnis, dass bei der Bauraumvorgabe (Substitution des Mittelschalldämpfers) und der Abstimmung des Abgasmassenstroms die Wärmequelle auch in den Hochlastpunkten des Dampferzeugers nahezu komplett ausgenutzt werden kann ($\eta_{DE} \approx 1$). Der Bauraum bietet genügend Platz für eine ausreichend große Wärmeübertragerfläche.¹¹ Ist die Wärmeübertragerfläche nicht groß genug, kann durch das Absenken des Systemsdrucks, was die treibende Temperaturdifferenz erhöht, eine weitere Ausnutzung der Wärmequelle erreicht werden. Der in der Grobauslegung nachgewiesene hohe Dampferzeugernutzungsgrad führt jedoch dazu, dass die arbeitsmedienseitige Dampferzeugeraustrittstemperatur und der -druck nicht angepasst werden müssen und beide durch die Eintrittsbedingungen der Expansionsmaschine¹²) und somit durch die Optimierung dieser vorgegeben werden können. Das in dieser Arbeit beispielhaft untersuchte AWN-System nutzt eine elektrische Einkopplung. In diesem Fall ist die Expansionsmaschinendrehzahl und somit der Expansionsmaschineneintrittsdruck im Betrieb frei wählbar¹³.

In Tabelle 4.3 sind die betriebspunktabhängigen Arbeitsmediendrucke für die zwei untersuchten Medien aufgeführt. Das mit den Betriebspunkten steigende thermische Abgasleistungsangebot führt zur Erhöhung der Arbeitsmedienaustrittstemperatur und des -druckes. Die Austrittstemperatur am Dampferzeuger ist im Fall des Arbeitsmediums Ethanol aufgrund der Temperaturbeständigkeit des Mediums auf 250°C limitiert. Im Fall des Arbeitsmediums Wasser werden höhere Expansions-

¹⁰In der Grobauslegung wird das Gesamtsystem simuliert und hierbei für die Einzelkomponenten vereinfachenden Ansätze zur Beschreibung der Komponenteneigenschaften verwendet. Ziel ist eine erste Abschätzung der Eigenschaften des gesamten Systems und die Abbildung der auftretenden Wechselwirkungen der Einzelkomponenten. Stinner (2008) stellt für eine solche Grobauslegung eine Berechnungsmethodik inkl. Komponentenbibliothek vor.

¹¹Bei einem hohen Wärmestromangebot im Abgas ist eine große Wärmeübertragerfläche bei vorgegebenem Systemdruck die wichtigste Voraussetzung für eine Abkühlung des Abgases auf die Arbeitsmedieneintrittstemperatur.

¹²Da die Temperaturänderung und die Druckverluste in der Leitung vom Dampferzeuger zur Expansionsmaschine gering sind, entsprechen die Expansionsmaschineneintrittsdaten den Austrittsbedingungen am Dampferzeuger.

¹³Der Eintrittsdruck in die Expansionsmaschine ist bei einer direkten Kopplung an den Motor von der Motordrehzahl und der Übersetzung abhängig.

maschineneintrittsdrücke und -temperaturen vorgegeben, da dies zu einer höheren Expanderleistung führt.¹⁴

Die Eintrittstemperatur in den Dampferzeuger wird durch den Kondensator vorgegeben, da dieser die Eintrittstemperatur in die Arbeitsmedienpumpe bestimmt, welche das Arbeitsmedium in den Dampferzeuger fördert. Die Temperaturerhöhung in der Arbeitsmedienpumpe kann vernachlässigt werden. Im Betrieb wird dann die Eintrittstemperatur in den Dampferzeuger in Abhängigkeit von der vorhandenen Kühlwassertemperatur und -leistung durch die Kühlwasserpumpe geregelt. Für die Dampferzeugerauslegung werden 60°C für Ethanol und 75°C für Wasser als Dampferzeugereintrittstemperatur vorgegeben. Diese Vorgaben sind realistische Annahmen für eine Gesamtsystembetrachtung und ermöglichen somit im späteren Verlauf der Arbeit eine Bewertung unter realen Gegebenheiten.

Es wird eine Kondensatoraustrittstemperatur nahe der Siedetemperatur angestrebt, da eine Unterkühlung geringe Kühlwassertemperaturen erfordert, die im Fahrzeug einen erhöhten Kraftstoffverbrauch bedingen. Eine Expansion unterhalb des Umgebungsdrucks ist konstruktiv und betriebstechnisch aufwendig und benötigt ebenfalls geringe Kühlwassertemperaturen. Nach Erkenntnisstand von Hoetger (2014) sind Betriebstemperaturen in der Arbeitsmedienpumpe von über 75°C bei den Arbeitsmediendrücken bis 60 bar und den Preisvorgaben einer Serienfertigung nicht zu realisieren. Somit ist 75°C die Vorgabe für die Eintrittstemperatur. Die Siedetemperatur von Ethanol reduziert die Kondensatoraustritts- und somit Dampferzeugereintrittstemperatur um weitere 15 K auf 60°C.

Randbedingung Arbeitsmedium	BP I		BP II		BP III	
Arbeitsmedium	Ethanol	Wasser	Ethanol	Wasser	Ethanol	Wasser
Arbeitsmedien- eintrittstemperatur	60°C	75°C	60°C	75°C	60°C	75°C
Arbeitsmedien- austrittstemperatur	250°C	350°C	250°C	400°C	250°C	400°C
Arbeitsmedien- austrittsdruck	30 bar	50 bar	35 bar	55 bar	40 bar	60 bar

Tabelle 4.3: Arbeitsmedienrandbedingungen für BP I bis BP III

Anm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

¹⁴Die Vorgabe der Arbeitsmedienrandbedingungen beruhen auf einer Gesamtsystembetrachtung und der zugehörigen Expanderauslegung. Die Annahme eines zu erreichenden Dampferzeugernutzungsgrades von fast eins wird weiterhin zugrundegelegt.

Zusätzlich zu den Abgas- und Arbeitsmedienrandbedingungen gelten folgende zwei exemplarisch vorgegebenen Randbedingungen für den Dampferzeuger: Mit dem Ziel einer realistischen Fahrzeugintegration wird der Dampferzeuger den Mittelschalldämpfer des Fahrzeuges substituieren. Somit bedarf es keines zusätzlichen Bauraums und das Gewicht wird nur gering erhöht. Typische Maße eines Mittelschalldämpfers dieser Fahrzeugklasse sind, übertragen auf einen Quader, eine Höhe von 80 mm, eine Breite von 250 mm und eine Länge von 350 mm¹⁵. Inklusive Gehäuse und Isolierung ist der Dampferzeuger somit in einem Volumen von sieben Litern zu integrieren. Clemens et al. (2008) schreiben, dass der Endschalldämpfer nicht vermiedene Schallemissionen im Dampferzeuger kompensieren kann.

Die zweite Randbedingung betrifft den Druckverlust auf der Abgasseite, der 20 mbar nicht überschreiten darf, da ein zusätzlicher Gegendruck im Abgasstrang die Effizienz des Verbrennungsmotors reduziert. Dies ist ein gemittelter Erfahrungswert der Grenzwertvorgaben mehrerer europäischer Automobilhersteller, der von Hoetger (2014) genannt wird.

4.1.2 Randbedingungen im Zyklus

Im Anschluss an die Geometrievariation für die drei charakteristischen Betriebspunkte wird, wie bereits im Kapitel 3.3 erklärt, eine Betriebspunktvariation für die ausgewählten Dampferzeuger durchgeführt. Für die quasistationäre Simulation des Dampferzeugers im Referenzfahrzyklus werden für jede Sekunde des Zyklus die entsprechenden Massenströme und Temperaturen bestimmt. Abbildung 2.2 zeigt das Geschwindigkeitsprofil des Referenzzyklus CADC, welcher die Grundlage dieser Variationen darstellt und eine Fahrt in der Stadt, auf der Landstraße und auf der Autobahn abbildet. Die sekundliche Nachbildung des Zyklus ist trotz zusätzlichem Rechenaufwand gewählt, um die direkt hinter dem Motor zu erwartenden schnellen Temperaturwechsel bei der Fahrzeugbeschleunigung zu erfassen und deren Einfluss anhand einer dynamischen Simulation inklusive realer Wärmekapazitäten im weiteren Verlauf der Arbeit zu bewerten.

4.1.2.1 Abgasrandbedingungen im Zyklus

Anhand der Motordaten aus Abbildung 4.3 bis 4.5 werden die Abgasrandbedingungen für den CADC bestimmt. Abbildung 4.6 zeigt den Abgastemperaturverlauf

¹⁵Grundlage der Bauraummaße ist ein Vergleich typischer Mittelschalldämpfer der zur Auslegung des Fahrzeuges herangezogenen Mittelklassewagen (s. Wolff (2011))

am Eintritt des Dampferzeugers gemäß dem Fahrzyklus unter Berücksichtigung der Temperaturabsenkung im Turbolader und der Temperaturerhöhung im Katalysator. Der Temperaturverlauf ist sowohl ohne als auch mit Aufheiz- und Abkühlträgheiten des Abgasstrangs dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Trägheiten zu einer Glättung der sekundlich variierenden Motoraustrittstemperaturen führen und aufgrund dieser die vereinfachende quasistationäre Abbildung des Dampferzeugers im Fahrzyklus möglich ist. Die Berechnung der Aufheiz- und Abkühlvorgänge in den Bauteilen zwischen Motor und Dampferzeuger erfolgt mittels dynamischer Simulation und nutzt reale Bauteilmassen und Rohrlängen entsprechend dem Auslegungsfahrzeug sowie zugehörige spezifische Wärmekapazitäten und Wärmeübergangskoeffizienten. Die hierfür verwendeten Modelle sind, wie Hoetger (2014) und Neißé (2009) berichten, anhand der Prüfstandsergebnisse der Mahle Amovis GmbH validiert. Neben der Abgastemperatur wird auch der Abgasmassenstrom sekundlich berechnet (s. Abb. A.18 im Anhang A.8) und zusammen mit dem für die weitere Berechnung als konstant angenommenem Abgasdruck¹⁶ zur Berechnung der Trägheiten genutzt. Da die Erläuterung der dynamischen Modelle und die hinterlegten Validierungsergebnisse für das Verständnis der Dampferzeugerauslegung nicht notwendig sind, werden sie an dieser Stelle nicht weiter thematisiert und es wird auf die Literatur von Neißé (2009) verwiesen.

4.1.2.2 Arbeitsmedienrandbedingungen im Zyklus

Dampferzeugeraustritts- und Eintrittstemperatur werden aufgrund der Temperaturbeständigkeit und der Siedetemperatur des Arbeitsmediums Ethanol für die drei Betriebspunkte vorgegeben. Da dies nicht vom Zyklus abhängig ist, wird im gesamten Zyklus die Dampferzeugeraustrittstemperatur mit der Speisepumpe auf 250°C geregelt und die Eintrittstemperatur konstant mit 60°C vorgegeben.

Der Dampferzeugeraustrittsdruck kann im Zyklus, da die Kopplung der Expansionsmaschine mittels eines Generators erfolgt, variieren. Da eine steigende Abgastemperatur fast immer auch mit einem steigenden Abgasmassenstrom einhergeht (erhöhte Motorleistungsanfrage des Fahrers) und dies bei gleichbleibenden Arbeitsmedienaustrittstemperaturen eine Zunahme des Arbeitsmedienmassenstroms verursacht, wird der Arbeitsmedienaustrittsdruck des Dampferzeugers, wie in Gleichung 4.1 beschrieben, an die Abgastemperatur gekoppelt. Der steigende Arbeitsmedienmassenstrom erfordert einen Druckanstieg in der Expansionsmaschine, da dieser eine

¹⁶Da die geringen Druckschwankungen aufgrund des variierenden Druckverlustes im Abgasstrang keinen relevanten Einfluss auf die Stoffdaten haben, ist diese Annahme gerechtfertigt.

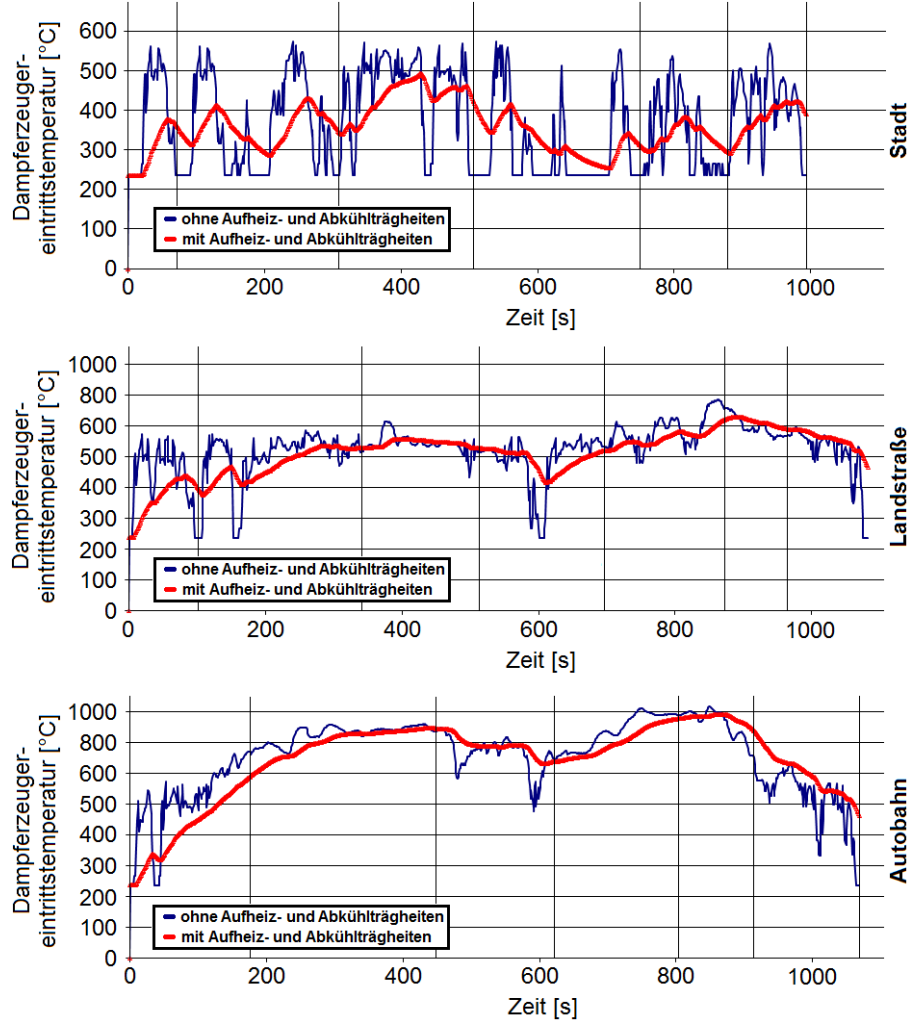


Abbildung 4.6: Abgastemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger im CADC - *Stadt, Landstraße* und *Autobahn*

Steigerung der Leistung ermöglicht. Eine ebenso mögliche Erhöhung der Drehzahl wird aufgrund steigender Reibungsverluste und sinkender Wirkungsgrade der Expansionsmaschine nicht umgesetzt.¹⁷

$$p_{AM,out,Eth} = \begin{cases} 30 \text{ bar}, & T_{HM,in} < 600^\circ\text{C} \\ 35 \text{ bar}, & 600 \leq T_{HM,in} \leq 780^\circ\text{C} \\ 40 \text{ bar}, & T_{HM,in} > 780^\circ\text{C} \end{cases} \quad (4.1)$$

¹⁷Die Vorgehensweise der Gesamtsystemoptimierung mittels iterativer Auslegung der wichtigsten Einzelkomponenten Dampferzeuger, Expansionsmaschine und Kondensator wird im Kapitel 2.3 vorgestellt und ist Grundlage der Vorgabe der Randbedingungen des Auslegungsfahrzeuges.

Die nicht stetige Druckvorgabe entspricht nicht dem realen Verhalten der Expansionsmaschine. Da diese Vereinfachung jedoch für die Erläuterung der Vorgehensweise der Dampferzeugerauslegung und -optimierung ausreichend ist und trotz Vereinfachung eine Bewertung des Gesamtsystems ermöglicht, ist der gewählte Ansatz aus Gleichung 4.1 ausreichend. Die hierbei gewählte Vorgabe der Drücke basiert auf den Austrittsdrücken und Abgastemperaturen der drei Betriebspunkte BP I bis III (vgl. Tabelle 4.2 und 4.3).

Für das Arbeitsmedium Wasser werden ebenfalls die Dampferzeugeraustrittsdrücke in Abhängigkeit von der Abgastemperatur vorgegeben. Auch hier liefert die Gesamtsystembetrachtung zusammen mit der Expanderauslegung die Richtwerte für die Dampferzeugeraustrittsdrücke und -temperaturen.

$$p_{AM,out,H_2O} = \begin{cases} 50 \text{ bar}, & T_{HM,in} < 600^\circ C \\ 55 \text{ bar}, & 600^\circ C \leq T_{HM,in} \leq 780^\circ C \\ 60 \text{ bar}, & T_{HM,in} > 780^\circ C \end{cases} \quad (4.2)$$

$$T_{AM,out,H_2O} = \begin{cases} 350^\circ C, & T_{HM,in} < 600^\circ C \\ 400^\circ C, & T_{HM,in} \geq 600^\circ C \end{cases} \quad (4.3)$$

Die Arbeitsmedieneintrittstemperatur in den Dampferzeuger ist konstant und wird aufgrund der höheren Siedetemperatur von Wasser auf $75^\circ C$ gesetzt. Limitiert ist sie durch die Temperaturbeständigkeit der Arbeitsmedienpumpe.

Die sich anschließende Dampferzeugerauslegung ist für beliebige Randbedingungen und Zielvorgaben durchführbar. Die realistischen und auf Erfahrungen des Autors beruhenden Vorgaben dienen der Erläuterung der Vorgehensweise und der Erarbeitung eines Optimierungsverfahrens. Zusätzlich können somit die Ergebnisse der Dampferzeugerauslegung in Kombination mit einer Expansionsmaschinenauslegung oder entsprechenden Wirkungsgraden sowie einer Gesamtsystemanalyse zur Bestimmung des Wirkungsgrades einer AWN mittels Clausius-Rankine-Kreisprozess genutzt werden.

4.2 Rohrbündeldampferzeuger

Entsprechend der vorgestellten Grundlagen und Berechnungsmethoden wird anhand der Abgas- und Arbeitsmedienrandbedingungen (s. Tabelle 4.2 und 4.3) für den Bauraum von $80 \times 250 \times 350 \text{ mm}^3$ (HxBxT) eine Geometrievariation für jeden der drei

charakteristischen Betriebspunkte (BP I bis BP III) durchgeführt. Aufgrund des notwendigen Gehäuses und der Isolierung reduziert sich das reine Rohrbündelmaß für die Geometrievariation auf $60 \times 230 \times 340 \text{ mm}^3$. Abbildung 4.7 zeigt diesen Rohrbündel als Prinzipskizze, inklusive wichtiger Geometrieparameter.

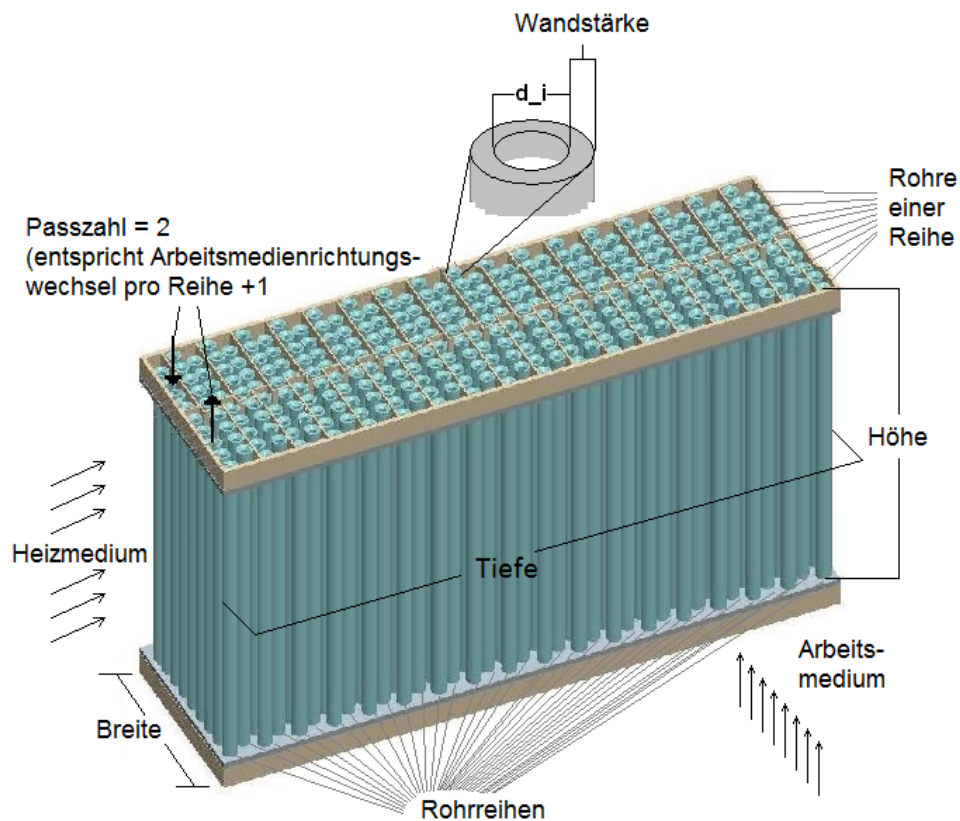


Abbildung 4.7: Prinzipskizze des Rohrbündels eines Rohrbündeldampferzeigers

Zusammenfassend sind an dieser Stelle, wie bereits ausführlich im Kapitel 2.3 erläutert, die Vorgaben und Annahmen sowie die Festlegung der Korrelationsgleichungen für den Wärmeübergang und den Druckverlust der folgenden Auflistung und Tabelle 4.4 zu entnehmen. Die Aufteilung der Bilanzräume ist in Abbildung 2.8 ersichtlich.

- Berücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes sowohl im Arbeits- als auch im Heizmedium (s. Gl. 2.72).
- Berücksichtigung der Rohrrauigkeit mit Rauigkeitsspitzen entsprechend neuem, nahtlosen Edelstahl von maximal 0,06 mm (s. Gl. 2.78 - 2.80).
- Berücksichtigung der 90°- und 180°-Bögen und deren Einfluss auf den Wärmeübergang und den Druckverlust (s. Kapitel 2.3.1 und Gl. 2.81 f.).

- Berücksichtigung des Korrekturfaktors zur Abbildung eines nicht reinen Gegenstromwärmeübertragers (s. Kapitel 2.3.1 und Gl. 2.5).
- Vereinfachte Berechnung der Wandtemperaturen (s. Gl. 2.9 - 2.14).
- Für die Anströmung des Dampferzeugers, sowohl im Arbeitsmedium als auch im Heizmedium, wird von einer homogenen Geschwindigkeitsverteilung über den Anströmungsquerschnitt am Eintritt in den Wärmeübertrager ausgegangen. Die Effekte möglicher Trichter, Zuleitungen oder Ventile werden somit vernachlässigt. Eine Abgastrichtergeometrieoptimierung in Abhängigkeit von der Dampferzeugergeometrievariation erfolgt nicht. Angenommen wird, dass im Fahrzeug Ein- und Austrittstrichter verbaut werden, die einen Druckverlust verursachen, der gegenüber dem reinen Dampferzeugerdruckverlust zu vernachlässigen ist. Dieser Trichterdruckverlust soll kleiner als 5% des Dampferzeugerdruckverlustes sein. Dies bestätigt sich anhand der Ergebnisse der Druckverlustvalidierung im Kapitel 6.1.4 und 6.2.4.
- Die durch das Aufwärmen der Dampferzeugermasse entstehende Trägheit (Wärmespeichervermögen) wird in der Dampferzeugerberechnung im Fahrzyklus vernachlässigt. Die hierdurch entstehende Ungenauigkeit wird im Kapitel 4.7.5 berechnet.
- Die Wärmeleitung längs zur Strömungsrichtung in der Trennwand des Dampferzeugers wird vernachlässigt. Das Verhältnis der Längs- zur Querverwärmung wird im Kapitel 4.7.6 berechnet.
- Wenn aufgrund einer Passzahl¹⁸ von größer eins das Arbeitsmedium auf eine ungerade Anzahl von Rohren verteilt werden muss, wird zum Zweck einer allgemeingültigen Berechnungsroutine für die Simulation das Arbeitsmedium auf halbe Rohre verteilt. Im Fall von z. B. sieben Rohren und einer Passzahl von zwei wird das Arbeitsmedium für die Berechnung auf zweimal dreieinhalb Rohre verteilt. Es wird der Druckverlust und der Wärmeübergang pro Rohr berechnet und auf die Anzahl der Rohre (3,5) umgerechnet. Da dies zu einer Abweichung aufgrund des nicht linearen Verhaltens des Druckverlusts bei Änderung der Geschwindigkeit führt, wird im Kapitel 4.7.7 untersucht, welchen Einfluss diese Vereinfachung hat.

¹⁸Erklärung s. Gl. 4.4.

Bilanzraum	Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen				
	Arbeitsmedium Ethanol		Heizmedium Abgas		
	Wärmeübergang	Druckverlust	Wärmeübergang		Druckverlust
Erwärmung	I	Rohrströmung lokal, \dot{q} konst. ; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103
Verdampfung $0 < x^* \leq 0,2$	IIa	Unterkühltes Sieden; Böckh (2006): Gl. 2.31 - 2.36	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103
	IIb	Blasen- und Strömungsieden; Gl. 2.31 - 2.36	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103
	IIc	Chen (1966): Gl. 2.43 ff.	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103
	IId	Gl. 2.43 ff.	Gl. 2.89 und 2.92 f.	Gl. 2.57 - 2.60	Gl. 2.99 - 2.103
$0,8 < x^* \leq 1$	IIf	Kritisches Sieden (dryout); Groeneveld (1976): Gl. 2.47 f.	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103
Überhitzung	III	Rohrströmung lokal, \dot{q} konst. ; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Querangeströmter Rohrbündel; Gnielinski (2006a): Gl. 2.57 - 2.60	Querangeströmter Rohrbündel; Gaddis und Gnielinski (1983): Gl. 2.99 - 2.103

Tabelle 4.4: Korrelationsgleichungen für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung
 Anm.: Detaillierte Erklärung der Berechnungsgleichungen und Aufteilung der Bilanzräume s. Kapitel 2.3.
 $\dot{q} \hat{=}$ Wärmestromdichte, $x^* \hat{=}$ Strömungsdampfmassegehalt.

4.2.1 Geometrievariation

Bei der Geometrievariation bleiben die in Tabelle 4.5 aufgelisteten Geometriegrößen und Materialeigenschaften fest. Die Variationsbreite und -schrittweite der Geometrieparameter ist in Tabelle 4.6 dargestellt. Zusätzlich wird die Rohranordnung zwischen versetzt und fluchtend¹⁹ variiert.

Geometriegrößen und Materialeigenschaften	Größe	Einheit
Höhe des Rohrbündels	60	mm
Breite des Rohrbündels	230	mm
Tiefe des Rohrbündels	340	mm
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Wärmeleitfähigkeit Stahl	15	W/mK
Dichte Stahl	7900	kg/m ³

Tabelle 4.5: Konstante Geometriegrößen und Materialeigenschaften für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.7 und Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Geometrieparameter	Variationsbreite	Variations-schrittweite	Einheit
Rohraußendurchmesser d_a	3 – 10	1	mm
Rohre je Reihe z	5 – 85	10	-
Rohrreihen n	5 – 205	10	-
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2 – 0,4	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2 – 0,4	0,2	mm
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2 – 0,4	0,2	mm
Passzahl AM Überhitzung	1 – 2	1	-
Passzahl AM Erwärmung	1 – 2	1	-

Tabelle 4.6: Geometrievariation für die Rohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometrieparameter s. Abb. 4.7. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

4.2.1.1 Auswahlkriterien der Geometrieparameter

Kriterium für die Wahl der zu variierenden Geometrieparameter ist deren Einfluss auf die Bewertungsgrößen übertragene Leistung, abgasseitiger Druckverlust und Gewicht.

¹⁹Eine Skizze der fluchtenden und versetzten Rohranordnungen ist in Abb. 2.15 dargestellt.

Die Geometrie Größen Rohraußendurchmesser d_a , Rohre je Reihe z und Rohrreihen n bestimmen die Rohranordnung des Rohrbündels und somit die freie Querschnittsfläche für das Abgas. Hierdurch wird die Abgasgeschwindigkeit und folglich die Reynoldszahl bestimmt. Die Reynoldszahl beeinflusst die Korrelationsgleichungen für den Wärmeübergangskoeffizienten und den Widerstandsbeiwert. Dies spiegelt sich in den Gleichungen für den abgasseitigen Wärmeübergang und Druckverlust (Gl. 2.57 bis 2.60 sowie Gl. 2.99 bis 2.103) wider, die über die Reynoldszahl sowie die dimensionslosen Rohrabstände $a = s_1/d_a$ und $b = s_2/d_a$ beschrieben werden. Zudem geht die Geschwindigkeit quadratisch in den Druckverlust ein. Der Einfluss auf den abgasseitigen Wärmeübergang und Druckverlust ist somit direkt gegeben.

Zusätzlich wirken sich die drei ersten Variationsgrößen d_a , z und n zusammen mit den Passzahlen und den Rohrwandstärken auch auf die freie, arbeitsmedienseitige Querschnittsfläche aus. Wie auf der Abgasseite hat dies Einfluss auf die arbeitsmedienseitige Geschwindigkeit und Reynoldszahl und somit auf den Wärmeübergang und den Druckverlust.

Neben den Wärmeübergangskoeffizienten, die den Wärmedurchgangskoeffizienten beeinflussen, hat die Wärmeübertragerfläche einen direkten Einfluss auf den übertragenen Wärmestrom und somit auf die Dampferzeugerleistung. Die Wärmeübertragerfläche wird durch den Rohrrinnendurchmesser, die Rohranzahl (z und n) und die Rohrwandstärke bestimmt. Die dritte Bewertungsgröße, das Bauteilgewicht, wird von allen acht Variationsgrößen beeinflusst.

Ausgangspunkt für die Variationsbreite und -schrittweite sind kleine und kompakte Rohrbündel mit gängigen Geometriemaßen, wie sie von Gaddis und Gnielinski (1983) und Gnielinski (1978) angegeben werden. Ausgehend von diesen Rohrbündeln deckt die Variation weitere Rohrbündelgeometrien ab, so dass auch neue, noch nicht untersuchte, Geometrien berücksichtigt werden. Im Kapitel 4.2.2 findet zudem eine Untersuchung der Einflüsse der Geometrievariation auf diese Bewertungsgrößen anhand der Simulationsergebnisse statt.

4.2.1.2 Durchführung der Geometrievariation

Für die Geometrievariation werden alle möglichen Kombinationen der Variationsparameter umgesetzt, was rechnerisch zu 48.384 Dampferzeugervariationen mit fluchtender und 48.384 Variationen mit versetzter Rohranordnung führt. Nun stellt sich beispielsweise heraus, dass aufgrund der Variationsbreite nicht alle Rohre, speziell bei zunehmendem Durchmesser, hintereinander oder nebeneinander in dem vorge-

gebenen Bauraum platziert werden können. Dies führt dazu, dass von der fluchtenden Rohranordnung nur 7.680 und von der versetzten nur 16.224 Geometrien gefertigt werden können. Für jeden dieser Dampferzeuger wird eine Basisimulation entsprechend Kapitel 3.1 durchgeführt. Die wichtigsten Auslegungsergebnisse, wie z. B. Temperaturen, Leistungen, Wärmeübergangskoeffizient, Druckverluste sowie dimensionslose Kennzahlen, sind in Tabelle 3.1 aufgeführt und werden für jeden Bilanzraum berechnet. Die Reihenfolge der Geometrievariation wird durch die Reihenfolge der Geometrieparameter in Tabelle 4.6 vorgegeben. Begonnen wird mit dem letzten Geometrieparameter. Dieser wird zu erst variiert. Das heißt, dass die erste Geometrie bestimmt ist durch einen drei Millimeter großen Außenrohrdurchmesser, fünf Rohre je Reihe, fünf Rohrreihen, eine Wandstärke von 0,2 Millimeter in jedem Bereich und eine Passzahl auf der Arbeitsmedienseite von eins in den Bereichen Erwärmung und Überhitzung. Der erste Variationsschritt führt zu Geometrie zwei, die sich in der Arbeitsmedienführung im Bereich der Erwärmung von Passzahl eins auf Passzahl zwei ändert. Die dritte Geometrie besitzt wieder eine Passzahl von eins im Bereich der Erwärmung, hat dafür aber eine Passzahl von zwei im Bereich der Überhitzung. Die restlichen Geometrieparameter entsprechen denen der ersten und zweiten Geometrie.

Die Passzahl beschreibt die Stromführung des Arbeitsmediums in einer Rohrreihe des Rohrbündels. Die Variation zwischen einem und zwei Pässen führt dazu, dass das Arbeitsmedium bei einem Pass durch alle Rohre einer Rohrreihe und bei zwei Pässen nur durch die Hälfte der Rohre einer Rohrreihe strömt und dann umgelenkt durch die andere Hälfte wieder entgegengesetzt zurückströmt.

$$\text{Passzahl} = \frac{\text{Anzahl Rohre je Reihe}}{\text{Anzahl durchströmter Rohre je Reihe}} \quad (4.4)$$

4.2.1.3 Darstellung der Geometrievariation

Abbildung 4.8 zeigt die Geometrievariation in einem Diagramm, in dem auf der Abzisse alle fertigmöglichen Dampferzeugergeometrien von beispielsweise 1 bis 23.904 aufgeführt sind. Auf der Ordinate können beliebige Bewertungsgrößen der Dampferzeuger dargestellt werden. In diesem Fall ist das Rohrbündelgewicht aufgetragen. Die Bewertungsgrößen dienen später der Auswahl der geeignetsten Dampferzeuger. Die Reihenfolge der Dampferzeuger in Abbildung 4.8 entspricht der zuvor beschriebenen Reihenfolge der Geometrievariation.

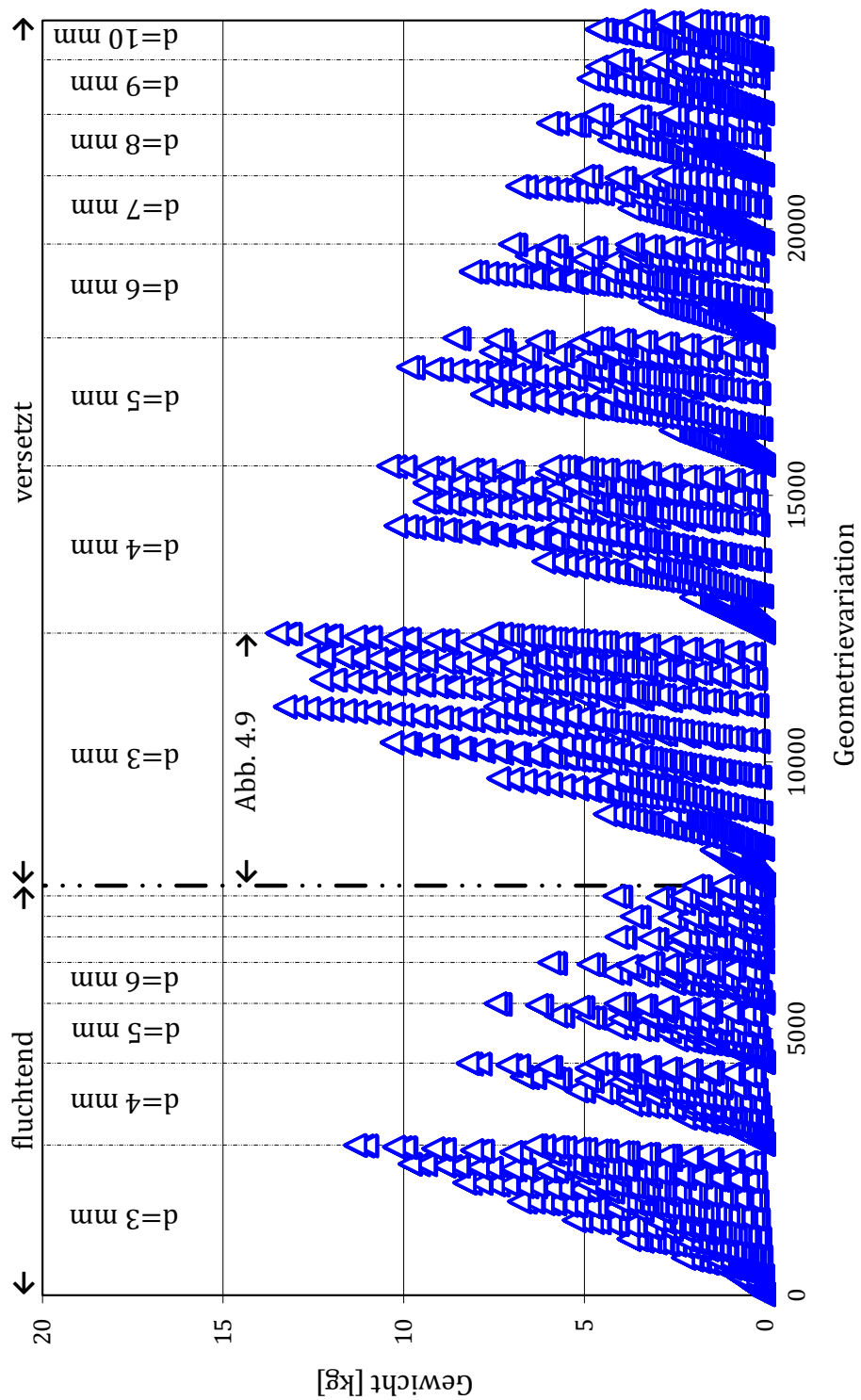
Im weiteren Verlauf der Arbeit werden die Dampferzeuger über die Laufnummer der Geometrievariation, eine Abkürzung für den Dampferzeugertypen und eine Abkürzung für das Medium gekennzeichnet. Für den Rohrbündeldampferzeuger mit dem Arbeitsmedium Ethanol ergeben sich somit die Dampferzeuger *RB-Eth-1* bis *RB-Eth-23904*. Tabelle 4.7 listet die Abkürzungen und die Variationsbreite entsprechend den Dampferzeugertypen auf.

	Ethanol	Wasser	Variationsbreite
Rohrbündel- dampferzeuger	<i>RB-Eth-</i>	<i>RB-H₂O-</i>	1 bis 23.904
Rippenrohrbündel- dampferzeuger	<i>RRB-Eth-</i>	<i>RRB-H₂O-</i>	1 bis 29.020
Kreuzstromplatten- dampferzeuger	<i>KSPL-Eth-</i>	<i>KSPL-H₂O-</i>	1 bis 23.040

Tabelle 4.7: Abkürzungen der Dampferzeugerkennzeichnung

Die gestrichelte dicke senkrechte Linie in Abbildung 4.8 unterteilt die Dampferzeuger in solche mit fluchtender und versetzter Rohranordnung. Die weiteren senkrechten Linien kennzeichnen die Geometrievariationen mit gleichem Rohraußendurchmesser. Hierbei variiert der Durchmesser jeweils von drei bis zehn Millimetern für beide Rohranordnungen. Für jeden Rohrdurchmesser wird entsprechend der zuvor beschriebenen Reihenfolge die Anzahl der Rohre je Reihe, die Rohrreihenanzahl, die Wandstärke und die Passzahl variiert. Die Anzahl der Geometrievariationen je Durchmesser nimmt mit steigendem Durchmesser ab, da der vorgegebene Bauraum die Anzahl an Rohren je Rohrreihe und die Anzahl der Rohrreihen begrenzt. Die Vorgabe der Variationsgrenzen für die Anzahl der Rohre je Reihe und die Rohrreihenanzahl sind so gewählt, dass von fünf Rohren je Reihe und fünf Rohrreihen bis hin zur dichtes möglichen Packung alle Rohrbündelvariationen in Zehnerschritten abgebildet werden. Die größere Anzahl an Geometrievariationen bei versetzter gegenüber fluchtender Rohranordnung liegt daran, dass in der versetzten Anordnung eine dichtere Packung und somit mehr Rohrreihen hintereinander zu realisieren sind.

Die weiteren Geometrievariationen der Anzahl der Rohre je Reihe, der Rohrreihenanzahl und der Rohrwandstärken werden in Abbildung 4.9 ersichtlich, in der die Dampferzeugergeometrien mit drei Millimeter großen Rohrdurchmessern und versetzter Rohranordnung als Teilausschnitt von Abbildung 4.8 eingezeichnet sind (*RB-Eth-7681* bis *RB-Eth-12416*).

Abbildung 4.8: Geometrievariation des Rohrbündeldampferzeugers (*RB-Eth-1* bis *RB-Eth-23904*)

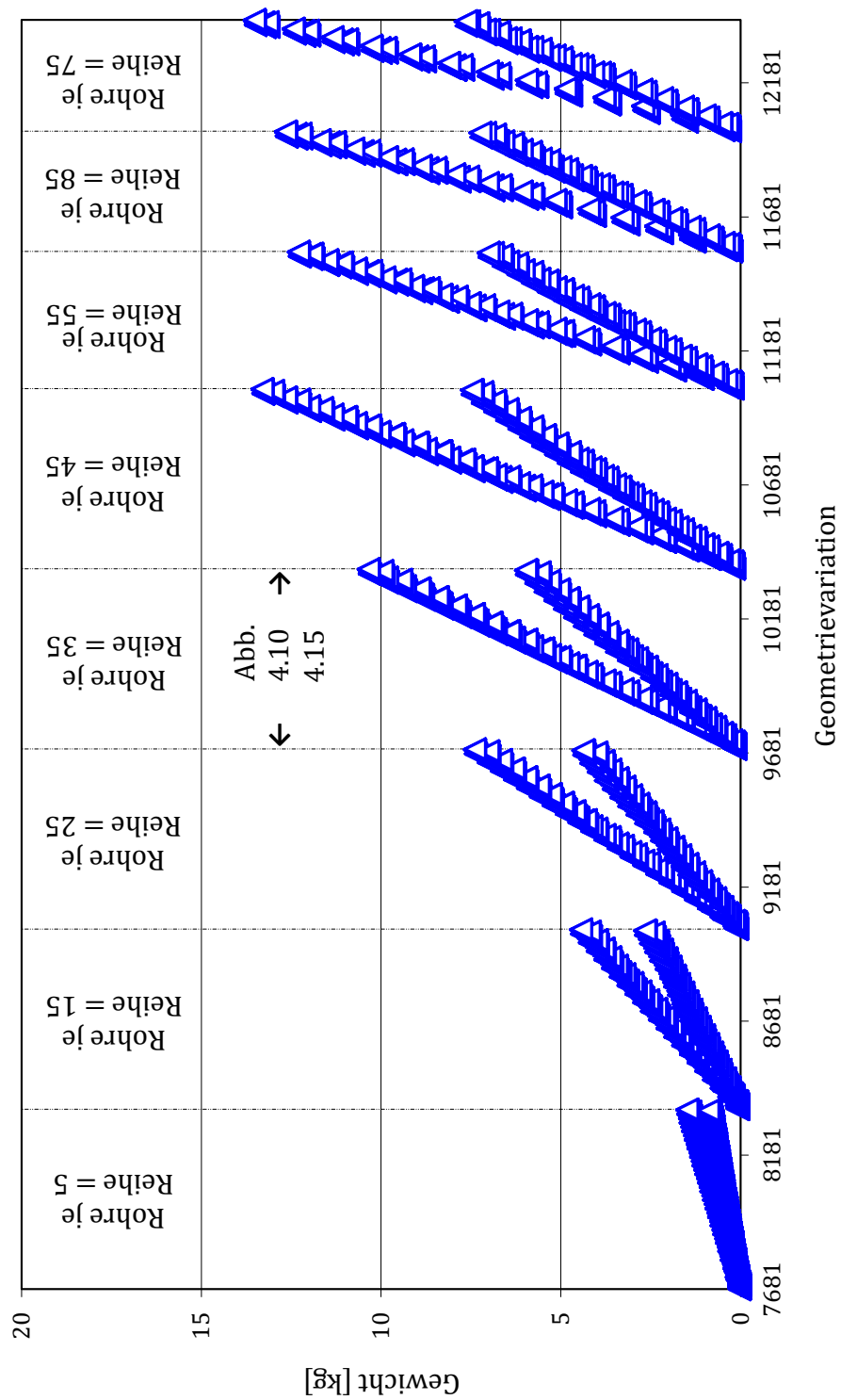


Abbildung 4.9: Ausschnitt der Geometrievariation des Rohrbündeldampferzeigers (*RB-Eth-7681* bis *RB-Eth-12416*)

Die Variation der Anzahl der Rohre je Reihe von 5 – 75 in Zehnerschritten ist hierbei anhand der acht Bereiche, ebenfalls abgegrenzt durch gestrichelte, senkrechte Linien, zu erkennen. 85 Rohre je Reihe passen bei der Bauraumvorgabe und dem Rohrdurchmesser dieses Variationsabschnittes nicht nebeneinander. Innerhalb jedes dieser Bereiche wird die Anzahl der Rohrreihen von fünf bis maximal 205 in Zehnerschritten variiert, was anhand des steigenden Bauteilgewichts ersichtlich wird. Ursache für die versetzt steigenden Verläufe und die Gruppierungen des Gewichts sind die Rohrwandstärken, die für jede Rohrreihenanzahl und jeden Sektor²⁰ 0,2 mm und 0,4 mm betragen können.

Lediglich die Passzahlvariation ist nicht anhand des Rohrbündelgewichts zu erkennen, da die Gewichtsänderung durch die Variation der Umlenkungen vernachlässigt wird. Die Umlenkungen werden als Kammern im Deckel integriert und somit bedarf es nur einer Anpassung der Form der Kammern, was nahezu keine Gewichtsveränderung bewirkt (s. Abb. 5.6).

Die Stromführung wird zwischen einem und zwei Pässen variiert. Dadurch ist der Arbeitsmedienmassenstrom pro Rohr bei zwei Pässen doppelt so groß wie bei einem Pass, was sich wiederum in einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit und somit einer Verbesserung des Wärmeübergangs äußert. Der Einfluss der Änderung des arbeitsmedienseitigen Wärmeübergangs und somit der Änderung der Arbeitsmedienstromführung auf den übertragenen Wärmestrom nimmt mit steigender Rohrreihenanzahl ab, da sich der übertragene Wärmestrom dem maximal²¹ aus dem Abgas entnehmbaren Wärmestrom von 38,6 kW annähert. Die steigende Rohrreihenanzahl führt zu einer Zunahme der Wärmeübertragerfläche.

Ersichtlich wird dies in Abbildung 4.10, in der zusätzlich der übertragene Wärmestrom und der Druckverlust abgebildet sind. Abbildung 4.10 zeigt den Teilausschnitt von Abbildung 4.9, in dem die Geometrievariation bei festen 35 Rohren je Reihe mit einem Durchmesser von drei Millimeter in versetzter Anordnung dargestellt ist. Variiert werden die Rohrreihenanzahl (5 - 205), die Rohrwandstärke (0,2 mm, 0,4 mm) und die Passzahl (1, 2). Betriebspunkt dieser Geometrievariation ist BP III. Es erfüllen nur die 14 Rohrreihenvariationsschritte 45 bis 175 Rohrreihen die Geometriegültigkeitsgrenzen. Werden Kenngrößen in der vorgestellten Darstellungsform

²⁰Einteilung der Sektoren s. Abb. 2.8.

²¹Der maximal zu übertragene Wärmestrom wird im Grenzfall unendlicher Wärmeübertragerfläche durch die Arbeitsmedien- und die Abgaseintrittstemperatur und den Abgasmassenstrom, die alle drei vorgegeben sind, sowie den Pinch Point bestimmt. Der Pinch Point liegt für alle Dampferzeuger der Geometrievariation zwischen der Abgasaustritts- und der Arbeitsmedieneintrittstemperatur (s. Abb. 2.8).

abgebildet, die einer oder mehrerer Korrelationsgleichungen bedürfen (z. B. \dot{Q} , α oder Δp), wird angegeben, ob die Gültigkeitsgrenzen dieser Korrelationen eingehalten oder überschritten sind.

Das Arbeitsmedium dieser Rohrbündelauslegung ist Ethanol (*RB-Eth*) und die Ergebnisse der Berechnung werden im Kapitel 4.2.2 vorgestellt. Die Ergebnisse der Rohrbündelauslegung für das Arbeitsmedium Wasser (*RB-H₂O*), ebenfalls versetzte und fluchtende Rohranordnung, werden im selben Kapitel kurz vorgestellt und vollständig im Anhang A.11.1 in Abbildung A.28 bis A.30 sowie Tabelle A.9 und A.10 aufgeführt. Die zugehörigen Korrelationsgleichungen für die Berechnung des Druckverlustes und des Wärmeübergangs in jedem Sektor für das Arbeitsmedium Wasser können der Tabelle 4.4 entnommen werden.

4.2.2 Berechnung und Vorauswahl

Im Folgenden werden die Berechnung sowie die Vorauswahl für die Dampferzeugerauslegung ausführlich für den charakteristischen Betriebspunkt BP III vorgestellt. Dies dient zum einen dem besseren Verständnis der Vorgehensweise der Berechnung aller drei Dampferzeugertypen (Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger) sowie aller drei Betriebspunkte und zum anderen als Grundlage für das Dampferzeugeroptimierungsverfahren.

Abbildung 4.11 bildet für einen ersten Überblick das Rohrbündelgewicht, den abgasseitigen Druckverlust und den übertragenen Wärmestrom als wichtigste Auslegungskriterien für jeden fertigbaren Dampferzeuger ab. Das Gewicht wird für jeden fertigbaren Dampferzeuger berechnet und aufgetragen (*RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904*). Der Wärmestrom und der Druckverlust hingegen werden nur im Fall der Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen der Korrelationsgleichungen berechnet und abgebildet²².

Die drei Verläufe erscheinen plausibel. Das Gewicht berechnet sich aus der Geometrie des Rohrbündels (Materialvolumen) und der Materialdichte. Die Verläufe des Wärmestroms und des Druckverlustes beruhen auf den zugrunde gelegten Berechnungsgleichungen. Die Zunahme der Anzahl der Rohre bewirkt eine Zunahme der Wärmeübertragerfläche, was folglich zu einem Anstieg des übertragenen Wärmestroms führt. Es ergibt sich für den übertragenen Wärmestrom ein asymptotischer Verlauf für die übertragene Leistung, da mit steigender Wärmeübertragerfläche der Grenzwert von 38,6 kW erreicht wird²³. Zudem führt die steigende Zahl an Rohren

²²Die Gültigkeitsgrenzen aller verwendeten Korrelationsgleichungen sind im Kapitel 2.3 aufgeführt.

²³Der Pinch Point liegt für alle Dampferzeuger der Geometrievariation zwischen der Abgasaustritts- und der Arbeitsmedieneintrittstemperatur (s. Abb. 2.8).

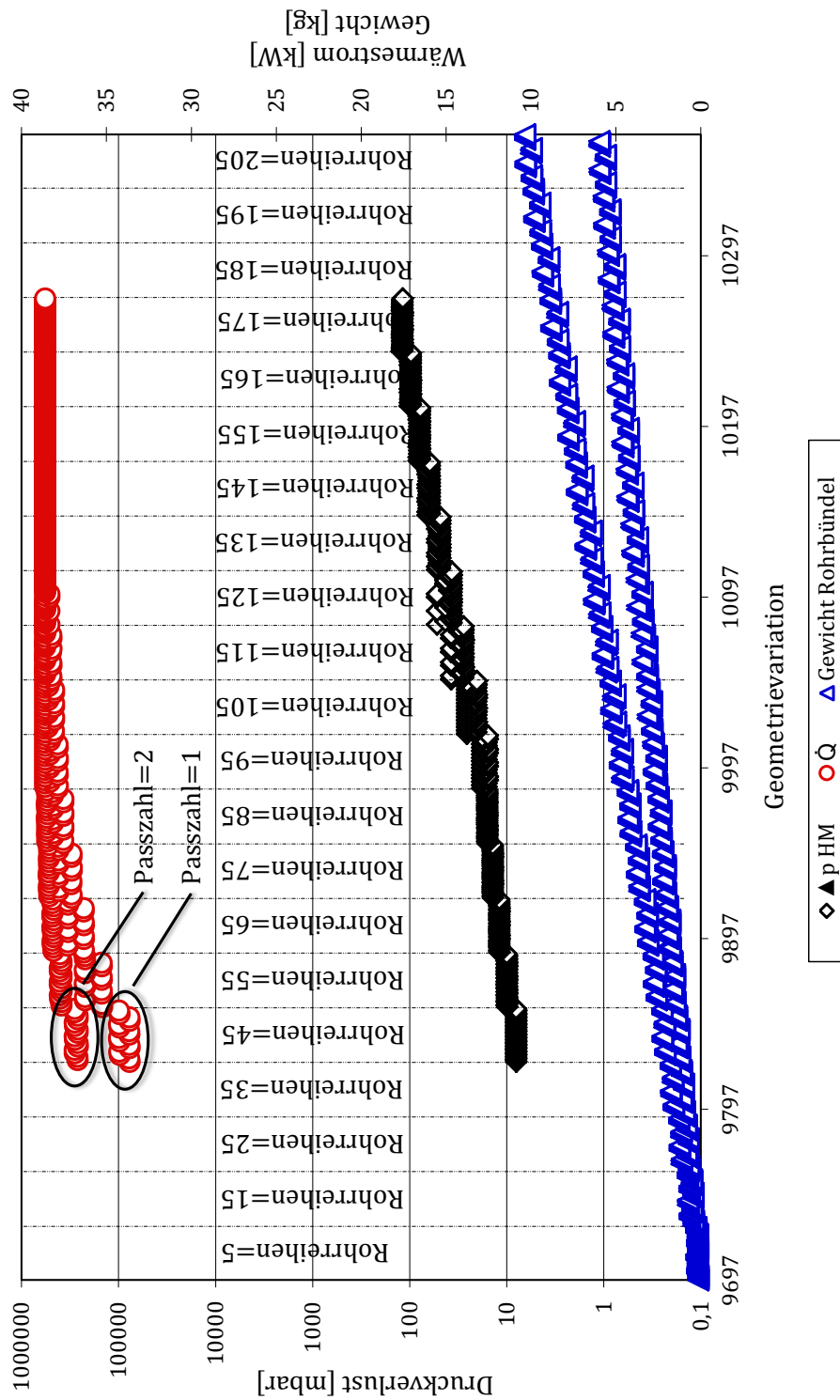


Abbildung 4.10: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-10368* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

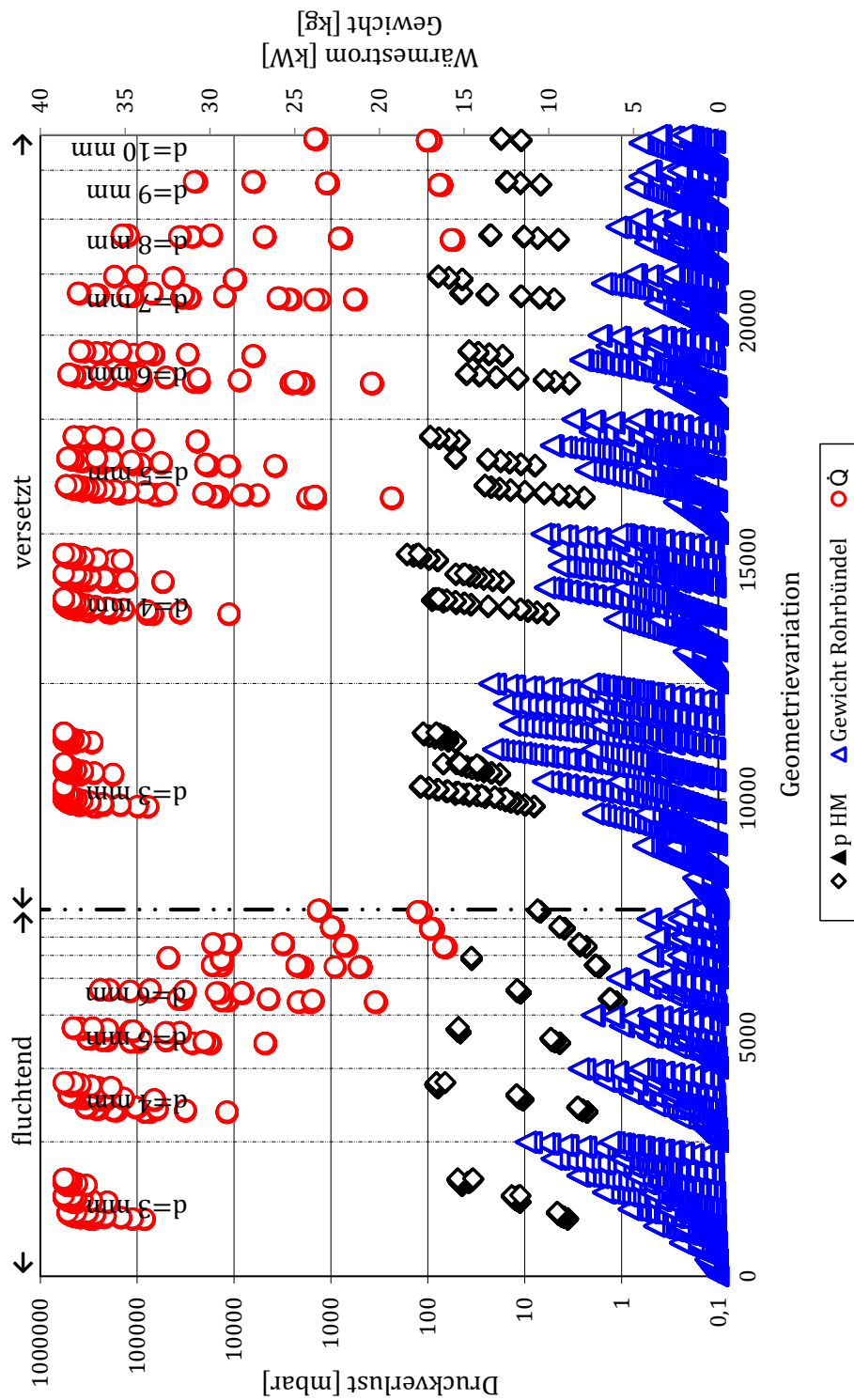


Abbildung 4.11: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

zu einer Abnahme der freien Querschnittsfläche auf der Abgasseite. Der abgasseitige Druckverlust steigt. Die Tatsache, dass die Anstiege des Wärmestroms und des Druckverlustes nicht bei jedem Geometrievariationsschritt die gleiche Steigung aufweisen, liegt an der nicht prozentual kontinuierlichen Steigerung der Anzahl der Rohre (Wärmeübertragerfläche) und der Übergänge von laminarer zu turbulenter Strömung. Nach der Variation der Rohrreihenanzahl für eine feste Anzahl an Rohren je Reihe (z. B. 35 in Abb. 4.10) wird im nächsten Variationsblock wieder die Anzahl der Rohrreihen für die feste Anzahl von 45 Rohren je Reihe variiert. Dies erklärt z. B. die Sprünge beim Übergang von einem Variationsblock mit 35 Rohren je Reihe auf einen mit 45 Rohren je Reihe.

4.2.2.1 Einflüsse der Geometrievariationsgrößen

Im Folgenden werden die Einflüsse der Geometrieparameter Rohraußendurchmesser, Rohranzahl je Reihe, Rohrreihenanzahl, Wandstärke und Passzahl auf die Bewertungsgrößen übertragener Wärmestrom, abgasseitiger Druckverlust und Rohrbündelgewicht betrachtet und somit zum einen die Wahl der Geometrievariationsparameter überprüft und zum anderen eine Hilfestellung für weitere Dampferzeugeroptimierungsaufgaben gegeben. Hierfür wird explizit auf die Variation der Wandstärke und der Passzahl eingegangen, da die Einflüsse dieser Variationsgrößen nur schwer aus den bereits beschriebenen Diagrammen abzulesen sind²⁴ und zudem die Einflüsse der Größen Rohraußendurchmesser, Rohranzahl je Reihe und Rohrreihenanzahl bereits im Kapitel 4.2.1 thematisiert wurden und ohne detaillierte Untersuchung deutlich werden.

Eine Variation der Anzahl der Rohre je Reihe oder der Rohrreihenanzahl, speziell bei einer Variationsbreite von 5 bis 85 bzw. 5 bis 205, hat starken Einfluss auf die Wärmeübertragerfläche und die freie Querschnittsfläche des Abgases, welche maßgeblich den übertragenen Wärmestrom und den abgasseitigen Druckverlust beeinflussen. Die Auswirkungen auf den übertragenen Wärmestrom, den abgasseitigen Druckverlust sind z. B. in Abbildung 4.10 und 4.11 deutlich zu erkennen. Auch der Rohraußen-

²⁴Die Größen Passzahl und Wandstärke werden in der Variationsreihenfolge der Geometrievariation als erstes variiert und somit entsteht keine fortlaufende Abfolge von konstanten Passzahlen oder Wandstärken. Im Vergleich hierzu ist z. B. die Variation der Rohraußendurchmesser deutlich besser in den entsprechenden Abbildungen zu erkennen. S. z. B. Abb. 4.11. Auch die Variation der Anzahl der Rohre je Reihe und der Rohrreihenanzahl ist in dieser Abbildung zu erkennen, z. B. zeigen die drei Verläufe des übertragenen Wärmestroms im ersten Teilbereich von Abb. 4.11 ($d_a=3$ mm) jeweils die schrittweise Erhöhung der Rohrreihenanzahl. Die Variation der Anzahl der Rohre je Reihe wird aus den Startpunkten dieser Verläufe ersichtlich, die mit steigender Anzahl an Rohren je Reihe zunehmen.

durchmesser wirkt sich stark auf die Wärmeübertragerfläche aus. Bei festem Bau-
raum nimmt die Wärmeübertragerfläche bei Halbierung des Rohraußendurchmessers
und gleichbleibenden Rohranordnungsfaktoren a und b ²⁵ exponentiell zu, wobei die
freie Querschnittsfläche des Abgases gleich bleibt.

Für die Geometriegrößen Passzahl und Wandstärke sind die prozentualen Änderun-
gen des übertragenen Wärmestroms und des abgasseitigen Druckverlustes anhand
der Simulationsergebnisse der gesamten Rohrbündelgeometrievariation ausgewertet.
Die Ergebnisse bei Änderung der Passzahl sind hierbei Tabelle 4.8 zu entnehmen. Es
wird der Passzahleinfluss anhand von drei Variationen untersucht. Ausgehend von
einer Passzahl von eins in allen drei Sektoren $(1/1/1)$ ²⁶, wurde einmal isoliert die
Passzahl im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt auf zwei geändert $(2/1/1)$,
zudem wurde die Passzahl in den beiden Sektoren Erwärmung bis zum Siedepunkt
und Überhitzung ab dem Taupunkt auf zwei geändert $(2/1/2)$ und abschließend
wurde die Passzahl isoliert im Bereich der Überhitzung auf zwei geändert $(1/1/2)$.
Die Wandstärke ist bei dieser Variation fest 0,2 mm in jedem Sektor. Die restli-
chen Variationsgrößen werden über die gesamte Variationsbreite variiert. In Tabelle
4.8 sind die maximalen Änderungen in positiver und negativer Richtung aufgeführt.
Betrachtet werden die Geometrien, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen der Kor-
relationsgleichungen einhalten.

Passzahlvariation	$\Delta\Delta p$		$\Delta\dot{Q}$		Einheit
	neg.	pos.	neg.	pos.	
$(1/1/1)$ auf $(2/1/1)$	-31,6	0,8	-0,1	24,0	%
$(1/1/1)$ auf $(2/1/2)$	-31,7	0,8	0,0	24,3	%
$(1/1/1)$ auf $(1/1/2)$	-0,6	0,0	0,0	1,34	%

Tabelle 4.8: Einfluss der Passzahlvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für
RB-Eth-01 bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: $(1/1/1) - (2/1/1) - (2/1/2) - (1/1/2) \hat{=}$ Passzahl der drei Sektoren. Einteilung der Sektoren
s. Abb. 2.8.

Es zeigt sich, dass die Änderung der Passzahl für die beiden ersten Variationen einen
großen Einfluss sowohl auf den Druckverlust als auch auf den übertragenen Wärme-
strom haben. Durch die Verdoppelung des Massenstroms pro Rohr verbessert sich
der Wärmeübergang und das Abgas wird weiter abgekühlt. Folglich wird der Abgas-

²⁵Eine detaillierte Erklärung der Geometriegrößen a und b befindet sich in Abb. 2.19.

²⁶Die Schreibweise $(1/1/1)$ bzw. $(2/1/1)$ sowie $(0,2/0,2/0,2)$ beschreiben die Passzahl bzw. die
Wandstärke in den drei Sektoren Erwärmung bis zum Siedepunkt, Verdampfung vom Siedepunkt
bis zum Taupunkt und Überhitzung ab dem Taupunkt. Einteilung der Sektoren s. Abb. 2.8.

volumenstrom kleiner²⁷ und der Druckverlust sinkt. Die isolierte Betrachtung des dritten Sektors, Überhitzung ab dem Taupunkt, hat nahezu keine Auswirkung. Hierdurch wird deutlich, dass die Änderungen bei der zweiten Variation alleine auf der Variation im Sektor I, Erwärmung bis zum Siedepunkt, beruhen. Die Steigerung des Wärmeübergangs auf der Arbeitsmedienseite wirkt sich nur im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt merklich aus, da hier der Wärmeübergangskoeffizient auf der Arbeitsmedienseite nicht, wie in den anderen Sektoren, bereits um ein vielfaches größer ist als der Wärmeübergangskoeffizient auf der Abgasseite. Zur Reduzierung der Anzahl der Geometrievariationen kann die Variation der Passzahl im Bereich der Überhitzung, wie es im Bereich der Verdampfung bereits vollzogen wird, aufgrund eines geringen Einflusses auf die Bewertungsgrößen übertragener Wärmestrom und abgasseitiger Druckverlust eingespart werden. Die Ergebnisse aller Geometrievariationen sind in Abbildung 4.12 dargestellt.

Die Ergebnisse bei Änderung der Wandstärke sind in Tabelle 4.9 zusammengefasst. Hierbei wird, ausgehend von einer Wandstärke von 0,2 mm in allen drei Sektoren, jeweils die Wandstärke auf 0,4 mm in einem der drei Sektoren und gleichzeitig in den beiden Sektor I und III erhöht. Diese Veränderung der Wandstärke wird jeweils für alle vier möglichen Passzahlkonstellationen durchgeführt. Diese sind (1/1/1), (1/1/2), (2/1/1) und (2/1/2). Betrachtet werden weiterhin nur Geometrien, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten.

Es zeigt sich, dass nur die Änderung der Wandstärke im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkte mit Steigerungen des übertragenen Wärmestroms zwischen maximal 7,4% und 16,4% für die verschiedenen Passzahlkonstellationen einen Einfluss haben. Bei der Wandstärkenvariation im Sektor II und III sind die Steigerungen maximal 0,2%. Die Absenkung des übertragenen Wärmestroms ist für alle drei Variationen geringer als 1%.

Gleiches zeigt sich auch beim abgasseitigen Druckverlust. Nur bei Wandstärkenänderungen im Sektor I treten maximale Absenkungen von 15,1% bis 26,7% auf. Für die Sektoren II und III sind es maximal 0,2%. Eine mögliche Steigerung des Druckverlustes fällt im Sektor I mit maximal 0,5% zwar doppelt so hoch aus wie im Sektor II und III, ist aber aufgrund der geringen absoluten Änderung zu vernachlässigen.

Die gleichzeitige Variation der Wandstärke im Sektor I und III zeigt die insgesamt maximal zu erreichenden Änderungen aufgrund der Wandstärkenvariation. Diese

²⁷Die niedrigere, mittlere Temperatur im Bilanzraum führt zu einer geringeren Dichte und somit zu einem kleineren Volumenstrom.

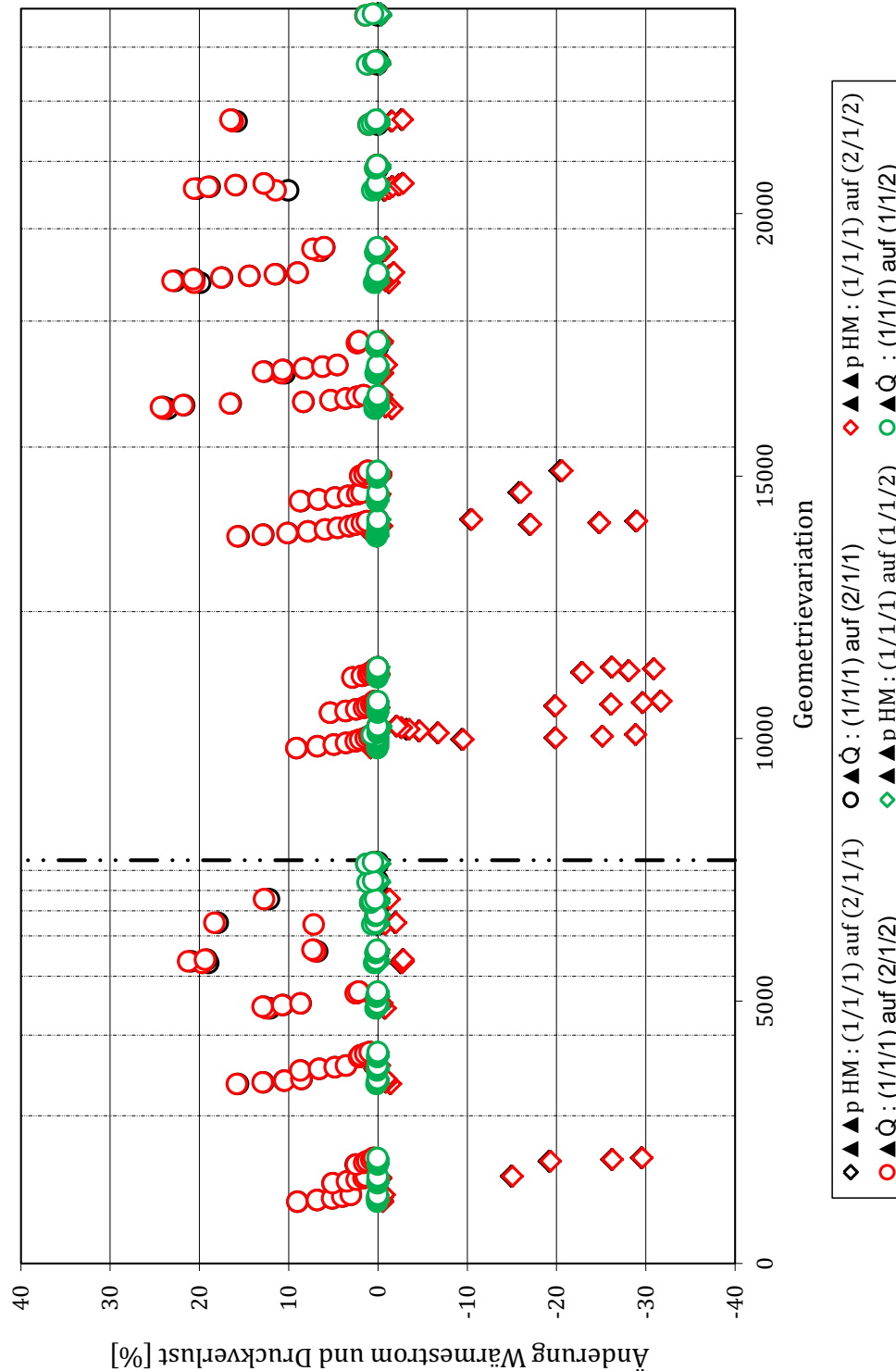


Abbildung 4.12: Einfluss der Passzahlvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: (1/1/1) - (2/1/1) - (2/1/2) - (1/1/2) $\hat{=}$ Passzahl der drei Sektoren. Einteilung der Sektoren s. Abb. 2.8. Die Symbole der Passzahlvariation (1/1/1) auf (2/1/1) und (1/1/1) auf (2/1/2) liegen fast identisch aufeinander. Somit überdecken sich die Symbole in der Abbildung.

Wandstärkenvariation	$\Delta\Delta p$		$\Delta\dot{Q}$		Δm		Einheit
(0,2/0,2/0,2) auf (0,4/0,2/0,2)	neg.	pos.	neg.	pos.	neg.	pos.	
Passzahl (1/1/1)	-26,6	0,5	-0,1	7,7	0,0	84,2	%
Passzahl (1/1/2)	-15,1	0,3	-0,1	16,4	0,0	84,1	%
Passzahl (2/1/1)	-26,7	0,5	-0,1	7,4	0,0	84,4	%
Passzahl (2/1/2)	-15,3	0,3	-0,2	12,5	0,0	84,4	%
(0,2/0,2/0,2) auf (0,2/0,4/0,2)	neg.	pos.	neg.	pos.	neg.	pos.	
Passzahl (1/1/1)	-0,2	0,1	-0,1	0,2	0,0	20,9	%
Passzahl (1/1/2)	0,0	0,2	-0,1	0,1	0,0	25,2	%
Passzahl (2/1/1)	0,0	0,1	-0,1	0,2	0,0	21,2	%
Passzahl (2/1/2)	-0,1	0,2	0,0	0,1	0,0	25,4	%
(0,2/0,2/0,2) auf (0,2/0,2/0,4)	neg.	pos.	neg.	pos.	neg.	pos.	
Passzahl (1/1/1)	-0,2	0,0	0,0	0,2	0,0	8,0	%
Passzahl (1/1/2)	0,0	0,0	0,0	0,2	0,0	8,0	%
Passzahl (2/1/1)	-0,1	-0,1	-0,6	0,2	0,0	6,4	%
Passzahl (2/1/2)	-0,2	0,1	-0,1	0,2	0,0	6,4	%
(0,2/0,2/0,2) auf (0,4/0,2/0,4)	neg.	pos.	neg.	pos.	neg.	pos.	
Passzahl (1/1/1)	-26,6	0,4	-0,1	7,7	0,0	85,5	%
Passzahl (1/1/2)	-15,1	0,2	0,0	16,5	0,0	85,5	%
Passzahl (2/1/1)	-26,7	0,5	-0,1	7,4	0,0	85,5	%
Passzahl (2/1/2)	-15,3	0,2	-0,1	12,5	0,0	85,5	%

Tabelle 4.9: Einfluss der Wandstärkenvariation auf den Druckverlust Δp und den Wärmestrom \dot{Q} für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: (1/1/1) - (1/1/2) - (2/1/1) - (2/1/2) $\hat{=}$ Passzahl der drei Sektoren. (0,4/0,2/0,2) - (0,2/0,4/0,2) - (0,2/0,2/0,4) - (0,4/0,2/0,4) $\hat{=}$ Wandstärke der drei Sektoren. Einteilung der Sektoren s. Abb. 2.8.

sind aber, wie zuvor bereits erklärt, nur geringfügig größer, als die bei isolierter Variation der Wandstärke im Sektor I.

Die Ergebnisse für jede Geometrievvariation, basierend auf einer Wandstärkenvariation von (1/1/1) auf (2/1/2) sind zudem in Abbildung 4.13 dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Änderung der Wandstärke im Sektoren I zu einer Gewichtserhöhung von 65% bis 85% führen.

4.2.2.2 Geometriegültigkeitsgrenzen

Für die Suche nach dem geeignetsten Dampferzeuger sind die Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen ein wichtiges und zugleich kritisches Kriterium. Auf der einen Seite sollen neue Dampferzeugertypen und -geometrien untersucht werden, was einem Eingrenzen aufgrund der Geometriegültigkeitsgrenzen widerspricht und auf der anderen Seite muss die Auslegungsgenauigkeit beachtet werden, was wiederum die Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen zwingend erfordert. Dieser Zielkonflikt lässt sich nur durch weitere Grundlagenforschung lösen. Für Dampferzeuger, die sehr gute Eigenschaften außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen erwarten lassen, sind neue Versuchsreihen zur Bestimmung neuer Berechnungsgleichungen durchzuführen oder Extrapolationsansätze zu entwickeln. Daher wird im weiteren Verlauf der Auslegung und Optimierung untersucht, ob für Berechnungsgleichungen die Möglichkeit der Anwendung außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen besteht und für welche Berechnungsgrößen und Geometrien eventuell neue Gleichungen erarbeitet werden müssen. Abbildung 4.14 zeigt daher die Auslegungsergebnisse der Geometrievvariation ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen.

Hierbei ist zu erkennen, dass der Verlauf des Wärmestroms für jeden Rohrdurchmesserbereich und jede feste Anzahl an Rohren je Reihe sich bei Variation der restlichen Geometrievvariation asymptotisch dem Grenzwert von 38,6 kW annähert, was aufgrund der zunehmenden Wärmeübertragerfläche plausibel erscheint. Der Druckverlust hingegen weist nicht immer den erwarteten Anstieg mit Zunahme der Anzahl der Rohre und somit Verringerung der freien Querschnittsfläche auf. Vielmehr zeigen sich Sprünge im Druckverlust bei Variation der Geometrie, die der Theorie widersprechen. Dies zeigt sich z. B. im Bereich der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-384* in Abbildung 4.14. Es ist ein Abfall des Druckverlustes trotz Zunahme der Rohre zu erkennen.

Für die Bewertung der Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Basissimulationen, einmal mit und einmal ohne

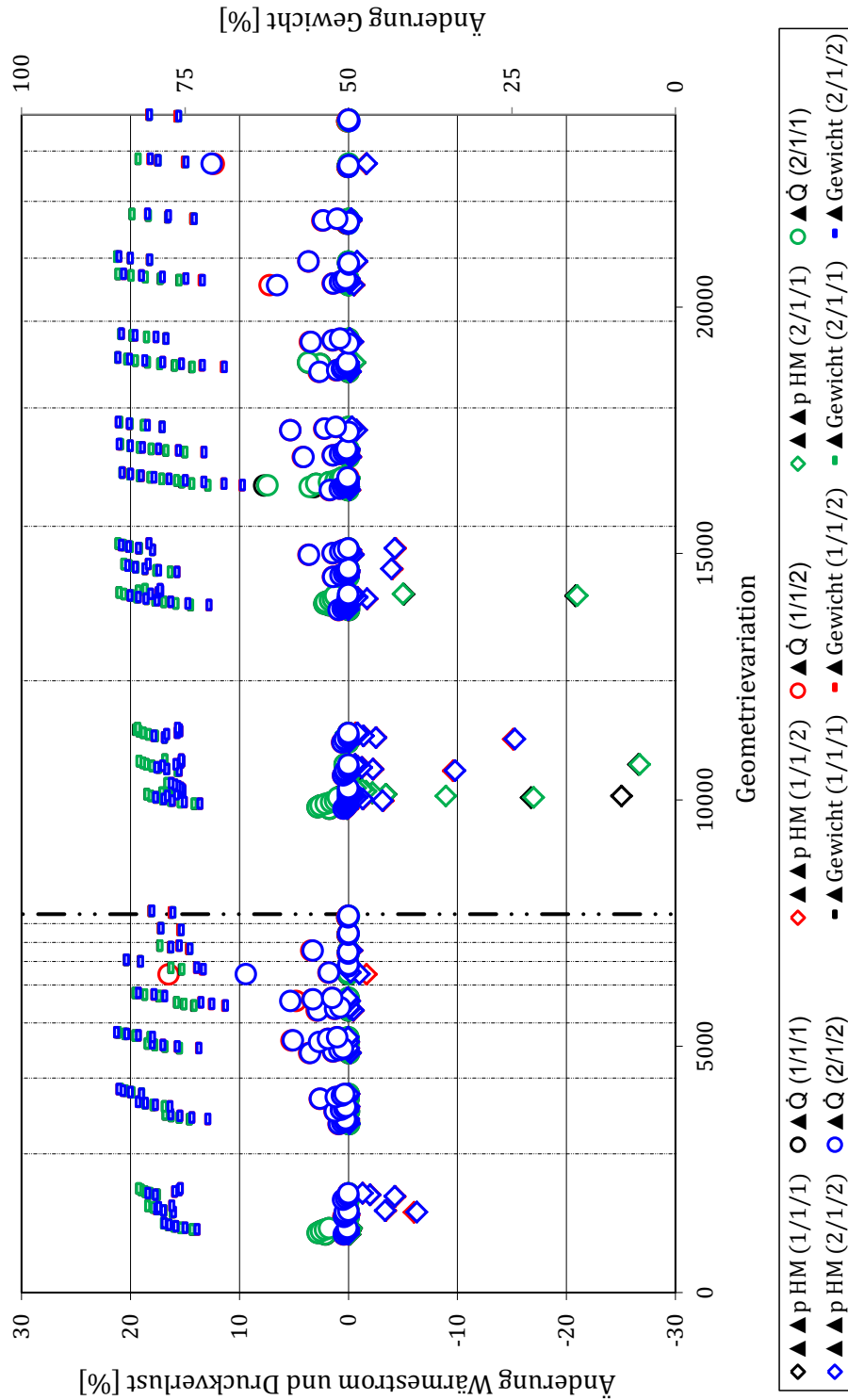


Abbildung 4.13: Einfluss der Wandstärkenvariation auf den Druckverlust Δp , den Wärmestrom \dot{Q} und das Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: (1/1/1) - (1/1/2) - (2/1/1) - (2/1/2) $\hat{=}$ Passzahl der drei Sektoren. Einteilung der Sektoren s. Abb. 2.8.

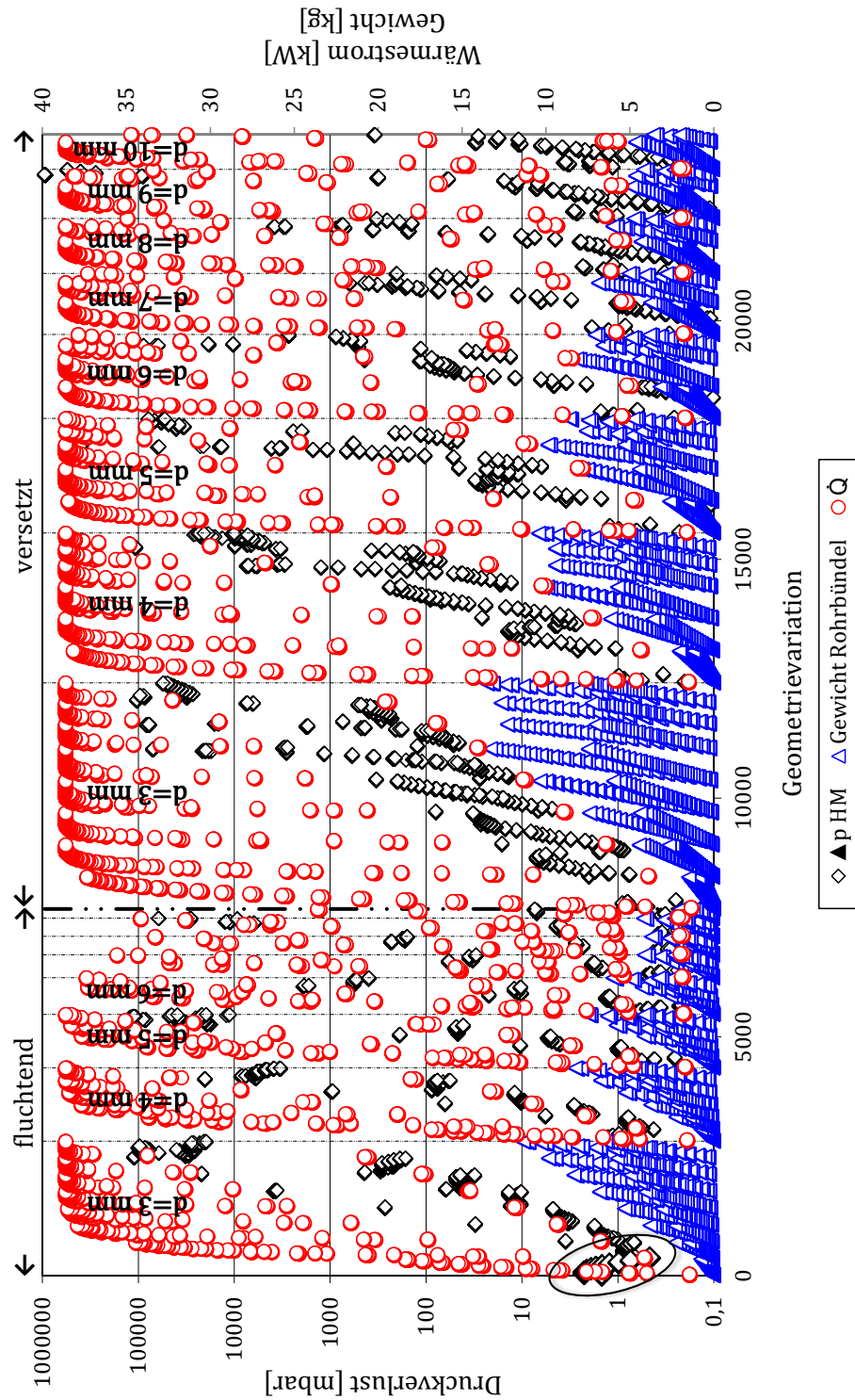


Abbildung 4.14: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RB-Eth-01$ bis $RB-Eth-23904$ ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen, gegenübergestellt. Diese Gegenüberstellung wird exemplarisch am Geometrievariationsteilausschnitt *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-10368*, dargestellt in Abbildung 4.10 bei Einhaltung und in Abbildung 4.15 ohne Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen, diskutiert. Es zeigt sich, dass bei der Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen die Dampferzeuger *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-9824* und *RB-Eth-10273* bis *RB-Eth-10368* außerhalb der Grenzen liegen.

Eine Berechnung des Wärmestroms außerhalb der Gültigkeitsgrenzen für die Dampferzeuger *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-9824* und *RB-Eth-10273* bis *RB-Eth-10368* sowie des Druckverlustes für die Dampferzeuger *RB-Eth-10273* bis *RB-Eth-10368* führt zu Verläufen, die der Weiterführung der Verläufe bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen entsprechen. Sowohl die Berechnung anhand der verwendeten Gleichungen als auch die Extrapolation einer Ausgleichskurve der Werte innerhalb der Gültigkeit bilden in diesem Fall die erwarteten Ergebnisse bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen ab. Die Richtigkeit beider Ansätze ist jedoch nicht allgemeingültig bewiesen. Zum einen kann die Verwendung der bestehenden Gleichungen gelegentlich zu Kurvenverläufen führen, die außerhalb der Gültigkeitsgrenzen z. B. abknicken²⁸ und somit dem realen Verhalten widersprechen. Zum anderen wird die Extrapolation einer Ausgleichskurve außerhalb der Gültigkeitsgrenzen immer den Verlauf der Ausgangsdaten im Gültigkeitsbereich, z. B. linear, widerspiegeln. Wenn der wahre Verlauf jedoch ein quadratischer ist und nur der Ausschnitt innerhalb der Gültigkeitsgrenzen einen linearen Verlauf aufweist, führt die Extrapolation der Ausgleichskurve zu Abweichungen. Diese Abweichungen steigen meist mit zunehmender Extrapolation.

In wie weit die Berechnungsgenauigkeiten der Originalquellen von Gaddis und Gnielinski (1983) und Gnielinski (1978) bei einem dieser Verfahren explizit eingehalten werden, muss in einer gesonderten Betrachtung, idealerweise inklusive Versuchsprogramm, untersucht werden. Basierend auf den Erfahrungen des Autors und allgemeinen Überlegungen ist jedoch davon auszugehen, dass die Abweichungen in dem hier untersuchten Bereich gering sind.

Die Ergebnisse der Druckverlustberechnung für die Dampferzeuger *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-9824* rechtfertigen hingegen keine Anwendung der verwendeten Gleichungen. Der Druckverlust für die ersten beiden Variationsschritte der Rohrreihen (s. Abb. 4.15) liegt über dem des folgenden Variationsschrittes, obwohl die Geometrien dieser Dampferzeuger zu einem geringeren Druckverlust führen müssten. Mit jeder

²⁸Die verwendeten Korrelationsgleichungen sind teilempirische Gleichungen und es kann sein, dass sie im Gültigkeitsbereich eine gute Abbildung des zu beschreibenden Verhaltens ermöglichen, jedoch außerhalb der Grenzen stark abweichen.

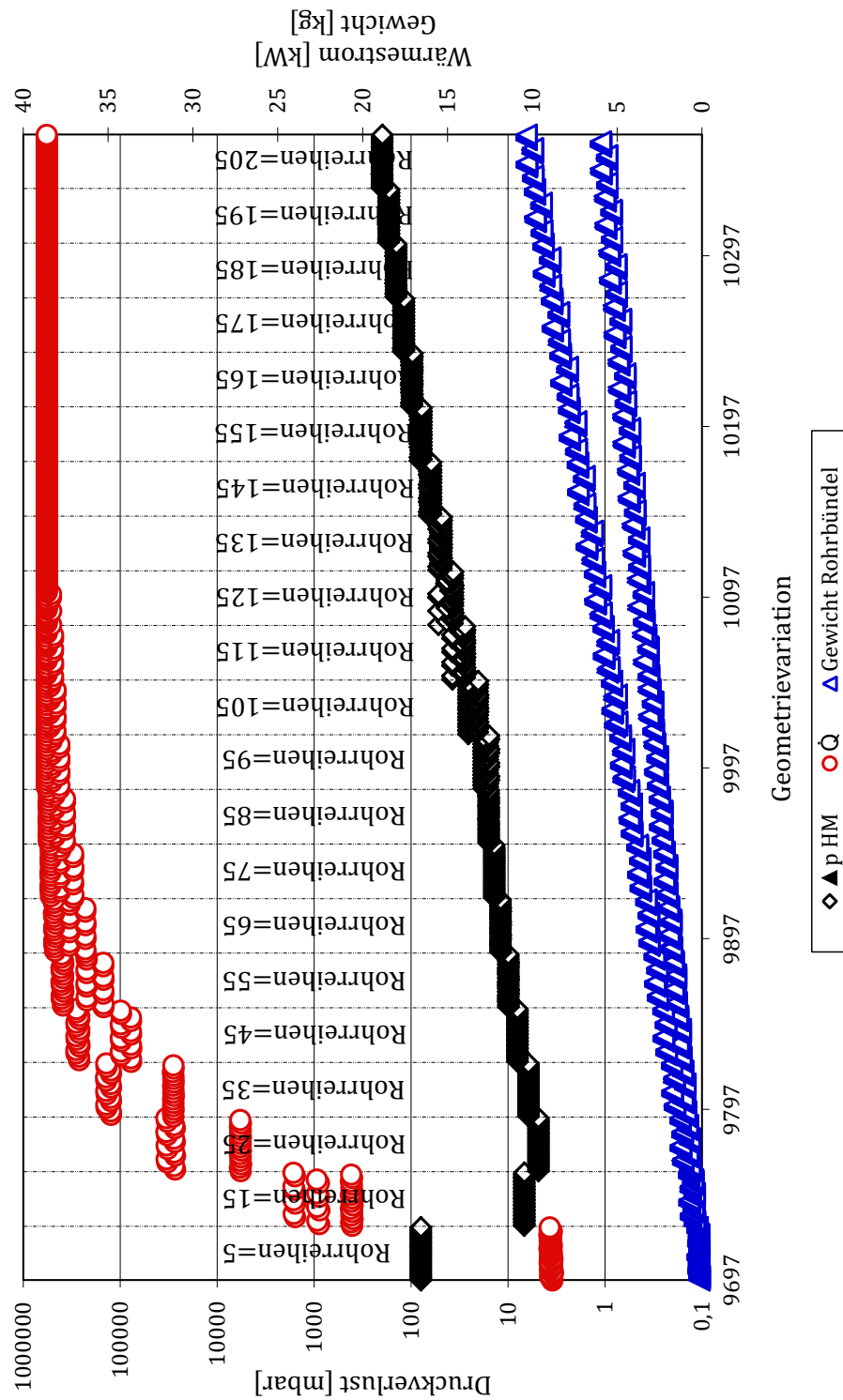


Abbildung 4.15: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-9697* bis *RB-Eth-10368* ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

weiteren Rohrreihe in Strömungsrichtung, hier Steigerung in Zehnerschritten, steigt die Anzahl der Hauptwiderstände und somit auch der Druckverlust. Die Temperaturabhängigkeit der Stoffdaten, speziell der Dichte, hat zwar einen Einfluss auf den Druckverlust²⁹, erklärt aber nicht den starken Abfall des Druckverlustes in den ersten drei Bereichen bei Zunahme der Rohrreihenanzahl. In diesem Fall ist sowohl eine Berechnung anhand der verwendeten Gleichungen als auch eine Extrapolation einer Ausgleichsgeraden nicht möglich.

Die Dampferzeugerberechnung, Vorauswahl und Optimierung erfolgt somit unter Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen und erst in einem nachfolgenden Schritt werden erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen betrachtet und die Möglichkeiten der Verwendung der Gleichungen außerhalb der Gültigkeit thematisiert. Die Ergebnisse mit erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen sind im Kapitel 4.2.4 zusammengefasst und im Anhang A.11.1 in den Abbildungen A.26 und A.27 sowie Tabelle A.5 bis A.8 dargestellt.

Neben der Vorauswahl aufgrund der Bauraumvorgaben und der Gültigkeitsgrenzen erfolgt im dritten Schritt der Vorauswahl das Aussortieren der Dampferzeuger, die einen abgasseitigen Druckverlust von mehr als 20 mbar aufweisen. Abbildung 4.16 stellt als Weiterführung der Abbildung 4.11 die verbleibenden 2.496 Dampferzeuger dar, die diese Druckverlustanforderungen erfüllen. Die große Reduktion der Anzahl potentieller Dampferzeuger ist hier zu erkennen.

Da in der betrachteten Auslegung der Bauraum und der Druckverlust eine Randbedingung mit explizitem Grenzwert darstellen, fließen die möglichen Bewertungsgrößen in einer nachgeschalteten Optimierung, vorgestellt im folgenden Kapitel 4.2.3, und nicht in der Vorauswahl in die Dampferzeugerauswahl ein. Zusammenfassend liefert die Vorauswahl 2.496 Dampferzeuger, welche die bindenden Grenzwerte Bauraum und abgasseitiger Druckverlust bei Berücksichtigung der Gültigkeitsgrenzen der zugrundeliegenden Korrelationsgleichungen einhalten. Eine Berechnung mit erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen ist zusätzlich im Anhang A.11.1 aufgeführt und wird im Kapitel 4.2.4 thematisiert, hier ergibt die Vorauswahl 5.552 Dampferzeuger.

²⁹Mit Zunahme der Wärmeübertragerfläche (Rohrreihenanzahl) steigt der übertragene Wärmestrom. Dies führt zu einer reduzierten Abgasaustrittstemperatur. Die Temperaturabhängigkeit der Dichte führt folglich zu einem kleineren Volumenstrom, welcher zu einer Absenkung des Druckverlustes führt.

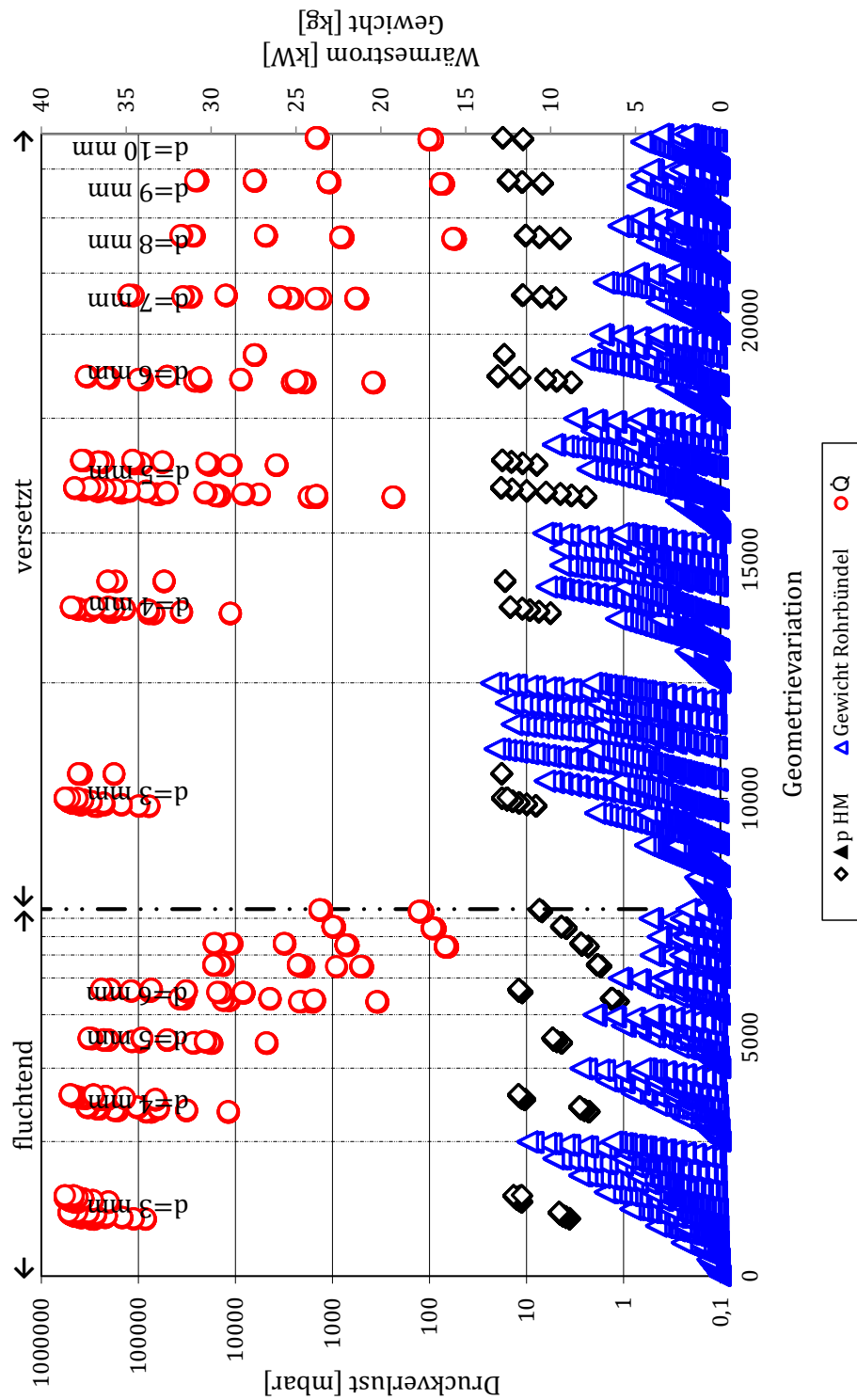


Abbildung 4.16: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

1. Zwischenfazit:

- Korrelationen für die Berechnung des Druckverlusts im Rohrbündel können nicht außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen angewendet werden. Bereits geringfügige Überschreitungen der Geometriegültigkeitsgrenzen können zu physikalisch unplausiblen Ergebnissen führen.
- Die Wärmeübergangskorrelationen weisen keine unplausiblen Verläufe bei einer exemplarischen Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen auf. Zudem wirken sich Ungenauigkeit in der Berechnung der Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten “gedämpft” auf die Ungenauigkeit der berechneten übertragenen Leistung aus. Erklärungen hierzu sind im Kapitel 2.3.3 aufgeführt.
- Kleine Rohrdurchmesser ermöglichen Dampferzeuger mit einer hohen Kompaktheit³⁰ und führen so zu einem größeren übertragenen Wärmestrom pro abgasseitigem Druckverlust ($\dot{Q}/\Delta p$).
- Die Variation der Passzahl und der Wandstärke ermöglicht eine Steigerung des übertragenen Wärmestroms ohne die abgasseitige, freie Querschnittsfläche zu reduzieren und somit den abgasseitigen Druckverlust zu erhöhen. Die restlichen Geometrievariationsparameter erzielen eine Steigerung des Wärmestroms entweder mit einer Wärmeübertragerflächenvergrößerung oder einer Steigerung der Turbulenz auf der Abgasseite. Beides führt zu einem erhöhten abgasseitigen Druckverlust.
- Die Steigerung des übertragenen Wärmestroms nimmt für alle Wärmeübergangssteigerungsmaßnahmen mit steigendem Wärmestrom ab (asymptotischer Verlauf).
- Der Einfluss der Änderung der Geometrievariationsgrößen Rohrdurchmesser, Anzahl Rohre je Reihe und Rohrreihenanzahl ist aufgrund der Änderung der Wärmeübertragerfläche und der freien Querschnittsfläche auf der Abgasseite groß. Der Einfluss der Änderung der Passzahl ist nur im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt signifikant. Gleiches gilt für die Wandstärkenvariation.
- Da mehrere Geometrieparameter (7 beim RB, 7 beim RRB und 8 beim KSPL) signifikanten Einfluss auf die Eigenschaften des Dampferzeugers haben, ist die

³⁰Die Kompaktheit berechnet sich anhand des Quotienten aus mittlerer Wärmeübertragerfläche und Wärmeübertragervolumen $(A_m/V)_{WÜ}$.

zu berücksichtigende Anzahl der Geometrieausführungen jedes Dampferzeugertyps sehr groß. Für den Rohrbündel werden in der exemplarischen Optimierung 23.904 verschiedene Geometrien betrachtet. Eine Auswahl des geeigneten Dampferzeugers, nur anhand der vorgestellten Diagramme, ist bei mehr als 1.000 Geometrievariationen schwierig. Es wird ein Geometrieauswahlverfahren benötigt, welches die Auswahl der geeignetsten Dampferzeuger weiter eingrenzt.

4.2.3 Optimierung

4.2.3.1 Methode

Grundlage für die Optimierung, die sich an die Vorauswahl anschließt, sind beliebig viele Bewertungsfunktionen BWF_i , die der Nutzer des Optimierungsverfahrens frei wählen kann. Diese Bewertungsfunktionen ermöglichen die Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers hinsichtlich der in der Bewertungsfunktion betrachteten Zielvorgaben für eine Geometrievariation. Die Betrachtung nur einer Bewertungsfunktion kann, muss aber nicht den geeignetsten Dampferzeuger bestimmen, da z. B. ein auf den übertragenen Wärmestrom optimierter Dampferzeuger nur sehr selten einen geringen abgasseitigen Druckverlust aufweist. Daher ist die Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers fast immer nur auf Basis mehrerer Bewertungsfunktionen möglich. Hierfür wird eine Mittelung der unterschiedlichen Bewertungsfunktionen anhand der Summe der einzelnen quadrierten Bewertungsfunktionen genutzt, die abschließend radiziert wird. Die einzelnen Bewertungsfunktionen werden auf ihr Maximum normiert.

Diese Mittelung ermöglicht die Auswahl mit Hilfe einer einzigen Optimierungsfunktion. Die Addition ist die gebräuchlichste Form der Mittelung mehrerer Bewertungsfunktionen und ist somit leicht nachzuvollziehen und übersichtlich. Gleichung 4.5 zeigt die mathematische Formel, deren Wertebereich zwischen null und eins liegt und die im Fall des idealen Dampferzeugers den Wert eins ergibt.

$$\text{Euklidischer Abstand} = \sqrt{\sum_{i=1}^n \left(\frac{BWF_i}{BWF_{i,max}} \right)^2} \quad (4.5)$$

Schichl und Steinbauer (2009, S. 374) schreiben, dass dieses Verfahren der Mittelung als *Euklidischer Abstand* bekannt ist, wobei der *Euklidische Abstand* in seiner ursprünglichen Definition in einem n-dimensionalen Koordinatensystem den Abstand

eines Punktes zum Nullpunkt berechnet. Bezüglich der Mittelung von drei Bewertungsfunktionen bedeutet dies, wenn zu jedem Dampferzeuger ein Punkt im dreidimensionalen Koordinatensystem, entsprechend den auf das Maximum normierten Bewertungsfunktionen, eingezeichnet wird, dass der geeignetste Dampferzeuger durch den Punkt mit dem größten Abstand zum Nullpunkt bestimmt ist.

Neben der Optimierung mit Hilfe des *Euklidischen Abstandes* sind weitere Ansätze der Mittelung und somit der Optimierung möglich. Neben der Addition stellt z. B. die Multiplikation der einzelnen Bewertungsfunktionen eine weitere, gebräuchliche Form dar. Diese wird im Anhang A.13 vorgestellt. Da die für die Anwendung der Optimierungsfunktionen notwendigen Bewertungsfunktionen erst im folgenden Kapitel behandelt werden, empfiehlt es sich den Anhang A.13 erst im Anschluss an das Kapitel 4.2.3 zu lesen.

Zusätzlich zur Mittelung der Bewertungsfunktion ist eine Gewichtung in Abhängigkeit von der Relevanz der Bewertungskriterien notwendig. Mit dieser Gewichtung geht zwar die Objektivität verloren, jedoch ermöglicht sie die unterschiedlich starke Berücksichtigung von politischen und von den Fahrzeugherstellern vorgegebenen Zielen. Diese müssen nicht immer technischer Natur sein und könnten teilweise den wissenschaftlichen Erkenntnissen widersprechen, wie Schuh et al. (2008, S. 44) schreiben. So kann z. B. die Einhaltung von Gesetzesvorgaben oder eine Motorleistung von 100 kW pro Liter Hubraum für Werbezwecke angestrebt werden.

Die Relevanz der Bewertungsfunktionen wird jedoch nicht nur durch die Subjektivität der Zielvorgaben sondern auch durch die unterschiedlichen Einflüsse der Bewertungsgrößen auf das AWN-System und das Fahrzeug beeinflusst. Eine Dampferzeugergewichtszunahme um z. B. 50% entspricht absolut zwischen zwei und fünf Kilogramm und wirkt sich somit nicht stark auf die Änderung der AWN-System- bzw. der Fahrzeugmasse aus. Die dadurch resultierende Kraftstoffverbrauchserhöhung ist gering. Rohde-Brandenburg (2013) errechnet für aufgeladene Benzin- und Dieselmotoren in Abhängigkeit vom Lastprofil Verbrauchsänderungen von 0,07 - 0,08 L/100 km für eine Konstantfahrt sowie 0,12 - 0,15 L/100 km im NEFZ bei einer Erhöhung der Fahrzeugmasse um 100 kg. Eine Leistungssteigerung im Dampferzeuger um 50% im Vergleich zur Gewichtserhöhung um 50% wirkt sich hingegen deutlich stärker auf den Kraftstoffverbrauch aus. Hier muss berücksichtigt werden, dass nur ein Teil der thermischen Energie in mechanische gewandelt wird, dennoch ist die resultierende Kraftstoffverbrauchsänderung bei einem Dampfkraftwirkungsgrad von 10% (vgl. Gl. 1.1 und Abb. 1.1) deutlich größer. Diese unterschiedlichen Einflüsse müssen über die Gewichtung erfasst werden.

Berücksichtigt werden muss, dass die übertragene Dampferzeugerleistung grundsätzlich proportional zu Kraftstoffeinsparung ist, jedoch ein Mindestmaß an übertragener Leistung notwendig ist, um die Kraftstoffverbrauchserhöhung durch den Einbau des AWN-Systems zu kompensieren. Da das AWN-System nicht beliebig klein gebaut werden kann, ergibt sich erst ab einem Mindestmaß an übertragener Leistung eine Energierückgewinnung.

Die Gewichtung erfolgt beim *Euklidischen Abstand* über Koeffizienten, die als Multiplikatoren jeder Bewertungsfunktion vorgesehen sind. Gleichung 4.6 stellt dies für den Fall von drei Bewertungsfunktionen dar.

$$\omega = \frac{\omega^*}{\omega_{max}^*} \quad (4.6)$$

mit

$$\omega^* = \sqrt{\alpha \cdot (BWF\ A)^2 + \beta \cdot (BWF\ B)^2 + \gamma \cdot (BWF\ C)^2} \quad (4.7)$$

Für die spätere Darstellung der Ergebnisse der Optimierung wird die Optimierungsfunktion ω^* auf ihr Maximum normiert.

4.2.3.2 Definition der Bewertungsfunktionen und Bestimmung der Gewichtungsfaktoren

Als Bewertungskriterien für die Optimierung aller drei Dampferzeugertypen werden die übertragene Leistung \dot{Q} , das Bauteilgewicht m und der Druckverlust im Abgas Δp_{HM} vorgegeben. Hieraus ergeben sich die drei, auf ihr Maximum normierten, Bewertungsfunktionen:

- $BWF\ A = \frac{(\dot{Q}/\Delta p_{HM})}{(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{max}}$
- $BWF\ B = \frac{\dot{Q}/m}{(\dot{Q}/m)_{max}}$
- $BWF\ C = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{max}} = \eta_{DE}$

Bewertungsfunktion A berechnet den übertragenen Wärmestrom pro abgasseitigem Druckverlust $(\dot{Q}/\Delta p_{HM})$ und berücksichtigt, dass ein Druckverlust im Abgas unterhalb von 20 mbar die Leistungseinbußen des Verbrennungsmotors reduziert. Die zweite Bewertungsfunktion bezieht die übertragene Leistung auf das Gewicht des

Dampferzeugers (\dot{Q}/m). Bewertungsfunktion B berücksichtigt somit die Leistungsverluste und die Kostenzunahme aufgrund eines steigenden Fahrzeuggewichtes. Mit Hilfe der Bewertungsfunktion C wird der Dampferzeuger ausgewählt, der den größten übertragenen Wärmestrom realisiert. Hierfür wird der Dampferzeugernutzungsgrad η_{DE} bestimmt. Bezugsgröße für den übertragenen Wärmestrom ist der Wärmestrom, der für eine Abkühlung des Abgases auf 20°C notwendig ist. Das Verhältnis des übertragenen Wärmestroms zu den Bewertungsgrößen Druckverlust und Gewicht in den Bewertungsfunktionen A und B ist gewählt, damit beide Bewertungsfunktionen isoliert betrachtet auch die wichtigste Bewertungsgröße Wärmestrom berücksichtigen.

Im Folgenden wird die Optimierung für BP III Schritt für Schritt mit Hilfe der grafischen Darstellung im bereits vorgestellten x-y-Diagramm erklärt. Hierbei werden weitere Zwischenschritte inklusive Diagramme eingefügt, welche die Vorgehensweise und die Herleitung der Optimierung verständlich machen.

Im ersten Schritt werden in den Abbildungen 4.17 bis 4.19 die geeignetsten Dampferzeuger bezüglich jeder Bewertungsfunktion separat gezeigt und zusätzlich die Bereiche, die hinsichtlich dieser Bewertungsfunktion mindestens 95% des Maximalwertes erzielen, durch eine gestrichelte Linie kenntlich gemacht. Die gelben Dreiecke ($BWF A = \dot{Q}/\Delta p_{HM}$), die grauen Vierecke ($BWF B = \dot{Q}/m$) und die blauen Kreise ($BWF C = \eta_{DE}$) kennzeichnen hierbei in den entsprechenden Abbildungen jeweils die Ergebnisse der Bewertungsfunktionen. Die Reihenfolge der Geometrievariation (*RB-Eth-1* bis *RB-Eth-23904*) und die entsprechenden Einteilungen in Blöcke, z. B. gleicher Rohrdurchmesser, entsprechen der zuvor erklärten Variationsfolge. Tabelle 4.10 listet zusätzlich die wichtigsten Geometriegrößen und Eigenschaften des jeweils besten Dampferzeugers jeder Bewertungsfunktion auf.

Es zeigt sich in den Abbildungen 4.17 - 4.19, dass sich die drei Dampferzeuger *RB-Eth-5824* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$), *RB-Eth-16292* (\dot{Q}/m) und *RB-Eth-1672* (η_{DE})³¹ hinsichtlich der Geometrie stark unterscheiden. Der geeignetste Dampferzeuger bei einer Optimierung der übertragenen Leistung pro Gewicht weist beispielsweise eine versetzte Rohranordnung auf, der optimierte Dampferzeuger bezüglich der übertragenen Leistung pro Druckverlust im Abgas hingegen eine fluchtende Anordnung. Auch die Anzahl der Rohrreihen unterscheidet sich mit 25 gegenüber 45. Des Weiteren zeigt sich an den Ergebnissen in Tabelle 4.10, dass speziell die druckverlust- und gewichtsoptimierten Dampferzeuger nur bezüglich einer Bewertungsfunktion gute

³¹Die Angabe ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$), (\dot{Q}/m) und (η_{DE}) in Kombination mit einer Dampferzeugerbezeichnung z. B. der Form *RB-Eth-5824* kennzeichnet das Bewertungs- oder Optimierungskriterium, welches zur Auswahl dieses Dampferzeugers führt.

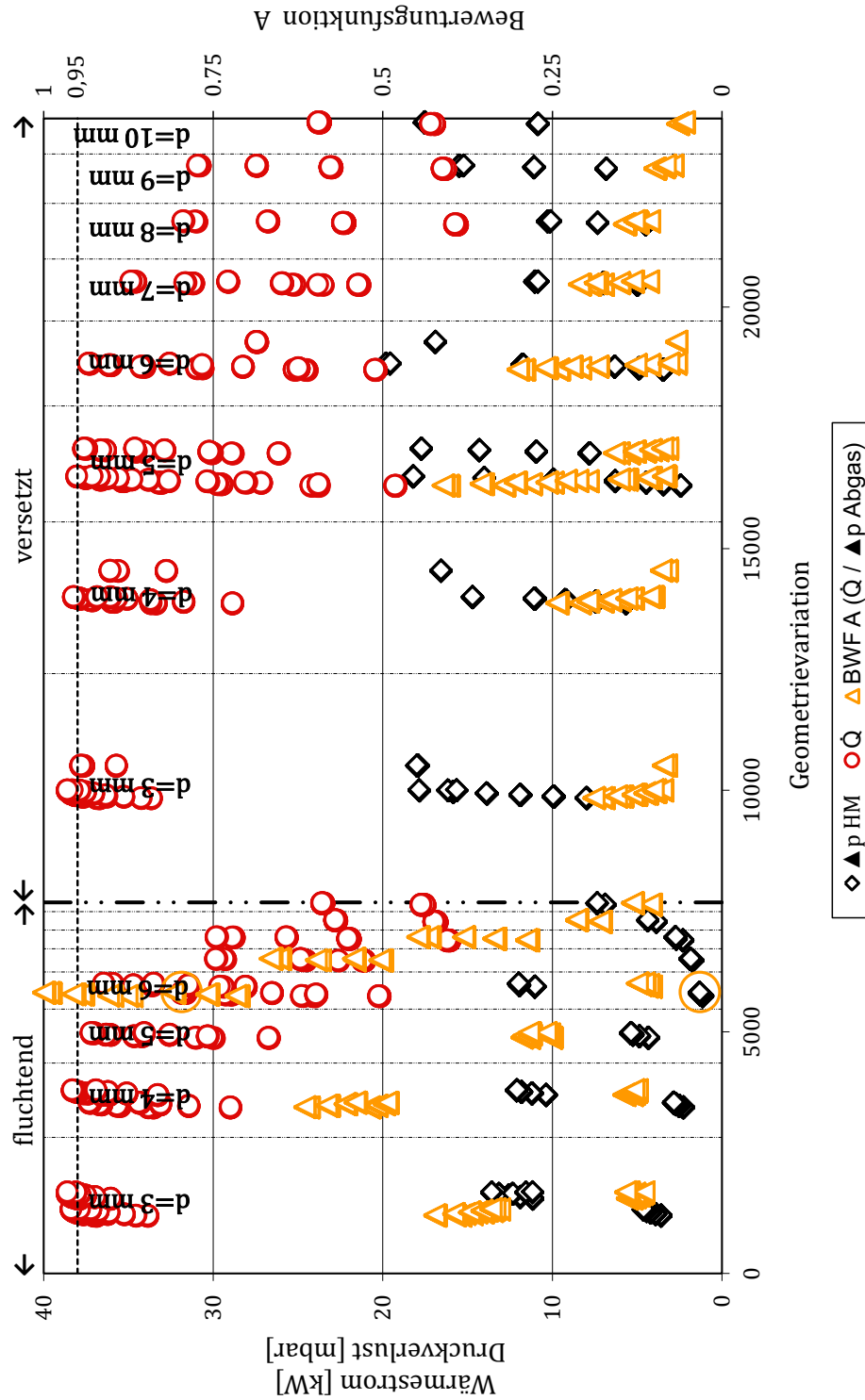
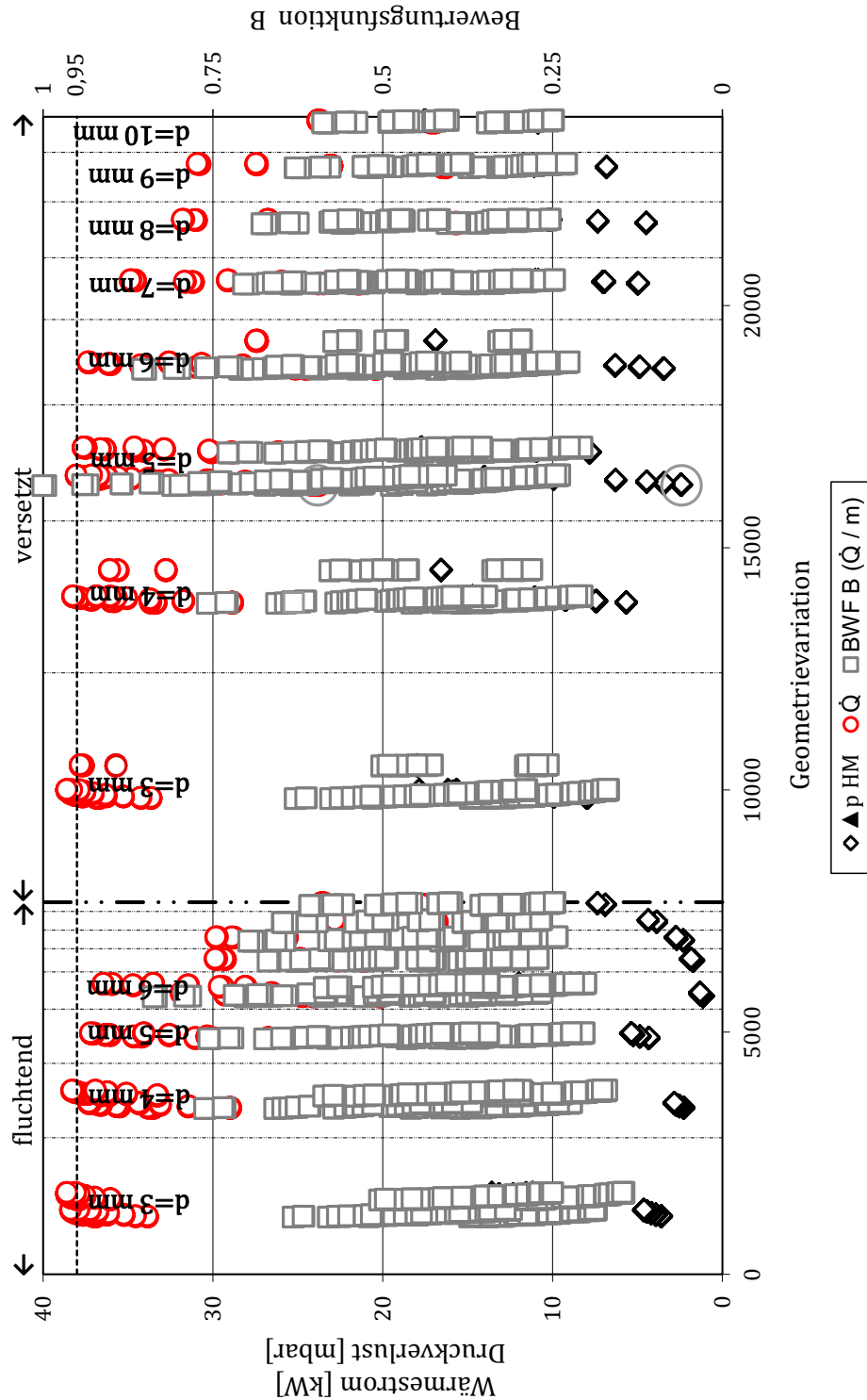


Abbildung 4.17: Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Bewertungsfunktion A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) für RB-Eth-01 bis RB-Eth-23904 bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger RB-Eth-5824 ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ \bigcirc .



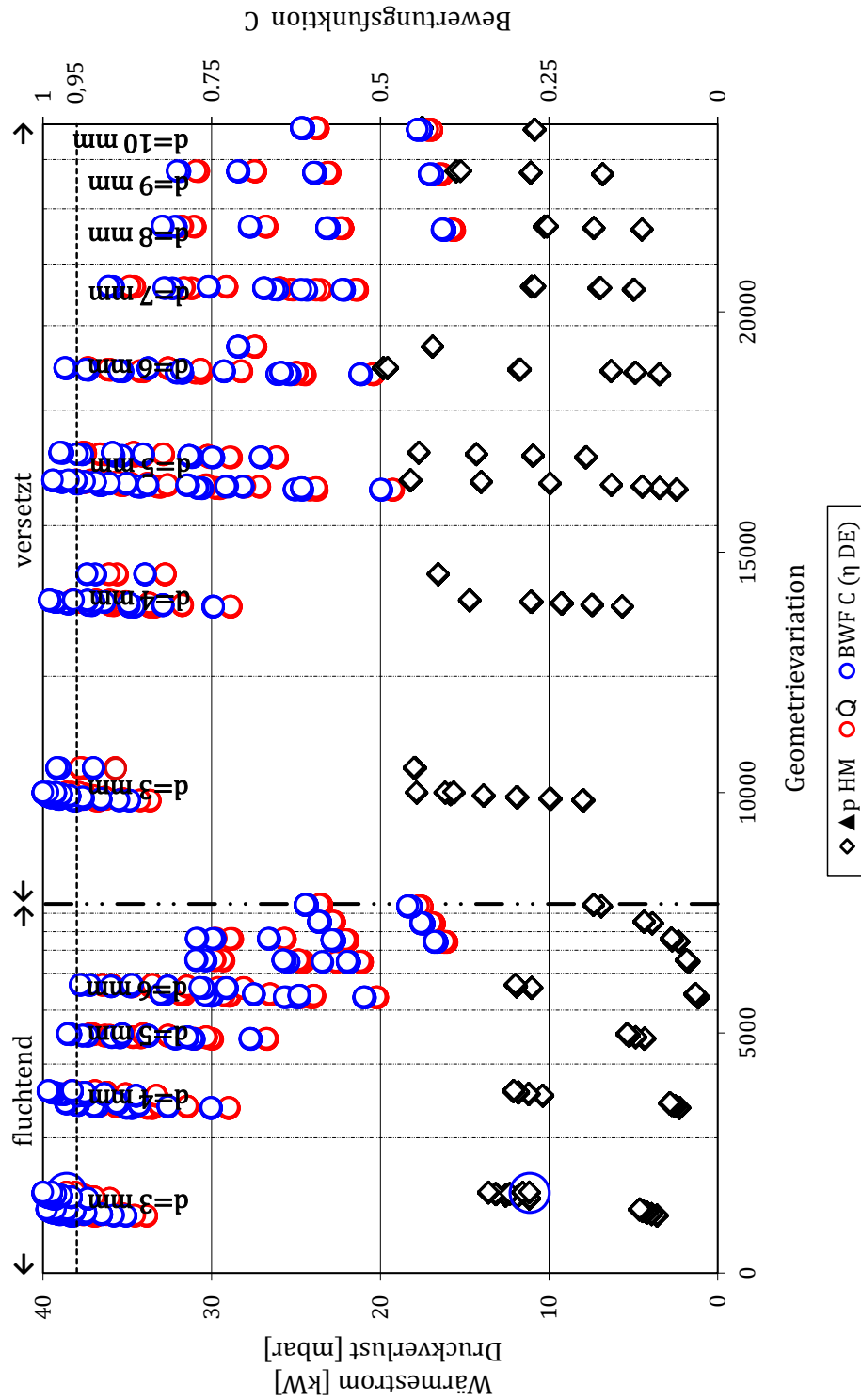


Abbildung 4.19: Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Bewertungsfunktion C (η_{DE}) für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-1672* (η_{DE}) $\hat{=}$ \circ .

Dampferzeuereigenschaften besitzen. Es bestätigt sich, dass eine Suche nach dem geeignetsten Dampferzeuger für ein AWN-System mit Dampfkraftprozess bei realistischen Rahmenbedingungen³² im Fahrzeug anhand nur eines Bewertungskriteriums nicht möglich ist.

Weiter wird bei jeweiliger Betrachtung des geeignetsten Dampferzeugers und dem ihm umgebenen Bereich (s. Abb. A.21 bis A.23 im Anhang A.11.1) ersichtlich, dass bezüglich der beiden Bewertungsfunktionen BWF A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) und BWF C (η_{DE}) ein flaches Optimum vorliegt. Es gibt neben den geeignetsten Dampferzeugern (z. B. *RB-Eth-5824* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) und *RB-Eth-1672* (η_{DE})) weitere Dampferzeuger, die bei geringer Änderung der Geometrie vergleichbare Eigenschaften hinsichtlich der Bewertungsfunktion aufweisen. Für BWF A sind dies 24 und für die BWF C 144 Dampferzeuger. Zudem existieren für die Dampferzeuger der Dampferzeugernutzungsgradoptimierung (BWF C) neben dem geeignetsten Dampferzeuger und dem ihm umgebenen flachen Optimum weitere acht Geometriebereiche mit ähnlich guten Eigenschaften hinsichtlich der Bewertungsfunktion (lokale Optima, s. Abb. 4.19). Dies gilt für BWF A nicht. Hier existiert nur ein Bereich, der Dampferzeuger enthält, die einen Wert von mehr als 0,95 bezüglich des Bewertungskriteriums erfüllen.

Lediglich bei einer Optimierung hinsichtlich BWF B (\dot{Q}/m) liegt kein flaches Optimum vor. Hier liegen nur 2 der 2.496 Dampferzeuger über der 95% Grenze. Die Anzahl der Optima ist abhängig von der Reihenfolge der Geometrieparameter der Geometrievariation. Die Anzahl der Dampferzeuger, die bezüglich der Bewertungsfunktion einen Wert von mehr als 0,95 erzielen, bleibt jedoch gleich.

Eine weitere Erkenntnis ist die Überbewertung des Druckverlustes gegenüber dem übertragenen Wärmestrom in der Bewertungsfunktion $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$. Eine Halbierung des Druckverlustes bewirkt eine nicht so hohe Energieeinsparung im Pkw wie eine Verdopplung des übertragenen Wärmestroms. Ungefähr 10% der Leistung des übertragenen Wärmestroms können theoretisch als Antriebsleistung bereitgestellt werden, wobei ein Mindestmaß erforderlich ist. Der Druckverlust wird bereits über den Grenzwert von 20 mbar in einem Bereich gehalten, der weniger als 15% des Gesamtdruckverlustes des Abgasstrangs ausmacht. Der Einfluss und die Auswirkungen sind somit geringer. Eine weitere Absenkung wirkt sich zwar positiv aus, hat jedoch nicht den gleichen Einfluss auf die Energierückgewinnung wie der Wärmestrom.

Die Überbewertung des Druckverlustes ist in Abbildung 4.17 zu erkennen. Die separate Optimierung mittels $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ weist den Dampferzeuger *RB-Eth-5824* aus, der

³²Die Rahmenbedingungen werden durch die Abgas- und Arbeitsmedienrandbedingungen sowie die Zielvorgaben bestimmt.

Optimierungskriterium	RB-Eth 5824 $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$	RB-Eth 16292 \dot{Q}/m	RB-Eth 1672 η_{DE}	Einheit
Rohranordnung	fluchtend	versetzt	fluchtend	-
Rohre je Reihe	15	15	45	-
Rohrreihen	45	25	85	-
Rohrdurchmesser	6	5	3	mm
Rohranordnung s1	15, 33	14, 84	5, 11	mm
Rohranordnung s2	7, 56	13, 6	4	mm
Rohranordnung s3	7, 67	7, 42	2, 56	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	2, 56	2, 97	1, 70	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	1, 26	2, 72	1, 33	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0, 4	0, 2	0, 4	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0, 4	0, 2	0, 2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0, 4	0, 2	0, 2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	2	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	1	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	2	2	-
$A_{DE,HM}$	0, 76	0, 35	2, 16	m ²
$A_{DE,AM}$	0, 66	0, 33	1, 62	m ²
$A_{DE,m}$	0, 71	0, 34	1, 89	m ²
Gewicht reines Rohrbündel	2, 09	0, 5	5, 22	kg
BWF A - ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	100	40, 3	14, 2	%
BWF B - (\dot{Q}/m)	31, 8	100	15, 5	%
BWF C - (η_{DE})	82, 6	61, 7	100	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	97, 3	77, 7	97, 8	%
Wärmestrom \dot{Q}	31, 9	23, 8	38, 6	kW
Druckverlust HM Δp_{HM}	1, 3	2, 4	11, 1	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM}	24	15	577	mbar

Tabelle 4.10: Für BP III ausgewählte *RB-Eth*-Dampferzeuger hinsichtlich jeder Bewertungsfunktion separat

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.7 und Anhang A.9 Abb. A.19 sowie

Gl. 4.4. $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, m $\hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, m $\hat{=}$ Masse.

nahezu zu dem geringsten Druckverlust führt. Mit 1,3 mbar liegt *RB-Eth-5824* auf Platz 65 der 2.496 Dampfzeuger bezüglich des niedrigsten Druckverlustes (unter den 3% der niedrigsten Druckverluste). Die Leistung von 31,9 kW im BP III liegt jedoch nur auf Platz 1.353 der höchsten übertragenen Leistung (unter den besten 55%). Zudem erzielt *RB-Eth-5824* bezüglich BWF C nur einen Wert von 0,83.

Die Tatsache der Überwertung des Druckverlustes gegenüber dem Wärmestrom trifft auch auf die Dampfzeugermasse zu. Bezogen auf die Gesamtfahrzeugmasse macht die Dampfzeugermasse zwischen 0,14% und 0,35% aus. Auch hier wird bei der isolierten Betrachtung der Bewertungsfunktion B das Gewicht gegenüber dem übertragenen Wärmestrom überbewertet. *RB-Eth-16292* liegt auf Platz 1 bezüglich der Masse und lediglich auf Platz 1.996 von 2.496 bezüglich des Wärmestroms (unter den besten 80%). Bei 23,8 kW im BP III hat *RB-Eth-16292* einen Wert von 0,62 hinsichtlich BWF C.

2. Zwischenfazit:

- Für die Bewertungsfunktionen A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) und C (η_{DE}) liegen flache Optima vor. Für die Bewertungsfunktion B (\dot{Q}/m) trifft dies nicht zu. Hier übertreffen nur 2 der 2.496 Dampfzeuger 95% des Maximalwertes der Bewertungsfunktion.
- Bewertungsfunktion C führt zudem zu acht weiteren lokalen flachen Optima, die vergleichbar gute Eigenschaften bezüglich der Bewertungsfunktion aufweisen.
- Die ausgewählten Dampfzeuger der separat ausgewerteten Bewertungsfunktionen unterscheiden sich in ihrer Geometrie und haben nur hinsichtlich einer Bewertungsfunktion einen Wert nahe eins. Mehrere Bewertungsfunktionen inklusive Mittelung sind daher notwendig.
- Bewertungsfunktionen BWF A und B überbewerten den abgasseitigen Druckverlust bzw. die Dampfzeugermasse gegenüber dem übertragenen Wärmestrom.
- Zusätzlich zur Mittelung mehrerer Bewertungsfunktionen bedarf es einer subjektiven Vorgabe der Gewichtungskoeffizienten.

Im nächsten Schritt wird die Auswahl inklusive Gewichtung vorgestellt. Die Auswahl aus der Geometrievariation erfolgt hierbei mit Hilfe der Mittelung unter Verwendung des *Euklidischen Abstandes* und folgenden Gewichtungskoeffizienten:

$$\omega = \frac{\omega^*}{\omega_{max}^*} \quad (4.8)$$

$$\begin{aligned} & \text{mit} \\ \omega^* &= \sqrt{\alpha \cdot (BWF\ A)^2 + \beta \cdot (BWF\ B)^2 + \gamma \cdot (BWF\ C)^2} \quad (4.9) \\ & \text{mit} \\ \alpha &= 1,5 \quad \beta = 1 \quad \gamma = 5 \end{aligned}$$

Die Werte der Gewichtungskoeffizienten α, β und γ werden vorgegeben. Es handelt sich um eine subjektive Auswahl, die auf dem beschriebenen Zwischenfazit und den vielen Vergleichssimulationen der Dampferzeuger- und Gesamtsystemauslegungen beruht. Die hierzu durchgeführten Simulationen beinhalten die drei Dampferzeugertypen Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger, für die sowohl die Bewertungsfunktionen separat als auch die gemittelten Bewertungsfunktionen mit variierenden Gewichtungskoeffizienten ausgewertet werden (s. Tabelle 4.12 für das Beispiel *RB-Eth*). Die Auswertung erstreckt sich hierbei für jeden geeigneten Dampferzeuger über den gesamten CAD-C.

Der sehr geringe Anteil der Dampferzeugermasse an der Fahrzeugmasse ist der Grund für die größere Gewichtung des Druckverlustes ($\alpha = 1,5$) gegenüber der Masse ($\beta = 1$). Zudem muss neben der reinen Leistungsreduktion durch den Abgasgegenstand die Motorregelung bei Anstieg des Druckverlustes stärker angepasst werden. Da die Bauteilmasse gegebenenfalls zu Trägheiten bei der Erwärmung führt³³ und direkt den Preis des Dampferzeugers beeinflusst, kann die Bewertungsfunktion B jedoch nicht gänzlich ignoriert werden. Die Ergebnisse der gewichteten Optimierung bezüglich BP III entsprechend Gleichung 4.8 sind in Abbildung 4.20 dargestellt.

Der geeignetste Dampferzeuger ist *RB-Eth-3524* und die entsprechenden Auslegungsdaten sind Tabelle 4.11 zu entnehmen. Zusätzlich sind im Anhang A.11.1 in Abbildung A.25 die wichtigsten dimensionslosen Kenngrößen, Stoffdaten, Wärmeströme, Druckverluste und weitere relevante Simulationsergebnisse für jeden Sektor des *RB-Eth-3524* dargestellt. Es ist zu erkennen, dass *RB-Eth-3524* bezüglich der Geometrie nicht einem der drei Dampferzeuger *RB-Eth-5824* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$), *RB-Eth-16292* (\dot{Q}/m) oder *RB-Eth-1672* (η_{DE}) entspricht. Zudem gibt es mehrere lokale flache Optima. Das lokale Optima zu dem auch *RB-Eth-3524* gehört hat 52 weitere Dampferzeugern mit einem Optimierungswert größer 0,95. (s. Abb. A.24 im Anhang A.11.1).

³³Der Einfluss der Bauteilmasse beim Betrieb des Dampferzeugers im Referenzfahrzyklus wird im Kapitel 4.7.5 bestimmt. Diese Untersuchungen dienen ebenso der Vorgabe des Gewichtungskoeffizienten $\beta = 1$ für die Gewichtung der Dampferzeugermasse.

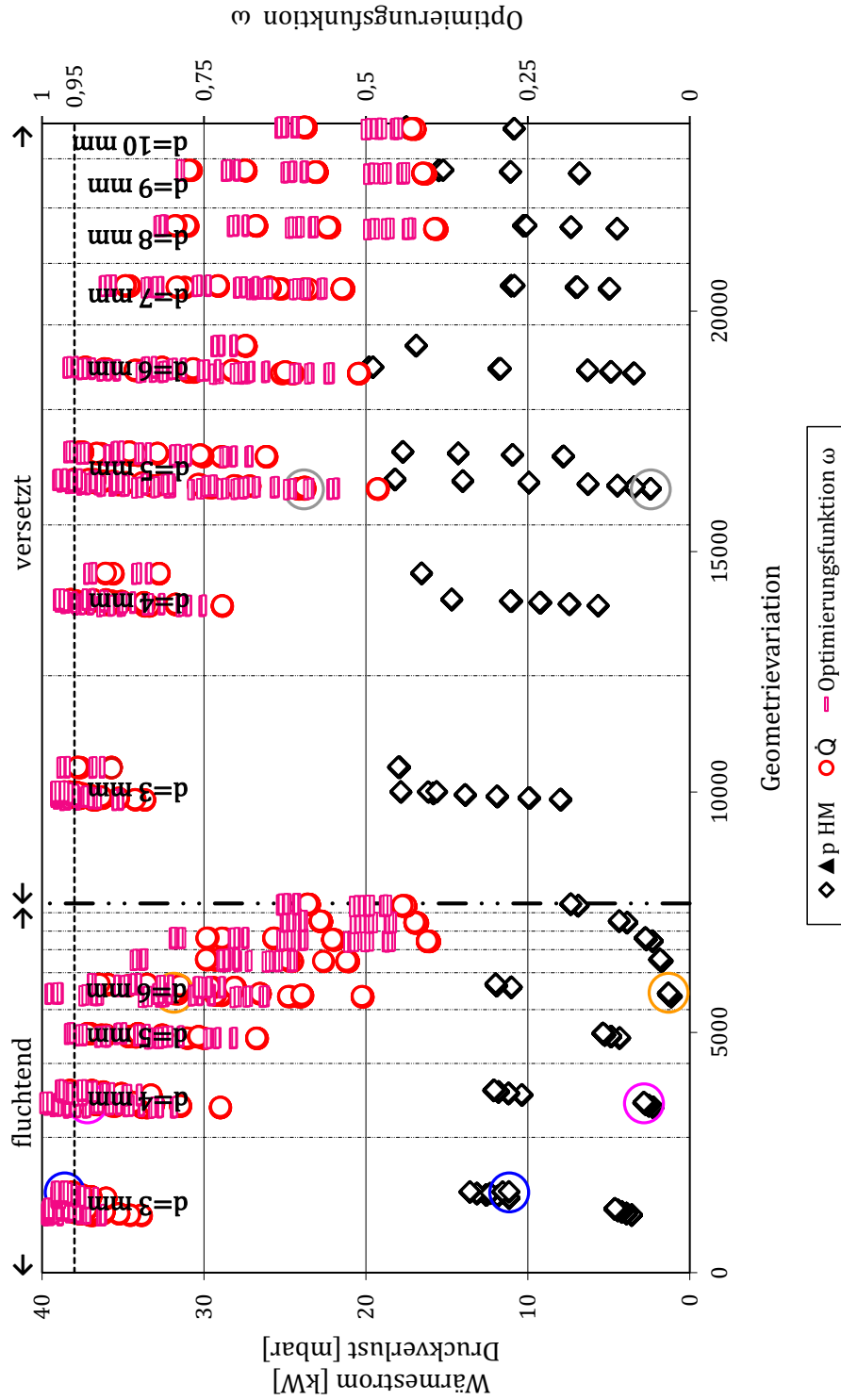


Abbildung 4.20: Wärmestrom \dot{Q} , abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-1672* ($\eta_{DE} \hat{=}$ \bigcirc), für *RB-Eth-3524* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ \bigcirc), für *RB-Eth-5824* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM} \hat{=}$ \bigcirc) und für *RB-Eth-16292* ($\dot{Q}/m \hat{=}$ \bigcirc).

Optimierungskriterium	RB-Eth-3524 $\omega(1, 5; 1; 5)^*$	Einheit
Rohranordnung	fluchtend	
Rohre je Reihe	25	-
Rohrreihen	65	-
Rohrdurchmesser	4	mm
Rohranordnung s1	9, 2	mm
Rohranordnung s2	5, 25	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	2, 30	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	1, 31	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0, 2	-
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	%
$A_{DE, HM}$	1, 23	m^2
$A_{DE, AM}$	1, 10	m^2
$A_{DE, m}$	1, 16	m^2
$A_{DE, m}/V_{DE}$	176	m^2/m^3
$\alpha_{HM, m}$ BP III	236	$W/(m^2 K)$
Gewicht	1, 71	kg
BWF A - $(\dot{Q}/\Delta p_{HM})$	53, 9	%
BWF B - (\dot{Q}/m)	45, 5	%
BWF C - (η_{DE})	96, 4	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} BP III	37, 2	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} BP III	2, 8	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} BP III	87	mbar

Tabelle 4.11: Für BP III ausgewählter *RB-Eth*-Dampferzeuger hinsichtlich der Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.7 und Anhang A.9 Abb. A.19 sowie Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl. 4.8.

Die geringen Unterschiede in den Dampferzeuereigenschaften der einzelnen Geometriev Variationen, wie z. B. beim Wärmestrom, führen dazu, dass *RB-Eth-3524* bezüglich Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ 100% erzielt (Platz 1), jedoch nur auf den Plätzen 522, 393 und 1.247 hinsichtlich der Eigenschaften \dot{Q} , Δp_{HM} und Gewicht liegt. Trotz Platz 522 erzielt *RB-Eth-3524* 96,4% bezüglich der Bewertungsfunktion C (η_{DE}). Dies bestätigt zum einen, dass die Optimierungsfunktion ω zu anderen Dampferzeugern führt als die Bewertungsfunktionen A, B und C auswählen und zum anderen, dass ein flaches Optimum vorliegt.

3. Zwischenfazit:

- Die Ergebnisse der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ sind ein flaches Optimum. 52 Dampferzeuger liegen in unmittelbarer Nähe zu *RB-Eth-3524* und weisen einen Wert von mehr als 0,95 bezüglich der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ auf. Zudem gibt es neun weitere lokale Optima (ebenfalls flache Optima), die Dampferzeuger beinhalten, die ähnlich gute Eigenschaften hinsichtlich der Optimierungsfunktion aufweisen ($\omega(1, 5; 1; 5) > 0,95$).
- Die besten Dampferzeuger der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ entsprechen hinsichtlich der Geometrie nicht den besten Dampferzeugern der Bewertungsfunktionen A, B oder C.
- Die besten Dampferzeuger der Bewertungsfunktionen A, B oder C erzielen nicht die Eigenschaften der besten Dampferzeuger der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$. Sie sind hinsichtlich der Optimierungsanforderungen schlechter.

Da die Optimierungsfunktion ω den geeignetsten Dampferzeuger für die ausgewählte Geometriev Variation bestimmt, erfolgt im nächsten Schritt die Überprüfung des Betriebsverhaltens anhand des Fahrzyklus CADC. Hierbei wird untersucht, ob die Geometriev Variation, angewendet auf Betriebspunkt I, II und III und ausgewertet anhand der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ zu einem Dampferzeuger führt, der die Optimierungskriterien auch im Fahrzyklus erfüllt.

4.2.3.3 Überprüfung im Referenzzyklus

Für die Fahrzyklusuntersuchung mittels CADC wird entsprechend der Randbedingungen (s. Kapitel 4.1) für jede der 3.143 Sekunden des Zyklus eine Basissimulation des ausgewählten Dampferzeugers durchgeführt und somit 3.143 Stationärpunktlösungen bestimmt. Dies ermöglicht eine quasistationäre Abbildung eines Dampferzeugers im Referenzzyklus, die eine Bewertung des Betriebsverhaltens ermöglicht. Detaillierte Erklärungen der Basissimulation und der Betriebspunktvariation sowie

der getroffenen Annahmen und Vereinfachungen sind in den Kapiteln 3.1, 3.3 und 4.1 aufgeführt. Referenzzyklus ist die Fahrt durch die drei Teilzyklen *Stadt*, *Landstraße* und *Autobahn* des CADC. Das zugehörige Geschwindigkeitsprofil ist in Abbildung 2.2 dargestellt.

Für die Überprüfung des Optimierungsverfahrens anhand des CADC Fahrzyklus werden für jeden charakteristischen Betriebspunkt (BP I, II und III) neben *RB-Eth-3524* ($\omega(1, 5; 1; 5)$ für BP III) jeweils die geeignetsten Dampferzeuger der drei Bewertungsfunktionen A, B und C (*RB-Eth-5824*, *RB-Eth-16292* und *RB-Eth-1672*; exemplarisch für BP III) sowie die mittels des *Euklidischen Abstandes* und der Gewichtungskoeffizientensätze $\alpha = 1, \beta = 1, \gamma = 2$ ($\omega(1; 1; 2)$) und $\alpha = 1, \beta = 1, \gamma = 3$ ($\omega(1; 1; 3)$) optimierten Dampferzeuger untersucht (*RB-Eth-5796*, *RB-Eth-5796*; exemplarisch für BP III). Es ergeben sich somit für jeden Betriebspunkt maximal³⁴ sechs, insgesamt maximal 18 Dampferzeuger für die drei Betriebspunkte, die jeweils im Referenzzyklus simuliert werden.

Die Auswertung der Optimierungsergebnisse bei Verwendung der beiden Gewichtungssätze (1;1;2) und (1;1;3) diente der Bestimmung der Gewichtungskoeffizienten sowie der Überprüfung der Stabilität. Die hierfür ausgewählten Dampferzeuger entsprechend der Betriebspunkte BP I, II und III sind in Tabelle 4.12 aufgelistet.

Gewichtungsfaktoren	BP I	BP II	BP III
$\omega(1, 5; 1; 5)$	<i>RB-Eth-5763</i>	<i>RB-Eth-1284</i>	<i>RB-Eth-3524</i>
$\omega(1; 1; 3)$	<i>RB-Eth-5731</i>	<i>RB-Eth-1220</i>	<i>RB-Eth-5796</i>
$\omega(1; 1; 2)$	<i>RB-Eth-5731</i>	<i>RB-Eth-5795</i>	<i>RB-Eth-5796</i>

Tabelle 4.12: Ausgewählte Dampferzeuger der Optimierungsfunktion ω bei variierenden Gewichtungsfaktoren für die *RB-Eth*-Dampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

In Abbildung 4.21 sind exemplarisch die Verläufe der Größen Wärmestrom und abgasseitiger Druckverlust im Stadtzyklus für den *RB-Eth-3524* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) dargestellt. Beide Größen sind Simulationsergebnisse und notwendig für die Berechnung der Bewertungsfunktionen. Zusätzlich ist die Abgastemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger $T_{vDE, HM}$ und der Arbeitsmedienmassenstrom \dot{M}_{AM} abgebildet. Die Ergebnisse für die beiden anderen Teilzyklen *Landstraße* und *Autobahn* sind im Anhang A.14 in den Abbildungen A.68 und A.69 dargestellt. Die wichtigsten Zyklusergebnisse für BP III sind zudem in Tabelle 4.13 zusammengefasst. Die für die

³⁴Teilweise führen mehrere Bewertungs- oder Optimierungsfunktionen zum selben ausgewählten Dampferzeuger.

Betriebspunkte BP II und I sind im Anhang A.11.1 in den Tabellen A.3 und A.4 aufgeführt.

Für die Auswertung der Zyklussimulationen und somit für die abschließende Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers bei Berücksichtigung sowohl der Geometrie als auch der Betriebspunktvariation wurde die Optimierungsfunktion $\hat{\omega}_{RB}$ inklusive Gewichtungskoeffizienten (1,5;1;5) auf die zuvor ausgewählten 18 Dampferzeuger (alle im Zyklus simuliert) angewendet. Hierbei ist $\hat{\omega}_{RB}(1,5;1;5)$ die Anwendung der Optimierungsfunktion $\omega(1,5;1;5)$ auf die Ergebnisse der Zyklusberechnung. Gleichung 4.10 zeigt die Vorgehensweise für $\hat{\omega}_{RB}$.

$$\hat{\omega}_{RB} = \frac{\hat{\omega}^*}{\hat{\omega}_{max,RB}^*} \quad (4.10)$$

$$\hat{\omega}^* = \sqrt{\alpha \cdot (BWF \hat{A})^2 + \beta \cdot (BWF \hat{B})^2 + \gamma \cdot (BWF \hat{C})^2} \quad (4.11)$$

mit

$$\alpha = 1,5 \quad \beta = 1 \quad \gamma = 5$$

und

$$BWF \hat{A} = \frac{(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW, Landstr}}{((\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW, Landstr})_{max}}$$

$$BWF \hat{B} = \frac{(\dot{Q}/m)_{MW, Landstr}}{((\dot{Q}/m)_{MW, Landstr})_{max}}$$

$$BWF \hat{C} = \frac{E_{thermisch, CADC}}{(E_{thermisch, CADC})_{max}}$$

Für die Bewertungsfunktionen A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) und B (\dot{Q}/m) werden in den Gleichungen 4.10 f. die Mittelwerte der quasistationären Größen $(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ (BWF \hat{A}) und $(\dot{Q}/m)_{MW}$ (BWF \hat{B}) des Teilzyklus *Landstraße* eingesetzt. Die Bewertungsgröße C (η_{DE}) wird durch die übertragene thermische Energie in allen drei Teilzyklen $E_{thermisch, CADC}$ (BWF \hat{C}) abgebildet. Zudem sind in Tabelle 4.13 die Größen $(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ und $(\dot{Q}/m)_{MW}$ der Teilzyklen *Stadt* und *Autobahn*, der mittlere abgasseitige Druckverlust $\Delta p_{HM, MW}$ im Teilzyklus *Landstraße* und der maximale Druckverlust $\Delta p_{HM, max}$ im Teilzyklus *Autobahn* sowie das Rohrbündelgewicht aufgeführt. Die Druckverlustangaben liefern zum einen einen Überblick über den zu erwartenden mittleren Druckverlust und zum anderen ermöglichen sie die Kontrolle des 20 mbar-Grenzwertes. Die Ergebnisse der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}_{RB}(1,5;1;5)$ für die sechs ausgewählten Dampferzeuger des Betriebspunktes BP III sind eben-

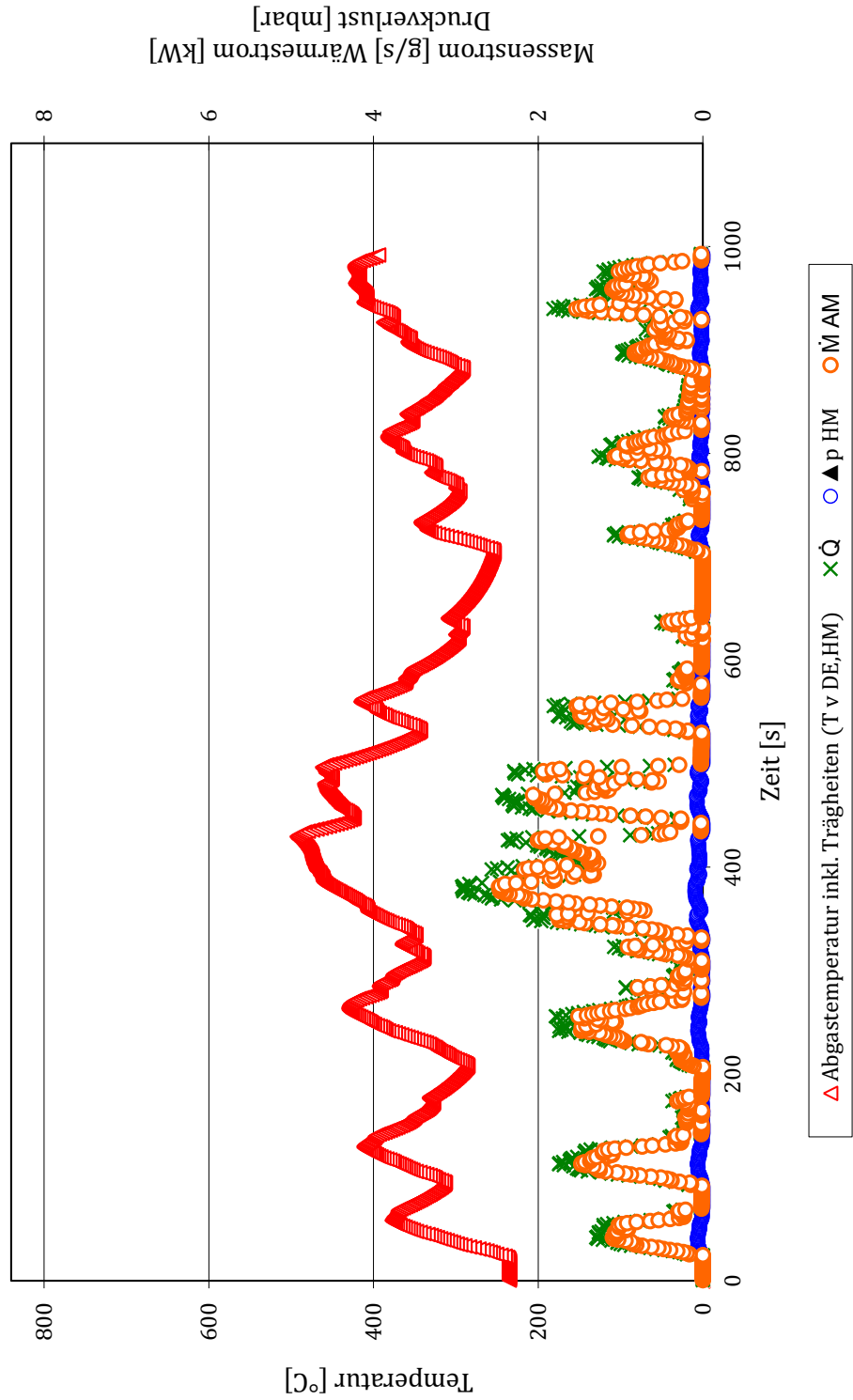


Abbildung 4.21: *RB-Eth-3524* im Referenzzyklus CADC-Stadt

Anm.: DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 5824	\dot{Q}/m RB-Eth- 16292	η_{DE} RB-Eth- 1672	$\omega(1;1;2)^*$ RB-Eth- 5796	$\omega(1;1;3)^*$ RB-Eth- 5796	$\omega(1,5;1;5)^*$ RB-Eth- 3524	Einheit
Thermische Energie	15,77	12,20	19,30	15,68	15,68	18,68	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	76,4	85,4	6,0	76,3	76,3	31,9	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	69,3	49,5	6,4	69,2	69,2	32,2	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	36,2	16,6	4,3	35,9	35,9	19,7	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,32	1,14	0,14	0,61	0,61	0,43	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,61	5,56	0,74	3,11	3,11	2,23	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	5,24	16,50	2,63	10,07	10,07	7,72	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,05	0,06	0,60	0,05	0,05	0,12	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	1,08	1,98	9,94	1,08	1,08	2,35	mbar
Gewicht	2,09	0,50	3,13	1,08	1,08	1,71	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RB}(1,5;1;5)^*$)	0,9390**	0,8353	0,9952	0,9587	0,9587	1	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,9390**	0,8353	0,9952	0,9587	0,9587	1	-

Tabelle 4.13: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

falls in Tabelle 4.13 aufgeführt. Für die Betriebspunkte BP II und I sind sie in den Abbildungen A.3 und A.4 im Anhang A.11.1 dargestellt.

Um alle 18 Dampferzeuger miteinander zu vergleichen, sind in Tabelle 4.14 die Ergebnisse der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}_{RB}(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf die Zyklusergebnisse, für die sechs Dampferzeuger jedes Betriebspunktes dargestellt. Zudem ist im zweiten und dritten Teil der Tabelle die Rangfolge der Optimierung und die Zuordnung zu den Dampferzeugern dargestellt. Dies ermöglicht die Auswahl des geeignetsten Rohrbündeldampferzeugers auf Basis der Rohrbündelgeometrie- und Betriebspunktvariation.

Zusammenfassend für die Rohrbündeloptimierung ist festzuhalten, dass *RB-Eth-3524* der geeignetste Rohrbündeldampferzeuger ist und mit Hilfe der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ aus der Geometrievariation für BP III ausgewählt wurde. Er erfüllt die Optimierungskriterien unter Berücksichtigung der Gewichtung dieser am Besten.

Der mittels Bewertungsfunktion C (η_{DE}) für BP I ausgewählte Dampferzeuger führt zu einem maximalen abgasseitigen Druckverlust von 93 mbar und entfällt somit aufgrund des 20 mbar-Grenzwertes. Der jeweils geeignetste Dampferzeuger innerhalb eines Betriebspunktes wird ebenfalls anhand der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ bestimmt.

Es zeigen sich zudem anhand der in Tabelle 4.13 und 4.14 aufgeführten Ergebnisse, folgende Erkenntnisse:

- Bewertungsfunktion η_{DE} führt zu dem Dampferzeuger, der auch im Zyklus die größte thermische Energie überträgt.
- Unterschiedliche Optimierungsfunktionen bzw. Gewichtungskoeffizientensätze oder Optimierungen für unterschiedliche Betriebspunkte können zu dem selben Dampferzeuger führen. Z.B. führt die Bewertungsfunktion $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ sowohl für BP II als auch für BP III zu *RB-Eth-5824*.
- Insgesamt liegen die jeweils geeignetsten Dampferzeuger der sechs betrachteten Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktionen, bei der Anwendung auf die drei Betriebspunkte, in fünf verschiedenen Geometriebereichen (innerhalb von fünf flachen lokalen Optima). Betrachtet man nur die Optimierungsfunktion ω sind es drei Bereiche (*RB-Eth-1184* bis *RB-Eth-1344*, *RB-Eth-3425* bis *RB-Eth-3553* und *RB-Eth-5794* bis *RB-Eth-5824*). Insgesamt gibt es zehn flache lokale Optima (zehn Geometriebereiche mit Ergebnissen $\omega > 0,95$).

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion		$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$	\dot{Q}/m	η_{DE}	$\omega(1;1;2)^*$	$\omega(1;1;3)^*$	$\omega(1,5;1;5)^*$
BP III	Ergebnis	0,9390**	0,8353	0,9952	0,9587	0,9587	1
BP II	Gl. 4.10	0,9390	0,8353	0,9965	0,9486	0,9959	0,9994
BP I	$(\hat{\omega}_{RB}(1,5;1;5)^*)$	0,9187	0,8353	-	0,9292	0,9292	0,9434
BP III	Plat-	10	15	⑤	6	6	①
BP II	zie-	10	16	③	8	④	②
BP I	rung	14	16	-	12	12	9
BP III		5824	16292	1672	5796	5796	3524
BP II	RB-Eth-	5824	16292	10024	5795	1220	1284
BP I		5747	16292	11365	5731	5731	5763

Tabelle 4.14: Fahrzyklusergebnisse der für BP III, II und I ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Ann.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Neben der Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers bei den gegebenen Optimierungskriterien und Gewichtungen sind folgende allgemeine Erkenntnisse ebenfalls festzuhalten: Bei der Vorgabe von mehreren, oftmals zu einem Zielkonflikt³⁵ führenden Optimierungskriterien, führen die “Spezialisten” (geeignetste Dampferzeuger hinsichtlich eines Bewertungskriteriums) nicht zum geeignetsten Dampferzeuger der Optimierungsaufgabe. Lediglich bei starker Gewichtung eines einzelnen Kriteriums erfüllt der “Spezialist” dieses Kriteriums auch die Anforderungen der Optimierungsaufgabe. Deutlich wird dies an den geeignetsten Dampferzeugern der beiden Bewertungsfunktionen BWF A und B, die hinsichtlich der Optimierungsaufgabe schlecht abschneiden. Die drei gewichtsoptimierten Dampferzeuger (BWF B) belegen in dem Vergleich der 18 Dampferzeuger die letzten Plätze. Die drei druckverlustoptimierten Dampferzeuger (BWF A) fallen gegenüber dem geeignetsten Dampferzeuger der Optimierungsaufgabe ebenfalls ab. Da BWF A in der Optimierungsfunktion ω mit 1,5 gewichtet wird, fallen die druckverlustoptimierten Dampferzeuger jedoch nicht so stark wie die rein gewichtsoptimierten Dampferzeuger ab.

Wird jedoch ein Optimierungskriterium sehr stark gewichtet, wie es bei BWF C in der Optimierungsfunktion ω erfolgt (Gewichtung $\gamma = 5$), erzielt der “Spezialist” dieses Kriteriums auch hinsichtlich der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ einen hohen Wert. In diesem Fall Platz 3 für BP II ($\hat{\omega} = 0,9965$) und Platz 5 für BP III ($\hat{\omega} = 0,9952$). Dies entspricht der Erwartung, da allgemeine Überlegungen zum Schluss führen, dass bei einer multikriteriellen Optimierung³⁶, wenn ein Kriterium stark übergewichtet wird, die verbleibenden Kriterien vernachlässigt werden können.

Zweite Erkenntnis ist, dass die “Generalisten” die Optimierungsanforderungen bei mehreren, gegensätzlichen Optimierungskriterien am Besten erfüllen. Was nicht verwundert bei den zuvor aufgezeigten Zusammenhängen und der Tatsache, dass die “Spezialisten” diese nicht erfüllen. Daher wird die Wahl des geeignetsten Dampferzeugers anhand der Optimierungsfunktion ω getroffen. Jedoch spielt auch bei den “Generalisten” die Wahl der Gewichtungskoeffizienten eine entscheidende Rolle. Sie entscheidet über die abschließende Wahl des geeignetsten Dampferzeugers. In Tabelle 4.14 zeigt sich an den Ergebnissen, dass die unterschiedlichen Gewichtungskoeffizien-

³⁵Die Optimierung, z. B. hinsichtlich des Gewichtes und des übertragenen Wärmestroms, führt bezüglich der Gewichtsoptimierung zu kleinen Wärmeübertragern, was bezüglich des Wärmestroms aufgrund der geringen Wärmeübertragerfläche nachteilig ist. Hier entsteht ein Zielkonflikt und es gibt nicht einen Dampferzeuger, der beide Kriterien bestmöglich erfüllt. Es wird ein bestmöglicher Kompromiss gesucht.

³⁶Die multikriterielle Optimierung ist eine Optimierung von Problemen unter Berücksichtigung mehrerer Zielfunktionsfunktionen, die sich teilweise widersprechen können [Ehrgott (2005)].

tensätze der Optimierungsfunktion ω zu unterschiedlichen Dampferzeugern bei der Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers aus der Geometrievariation führen.

Im Weiteren wird neben dem Einfluss der Gewichtungskoeffizienten auf die Optimierungsfunktion ω auch der Einfluss auf die Funktion $\hat{\omega}_{RB}$ untersucht. Für den Anwender der Optimierung ist der Einfluss der Gewichtung von besonderer Bedeutung, da er wissen will, welche Veränderung in den Rahmenbedingungen zu der Auswahl eines anderen Dampferzeugers bzw. im übertragenen Sinn zu einer anderen technischen Lösung führt.

Mit einer Erhöhung und Reduzierung des Gewichtungskoeffizienten γ um 15% wird jeweils die Auswahl aus den 18 Dampferzeugern wiederholt. Im Vergleich zum Gewichtungssatz (1,5;1;5) bleiben für beide Variationen ((1,5;1;4,25) und (1,5;1;5,75)) die fünf geeignetsten Dampferzeuger (vgl. Tabelle 4.14) die Selben: *RB-Eth-1220*, *RB-Eth-1284*, *RB-Eth-1672*, *RB-Eth-3524* und *RB-Eth-10024*. Lediglich die Reihenfolge ändert sich.

Bezüglich der vorgegebenen Optimierungskriterien führen alle fünf Dampferzeuger zu vergleichbaren Ergebnissen. Dem Anwender muss jedoch bewusst sein, dass diese fünf Dampferzeuger aus unterschiedlichen Geometriegruppen, erkennbar an den Laufindexzahlen, stammen und somit verschiedene Geometrien aufweisen. Dies führt dazu, dass sie die drei Optimierungskriterien unterschiedlich erfüllen. Keiner erfüllt alle Kriterien bestmöglich, jedoch die Anforderungen an die Optimierungsaufgabe vergleichbar. Für die Stabilitätsbetrachtung kann festgehalten werden, dass die Variation der Gewichtung bei moderaten Änderungen ($< \pm 15\%$) nicht dazu führt, dass die ganze Optimierung erneut durchgeführt werden muss.

Bei dieser Betrachtung ist zum einen zu berücksichtigen, dass die Variation des Gewichtungskoeffizienten γ bei einer konsistenten Anwendung der Optimierungsvorgehensweise bereits bei der Auswahl aus der Geometrievariation zu anderen Dampferzeugern als den 18, in Tabelle 4.14 aufgeführten, Dampferzeugern führen kann. Zum anderen, dass es sich nicht um eine allgemeingültige Sensitivitäts- bzw. Stabilitätsanalyse handelt.

Aufgrund der Bedeutung der Gewichtungskoeffizienten ist es wichtig, die Wahl der Gewichtung auf Grundlage der Kenntnis der Einflüsse der in den Optimierungskriterien berücksichtigten Größen zu treffen. Dies bedeutet, dass die Qualität der Optimierung direkt davon abhängig ist, wie genau beispielsweise die Leistungsreduktion in Abhängigkeit vom abgasseitigen Druckverlust im Abgasstrang oder von

der Gewichtszunahme des Fahrzeuges bestimmt werden kann. Hier zeigt sich der Bedarf nach weiteren Untersuchungen, die dieser Frage nachgehen.

Mit Hilfe des Vergleichs der 18 Dampferzeuger, von denen je sechs für einen Betriebspunkt ausgewählt werden, wird zudem überprüft, ob jeder der drei charakteristischen Betriebspunkte für die Optimierung notwendig ist. Die Auswahl mittels Optimierungsfunktion ω , angewendet auf einen Niederlastpunkt des Dampferzeugers³⁷ (BP I), führt zu Dampferzeugern mit einer für den Referenzzyklus zu geringen Wärmeübertragerfläche. Die Wärmeübertragerfläche ist für die Übertragung der im Auslegungspunkt BP I bereitstehenden thermischen Leistung zwar ausreichend und die Dampferzeugergeometrie³⁸ führt zudem zu einem geringen Druckverlust im gesamten Zyklus, für Hochlastpunkte limitiert die kleine Wärmeübertragerfläche jedoch den zu übertragenden Wärmestrom und führt zu niedrigen Dampferzeugernutzungsgraden in diesen Betriebszuständen. Da der übertragene Wärmestrom jedoch das wichtigste Optimierungskriterium darstellt, kann die Auswahl nicht anhand eines Niederlastpunktes des Dampferzeugers erfolgen.

Die Auswahl anhand des mittleren Betriebspunktes (BP II) kann, wenn das Leistungsangebot im BP II deutlich geringer ist als im Hochlastpunkt (BP III), ebenfalls zu Wärmeübertragern mit zu kleinen Wärmeübertragerflächen für den Fahrzyklus führen. Der geeignetste Dampferzeuger des Mittellastpunktes (BP II) ermöglicht jedoch die Untersuchung der beiden folgenden Punkte:

Zum einen wird das AWN-System am Häufigsten im Bereich eines Mittellastpunktes betrieben. Ein auf diesen Punkt ausgelegter Dampferzeuger kann eine höhere thermische Energie im gesamten Zyklus übertragen als ein Dampferzeuger, der auf einen Hochlastpunkt ausgelegt ist. Dies wird somit überprüft. Zum anderen führt BP II im Vergleich zu BP III zu kompakteren Dampferzeugern³⁹, was die Überprüfung einer Überdimensionierung ermöglicht. Sobald der anhand von BP II ausgewählte Dampferzeuger annähernd gleiche Eigenschaften im Zyklus bezüglich der Optimie-

³⁷Beim vorgestellten Optimierungsverfahren werden für die Geometrievariation charakteristische Betriebspunkte aus dem Referenzzyklus ausgewählt. Bei der exemplarisch durchgeführten Dampferzeugeroptimierung entspricht BP I einem Niederlastpunkt des Dampferzeugers, BP II einem Mittel- bis Hochlastpunkt und BP III einem Hochlastpunkt des Dampferzeugers.

³⁸Die geringe Wärmeübertragerfläche führt bei festem Volumen zu einer großen, freien Querschnittsfläche auf der Abgasseite. Dies wiederum führt zu niedrigen Strömungsgeschwindigkeiten und geringen Druckverlusten.

³⁹BP II weist eine kleine Wärmequelle mit niedrigeren Volumenströmen auf. Dies erlaubt eine Geometriewahl, die zu höherer Turbulenz auf der Abgasseite trotz Druckverlustgrenzen führt und so einen höheren Wärmedurchgangskoeffizienten bewirkt. Dies wiederum ermöglicht eine kleine Wärmeübertragerfläche und somit eine kompaktere Ausführung des Dampferzeugers. Die Wärmeübertragerkompaktheit ist vom Autor definiert durch den Quotienten aus mittlerer Wärmeübertragerfläche pro -volumen.

rungskriterien aufweist wie der anhand von BP III ausgewählte Dampferzeuger und zudem eine deutlich kleinere Wärmeübertragerfläche hat, liegt meistens eine Überdimensionierung bei BP III vor. Dies ist bei *RB-Eth-3524* nicht der Fall⁴⁰.

4. Zwischenfazit:

- Die Auswahl eines Niederlastpunktes (BP I) als charakteristischen Betriebspunkt der Geometrievariation kann eingespart und der Rechenaufwand somit reduziert werden.
- Die Auswahl eines Mittellastpunktes des Dampferzeugers bzw. eines im Referenzzyklus häufig angefahrenen Punktes als charakteristischen Betriebspunkt der Geometrievariation ist notwendig. Er stellt sicher, dass der ausgewählte Dampferzeuger nicht nur den Maximalanforderungen gerecht wird, sondern die Bewertungskriterien in den Betriebszuständen bestmöglich erfüllt, in denen er größtenteils betrieben wird. Zudem kann er eine Überdimensionierung des Dampferzeugers aufzeigen.
- Die Wahl eines Hochlastpunktes als charakteristischen Betriebspunkt (BP III) ist für die Berücksichtigung der Maximalanforderungen und speziell der Bewertungsgröße abgasseitiger Druckverlust notwendig.
- Die Bewertungskriterien, die auf die Geometrievariation angewendet werden, werden bei der beschriebenen Vorgehensweise der Auslegung und Optimierung auch im Referenzzyklus erfüllt. Die nacheinander geschaltete Geometrie- und Betriebspunktvariation ermöglicht eine Dampferzeugeroptimierung für ein ausgewähltes Betriebskennfeld.
- Die abschließende Wahl des geeignetsten Rohrbündeldampferzeugers erfolgt anhand einer, mittels $\hat{\omega}_{RB}(1, 5; 1; 5)$ durchgeführten Gegenüberstellung der mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf die Geometrievariation bei BP II und III, ausgewählten Dampferzeuger.

Um die Detailgenauigkeit der Geometrievariation zu erhöhen und somit jeden Dampferzeuger auch zwischen den Variationsschritten zu berücksichtigen, können weitere Geometrievariationen mit feinerer Abstufung⁴¹ der Variationsschritte durchgeführt werden.

Da ein flaches Optimum vorliegt, ist eine feinere Abstufung für eine thermohydraulische Optimierung nicht notwendig. Es ist davon auszugehen, dass das vorliegende

⁴⁰Wärmeübertragerfläche $A_{m,3524} = 1,16 \text{ m}^2$ und Kompaktheit $(A_m/Volumen)_{3524} = 247 \text{ m/m}^3$ sowie $A_{m,1284} = 1,39 \text{ m}^2$ und $(A_m/Volumen)_{1284} = 296 \text{ m/m}^3$.

⁴¹Die Abstufung, z.B. der Anzahl der Rohre je Reihe und der Rohrreihenanzahl wird bei der aktuellen Geometrievariation mit einer Schrittweite von zehn durchgeführt.

flache Optimum auch bei anderen Optimierungsaufgaben auftritt. Die Annahme, dass immer ein flaches Optimum vorliegt, sollte jedoch in weiterführenden Arbeiten allgemeingültig geprüft werden. Grundsätzlich ist aber davon auszugehen, dass mit steigender Anzahl an Variationsgrößen und Bewertungsfunktionen die Schärfe des Optimums abnimmt.

Eine feiner abgestufte Geometrievariation muss aber gegebenenfalls aus Gründen der Konstruktion durchgeführt werden. Nicht immer sind z. B. alle Rohrdurchmesser für den gewünschten Werkstoff fertig- oder lieferbar. Oder die Aufteilung der Rohre in einer Rohrreihe aufgrund einer Passzahl größer eins führt zu nicht ganzen Zahlen bei dieser Aufteilung und muss angepasst werden. Da keine Fertigung der hier optimierten Dampferzeuger umgesetzt wird, ist eine feiner abgestufte Geometrievariation in dieser Arbeit nicht notwendig.

Neben der Frage einer feineren Geometrievariation stellt sich ebenfalls die Frage, ob mit einer geringeren Anzahl an Geometrievariationen und Variationsgrößen und somit weniger Rechenaufwand der gleiche Dampferzeuger oder einer mit vergleichbaren Eigenschaften ausgewählt werden kann. Dies ist nicht allgemeingültig zu beantworten, da die Variationsbreite stark von den Zielvorgaben abhängig ist und diese oftmals politischer Natur sind oder von den Fahrzeugherstellern nach subjektiven Kriterien vorgegeben werden. Daher wird an dieser Stelle für die aktuelle Optimierungsaufgabe auf die Untersuchung aus dem Kapitel 4.2.2 verwiesen, in dem die Einflüsse der variierten Geometrieparameter auf die Bewertungsgrößen untersucht werden. Hierbei zeigt sich, z. B. für den Rohrbündeldampferzeuger, dass die durchgeführten Passzahl- und Wandstärkenvariationen im Sektor III, mit weniger als 1%, den geringsten Einfluss auf den übertragenen Wärmestrom und den abgasseitigen Druckverlust haben. Mit diesem Wissen kann zu Beginn anderer Dampferzeugeroptimierungsaufgaben die Wahl der Geometrievariationsparameter und deren Variationsbreite getroffen werden. Für die Rohrbündeloptimierung ist die Passzahl- und Wandstärkenvariation im Sektor III nicht notwendig bzw. in einer anderen Größenordnung durchzuführen.

Des Weiteren kann sich im Anschluss an die Geometrievariation für einen Dampferzeugertyp zeigen, dass z. B. nur sehr kompakte Rohrbündeldampferzeuger geeignet sind. Diese Erkenntnis kann bei gleichen Randbedingungen auf andere Dampferzeugertypen, z. B. Rippenrohrbündel oder Kreuzstromplatten, übertragen werden und hier die Auswahl und Variationsbreite der Geometriegrößen mitbestimmen. Auch so kann der Rechenaufwand reduziert werden.

Die Anwendung der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}_{RB}$ mit der Normierung auf den Ma-

ximalwert der Rohrbündelvariation ($\hat{\omega}_{RB} = \hat{\omega}^*/\hat{\omega}_{max,RB}^*$) ermöglicht noch keinen Vergleich aller drei Dampferzeugertypen. Daher wird im Anschluss an die separate Optimierung aller drei Dampferzeugertypen (Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger) in Tabelle 4.27 im Kapitel 4.5 die Auswertung mit einer Normierung auf das Maximum aller drei Dampferzeugertypen entsprechend Gleichung 4.12 wiederholt. Hierbei wird $\hat{\omega}^*$ entsprechend der Ausführungen in den Gleichungen 4.10 f. berechnet.

$$\hat{\omega} = \frac{\hat{\omega}^*}{\hat{\omega}_{max,RB,RRB,KSPL}^*} \quad (4.12)$$

4.2.3.4 Optimierter Rohrbündeldampferzeuger

RB-Eth-3524 ist der geeignetste Rohrbündeldampferzeuger. Er besteht aus einem Rohrbündel mit fluchtender Rohranordnung, 25 Rohren je Reihe und 65 Rohrreihen. Abbildung 4.22 zeigt das Rohrbündel und die Bauraummaße. Im Anhang A.12 in Abbildung A.63 ist zudem der Dampferzeuger inklusive Trichter abgebildet, um so die Abgasdurchströmung aufzuzeigen. Zusätzlich ist im selben Anhang in Abbildung A.64 das Rohrbündel für die Abgasseite dargestellt.

Die Quer- und Längsverhältnisse der Rohranordnung a und b sind 2,30 und 1,31. Die Rohraußen- und Innendurchmesser sind vier 4 mm und 3,6 mm. In beiden Bereichen der einphasigen Arbeitsmedienströmung ist die Passzahl zwei. Die der zweiphasigen Strömung ist eins. Abbildung 4.23 zeigen den Rohrspiegel.

Im Betriebspunkt BP II, der einen durchschnittlichen Betriebszustand des Dampferzeugers widerspiegelt, teilen sich die drei Bereiche Aufwärmung bis zum Siedepunkt, Verdampfung und Überhitzung auf die Gesamtfläche wie folgt auf: 84% (55 Rohrreihen) Aufwärmung, 13% (8 Rohrreihen) Verdampfung und 3% (2 Rohrreihen) Überhitzung.

Neben *RB-Eth-3524* beinhaltet das flache Optimum weitere 51 Dampferzeuger. Diese weisen ebenfalls einen Rohraußendurchmesser von vier Millimetern und eine Anzahl von 25 Rohren je Reihe auf. Die geometrischen Unterschiede innerhalb des Optimums sind die Anzahl der Rohrreihen, die von 35 bis 65 variiert, die Wandstärke, die in allen Sektoren von 0,2 mm auf 0,4 mm wechselt sowie die Passzahl, die von eins auf zwei im Sektor Erwärmung variiert. Die Spanne von 35 bis 65 Rohrreihen führt nahezu zu einer Verdoppelung der Wärmeübertragerfläche.

Diese Flächenverdoppelung bestätigt, dass sich die verschiedenen, geeigneten Dampferzeuger bezüglich der Bewertungsfunktionen BWF A, B und C stark unterschei-

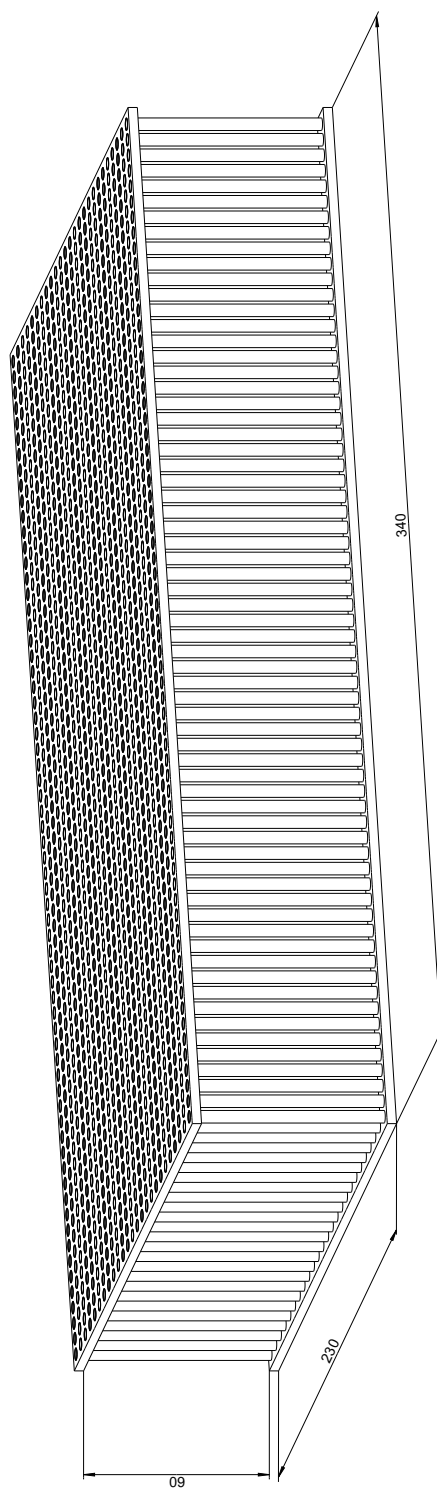
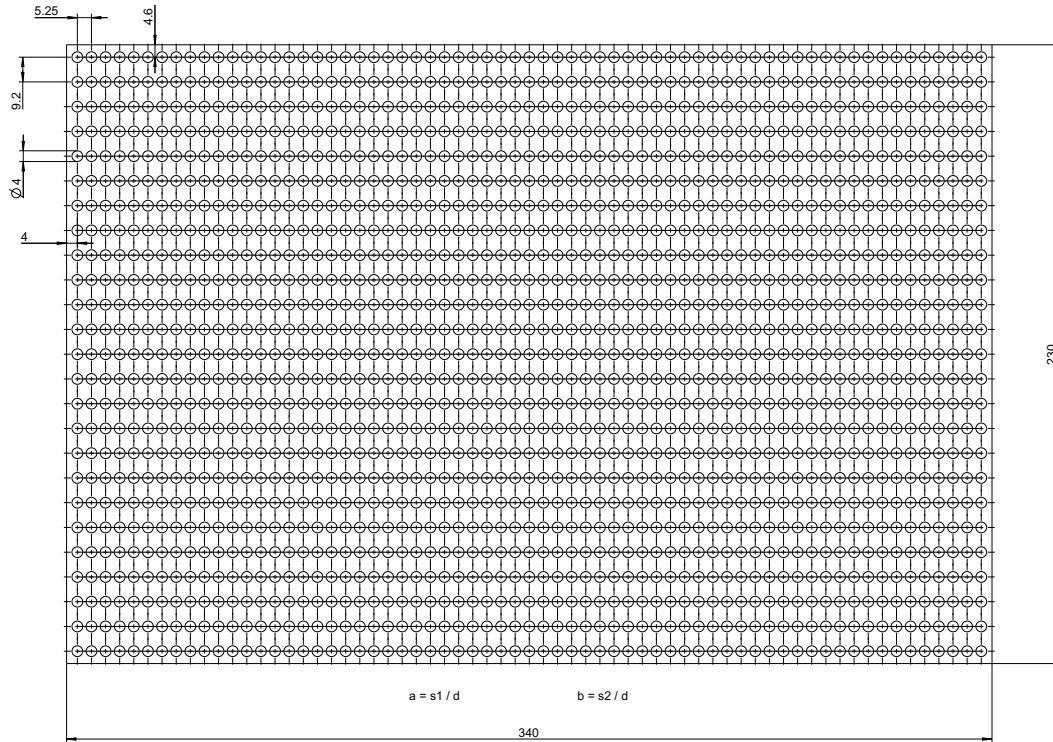


Abbildung 4.22: Geometrie des Rohrbündeldampferzeugers *RB-Eth-3524*

Abbildung 4.23: Rohrspiegel des Rohrbündeldampferzeugers *RB-Eth-3524*

den. Bei einer Verdoppelung der Wärmeübertragerfläche (65 Rohrreihen) ist der Wert bezüglich BWF C (η_{DE}) deutlich höher als bei 35 Rohrreihen. Dafür ist bei 35 Rohrreihen die abgasseitige Durchströmungsfläche größer und somit der abgasseitige Druckverlust (BWF A) geringer. Auch das Gewicht ist bei 35 Rohrreihen geringer als bei 65 (BWF B). Innerhalb des flachen Optimums liegt die Spanne der Ergebnisse der 52 Dampferzeuger hinsichtlich der BWF A zwischen 0,49 und 0,61, bezüglich BWF B zwischen 0,22 und 0,76 und bezüglich BWF C zwischen 0,75 und 0,97. Jedoch führt die Berücksichtigung aller Bewertungsfunktionen zu vergleichbaren Werten hinsichtlich der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$. Hier liegt die Spanne der Ergebnisse zwischen 0,96 und 1.

Die Tatsache, dass der optimierte Rohrbündeldampferzeuger eine fluchtende Rohr-anordnung aufweist, entspricht nicht der Erwartung des Autors. Die Optimierung mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ und die damit verbundene starke Gewichtung des übertragenen Wärmestroms (BWF C) lässt eine versetzte Rohranordnung erwarten. Sowohl die Wärmeübertragerfläche in einem festen Volumen als auch der limitierende abgasseitige Wärmeübergangskoeffizient sind in einer versetzten Rohranordnung größer als in einer fluchtenden Anordnung und führen somit zu einem größeren übertrage-

nen Wärmestrom. In einer versetzten Rohranordnung ist eine dichtere Packung der Rohre möglich.

Dies wirft die Frage auf, ob und bei welcher Gewichtung die Optimierungsfunktion zu einer fluchtenden oder einer versetzten Rohranordnung führt und ob gegebenenfalls die Geometrievariation im Voraus in Abhängigkeit von der Gewichtung um eine Anordnung reduziert werden kann. Im Anhang A.15 wird diese Frage thematisiert und es zeigt sich, dass neben den Bewertungsfunktionen und deren Gewichtung auch der vorgegebene Bauraum einen Einfluss auf die Geometrie bzw. die Rohranordnung des optimierten Rohrbündeldampferzeugers hat.

Zum Einfluss der Bewertungsfunktionen ist festzuhalten, dass von den drei Bewertungsfunktionen nur für die BWF C die Auswirkungen der Änderung der Gewichtung auf die Geometrie bzw. Rohranordnung im Voraus⁴² bestimmt werden können. Hierbei führt die Reduzierung des Gewichtungskoeffizienten γ zu einer Geometrie mit wenig Rohren und einer fluchtenden Rohranordnung. Eine Steigerung führt hingegen zu einer Geometrie mit vielen Rohren und einer versetzten Anordnung.

Da das Optimierungsverfahren jedoch zwei weitere Bewertungsfunktionen berücksichtigt und für diese die Auswirkungen nicht ohne Anwendung des Optimierungsverfahrens bestimmt werden können, ist eine Reduzierung der Geometrievariation nicht möglich. Es ist im Voraus der Variationsrechnung nicht anzugeben, wann die Gewichtung der Bewertungsfunktion zu einem Wechsel von einer fluchtenden zu einer versetzten Rohranordnung führt oder ob die Geometrie im Grenzfall *ein Rohr* (wenige Rohre) oder *endlich viele Rohre* aufweist (s. Anhang A.15).

Bezüglich des Bauraums ist festzuhalten, dass eine Änderung dieses dazu führt, dass sich bei einem festen Gewichtungskoeffizientensatz die Geometrie der geeignetsten Dampferzeuger ändert. Eine Zunahme des Bauraums führt absolut zu mehr geeigneten Dampferzeugern mit fluchtender Rohranordnung. Sobald die Wärmeübertragerfläche trotz fluchtender Rohranordnung den übertragenen Wärmestrom nicht limitiert, da ausreichend Wärmeübertragerfläche im Bauraum platziert werden kann, führt eine fluchtende Rohranordnung zu einem geringeren Druckverlust.

Im Umkehrschluss führt eine Reduzierung des Bauraums zu mehr geeigneten versetzten Rohrbündeldampferzeugern, da eine dichtere Packung möglich ist. Es steigt zwar

⁴²Die Auslegungsrechnung des Optimierungsverfahrens berechnet im Zuge der Geometrievariation zwar auch die Auswirkungen der Änderungen. Hierfür muss jedoch jeweils eine Variationsrechnung je Gewichtung durchgeführt werden. Dies ist aufwendig und mit viel Rechenaufwand verbunden. Bei der Bestimmung der Einflüsse im **Voraus** soll die Tendenz jedoch ohne Variationsrechnung anhand von allgemeingültigen Überlegungen und Erfahrungen bei der Dampferzeugerauslegung bestimmt werden. Dies wird im Anhang A.15 untersucht.

der abgasseitige Druckverlust, da aber der übertragene Wärmestrom stärker gewichtet wird, überwiegt die Wärmestromoptimierung und somit die versetzte Rohranordnung bei kleinen Bauräumen. Hieraus leitet sich auch die Möglichkeit zur Kontrolle einer Überdimensionierung des Dampferzeugers ab. Bei einem “zu großen” Bauraum führt die Optimierung zu sehr vielen Dampferzeugern, die geeignet sind. Ein großer Anteil der untersuchten Dampferzeuger hat in diesem Fall einen Dampferzeugernutzungsgrad von nahezu eins und einen abgasseitigen Druckverlust, der gegen null tendiert. Dieser Fall dient als Indikator für einen zu großen Bauraum bzw. eine Überdimensionierung des Dampferzeugers.

Es kann festgehalten werden, dass sowohl die Gewichtung der Bewertungsfunktionen als auch der Bauraum einen Einfluss auf die Rohranordnung und die Anzahl der Rohre des optimierten Rohrbündeldampferzeugers haben. Zu welcher Geometrie oder zu welcher Tendenz der Geometrieausprägung⁴³ die Änderung der Gewichtung oder des Bauraums führt, kann jedoch nicht allgemeingültig im Voraus bestimmt werden. Es ist zwar davon auszugehen, dass es Regime gibt, in denen eine Steigerung oder Reduzierung eines Gewichtungskoeffizienten zu Rohrbündeldampferzeugern führt, die vermehrt z.B. eine fluchtende Rohranordnung und wenige Rohre aufweist. Diese Tendenz gilt aber nicht für die gesamte Variationsbreite der Gewichtungskoeffizienten oder für die gesamte Variationsbreite der Geometrievariationen. Aus diesem Grund wird die Geometrievariation in der gesamten vorgestellten Variationsbreite durchgeführt. Dies führt gegebenenfalls zu einer umfangreichen Rechnung, stellt aber auch sicher, dass alle Geometrieformen betrachtet werden.

4.2.3.5 Alternative Optimierungsverfahren

Im Anschluss an die Erklärung der in dieser Arbeit verwendeten Vorgehensweise der Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers sollen zwei weitere Vorgehensweisen kurz genannt werden. Zum einen die exergoökonomische Simulation, bei der alle Einzelkomponenten des AWN-Systems mit vereinfachten Funktionen und Kennzahlen simuliert werden. Zum anderen eine gleichzeitige Simulation aller Komponenten bei detaillierter Abbildung der Einzelkomponenten anhand einer Geometrievariation.

Die exergoökonomische Optimierung kann zu einem geringeren Rechenaufwand als die in dieser Arbeit vorgestellte Vorgehensweise führen. Zudem hat sie den Vorteil

⁴³Es wird nicht so sein, dass alle optimierten Rohrbündeldampferzeuger eine fluchtende oder versetzte Rohranordnung haben. Mit der Tendenz ist gemeint, dass die Mehrzahl der optimierten Rohrbündel entweder eine fluchtende oder versetzte Rohranordnung haben und sich diese Ausrichtung verschieden kann.

in der direkten Berücksichtigung der Wechselwirkungen zwischen den Einzelkomponenten und der Auswirkungen der Einzelkomponenten auf das Gesamtsystem. Diese Berücksichtigung der Wechselwirkungen wird jedoch oftmals durch die fehlende Detailgenauigkeit der Einzelkomponenten limitiert. Eine Aussage über die explizite Geometrie wird zudem nicht getroffen.

Die zweite Methode, die gleichzeitige Simulation aller Einzelkomponenten inklusive Geometrievaryation, führt zu der präzisesten der drei Optimierungen. Sowohl die Wechselwirkungen als auch die detaillierten Geometrien werden erfasst. Der Aufwand der Simulation steigt jedoch stark an. Speziell die Problematik der viel feineren zeitlichen Auflösung der Expansionsmaschinensimulation⁴⁴ gegenüber der Dampferzeugersimulation lässt bei einer gekoppelten Simulation den Rechenaufwand stark steigen und führt zudem zu Konvergenzproblemen. Eine quasistationäre Simulation ist in diesem Fall aufgrund der Expansionsmaschinensimulation nicht möglich.

Für das Nachrechnen eines bestehenden Abwärmenutzungssystems zur Bestimmung der Wechselwirkungen und zur Festlegung der Betriebsstrategie ist diese Vorgehensweise sicherlich geeignet. Für die Auslegung und Optimierung der Einzelkomponenten im Vorserienstadium, wo sich die mobile AWN mittels Dampfkraftprozess befindet, steht jedoch nach Erfahrungen des Autors und allgemeinen Überlegungen der Aufwand nicht im Verhältnis zur Verbesserung der Optimierung.

Die Ergebnisse der Optimierung mittels ω -Verfahren bestätigen dies. Unter Berücksichtigung einer Geometrie- und Betriebspunktvariation wird ein geeigneter Dampferzeuger bestimmt, der die Optimierungsanforderungen bestmöglich erfüllt. Hierbei liegt ein flaches Optimum vor. Es wird zudem eine explizite Geometrie vorgegeben. Auch die Wechselwirkungen werden trotz nicht gleichzeitiger Simulation der Einzelkomponenten berücksichtigt. Die Vorgabe der Randbedingungen auf der Arbeitsmedienseite, bestimmt durch die separat durchzuführende Expansionsmaschinoptimierung, berücksichtigt die Wechselwirkungen mit der Expansionsmaschine. Die Expansionsmaschine stellt neben dem Dampferzeuger die wichtigste Einzelkomponente dar.

Bezüglich detaillierter Ausführungen zu den beiden genannten alternativen Verfahren wird auf die Literatur und weiterführende Arbeiten verwiesen.

Abschlussfazit für die Rohrbündeldampferzeugeroptimierung:

⁴⁴Für die Auslegung der Expansionsmaschine wird mit einer Schrittweite von einem Grad Kurbelwinkel gerechnet. Bei einer Drehzahl von bis zu 5.000 Umdrehungen pro Minuten führt dies zu 30.000 Simulationsschritten pro Sekunde. Dies ist deutlich mehr, als für die Dampferzeugersimulation notwendig ist. Die quasistationäre Simulation des Dampferzeugers erfolgt mit einer Schrittweite von einer Sekunde.

- Die Dampferzeugerauswahl erfolgt anhand der Vorgabe charakteristischer Betriebspunkte sowie der Kontrolle mittels Referenzfahrzyklus. Es ist mindestens ein Mittel- und ein Hochlastpunkt des Dampferzeugers vorzugeben.
- Es bedarf mehrerer Bewertungskriterien. Übertragener Wärmestrom, abgasseitiger Druckverlust und Bauraumbeschränkungen wie Gewicht und Volumen sind immer zu beachten. Optional hinzukommen fahrzeug- und prozessspezifische sowie politische und durch die Fahrzeughersteller vorgegebene Kriterien. Dies kann z. B. das Absteuern des Abgasmassenstroms oder das Substituieren einer Fahrzeugkomponente sein.
- Es ist eine Gewichtung der einzelnen Bewertungsfunktionen notwendig und die Gewichtung hat entscheidenden Einfluss auf das Ergebnis der Optimierung.
- Eine Änderung des wichtigsten Gewichtungskoeffizienten um $\pm 15\%$ führt in der exemplarischen durchgeführten Dampferzeugeroptimierung nicht zu einem anderen auszuwählenden Dampferzeuger.
- Die Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ führt zu einem flachen Optimum, obwohl nicht alle Bewertungskriterien separat betrachtet ein flaches Optimum aufweisen. Die einzelnen Dampferzeuger des flachen Optimums unterscheiden sich in der Geometrie. Dennoch erfüllen sie alle die Optimierungsanforderung.
- Die Optimierung mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ wählt unter Berücksichtigung der sensitivsten⁴⁵ Geometrieausführungen den geeignetsten Dampferzeuger inklusive Berücksichtigung des zugehörigen Betriebsverhaltens aus.

4.2.3.6 Auslegung für das Arbeitsmedium Wasser

An dieser Stelle wird nur auf die reinen Optimierungsergebnisse verwiesen. Hierbei wird die Optimierung des Rohrbündeldampferzeugers für das Arbeitsmedium Wasser nach der gleichen Vorgehensweise wie für das Arbeitsmedium Ethanol durchgeführt. Im Anhang A.11.1 sind in Abbildungen A.28 bis A.31 sowie Tabelle A.10 die Optimierungsschritte für die Auswahl aus der Geometrievariation dargestellt und im selben Anhang in Tabelle A.10 die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung.

Geeignetster Rohrbündeldampferzeuger für das Arbeitsmedium Wasser ist *RB-H₂O-1332*. Die Geometrieparameter sind Tabelle A.9 im Anhang A.11.1 zu entnehmen.

⁴⁵Es werden die Geometrieparameter variiert, die bezüglich der Bewertungskriterien, die über die Bewertungsfunktion beschrieben werden, den größten Einfluss haben.

4.2.4 Erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen

Zur Überprüfung der Möglichkeit der Dampferzeugeroptimierung bei erweiterten⁴⁶ Geometriegültigkeitsgrenzen der Korrelationsgleichungen für die Berechnung der Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten sowie für den abgasseitigen Druckverlust wird eine erneute Dampferzeugerauslegung und -optimierung durchgeführt. Hierbei werden im Verlauf der Vorauswahl erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen herangezogen und die daraus resultierenden Dampferzeuger dem gesamten Optimierungsprozess unterzogen.

Die geometrischen Gültigkeitsgrenzen, angegeben von Gaddis und Gnielinski (1983) und Gnielinski (1978) (Tabelle 2.4), werden hierzu entsprechend Tabelle 4.15 überschritten. Um eine möglichst kompakte Bauweise zu berücksichtigen, werden die einzelnen Rohre quer und längs zur Strömungsrichtung so dicht zueinander angeordnet bis eine Limitierung aufgrund einer Berührung entsteht. Dies führt zu einem Abstand der Rohrachsen, der nur 10% größer ist, als der Rohrdurchmesser. Die Geometriegültigkeitsgrenzen in Richtung steigender Kompaktheit werden hierdurch um bis zu 12% überschritten.

Fluchtende Rohranordnung	Versetzte Rohranordnung
$1, 1 \leq a \leq 5, 0 \quad (1, 25 \leq a \leq 3, 0)$	$1, 1 \leq a \leq 5, 0 \quad (1, 25 \leq a \leq 3, 0)$
$1, 1 \leq b \leq 5, 0 \quad (1, 2 \leq a \leq 3, 0)$	$0, 6 \leq b \leq 5, 0 \quad (0, 6 \leq a \leq 3, 0)$
	$1, 1 \leq c \quad (1, 25 \leq c)$

Tabelle 4.15: Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Rohrbündeldampferzeugeroptimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegößen a, b und c s. Abb. 2.19. In Klammern sind die Geometriegrenzen nach Gaddis und Gnielinski (1983) und Gnielinski (1978) aufgeführt.

In Richtung steigender Durchlässigkeit (sinkender Kompaktheit) werden die Geometriegültigkeitsgrenzen mit 67% deutlich stärker erweitert. Dies führt zu einem Abstand der Rohrachsen, der fünfmal größer ist als der Rohrdurchmesser. Da keine Limitierung durch die Fertigung besteht, kann diese Gültigkeitsüberschreitung beliebig getroffen werden. Mit 67% liegt jedoch bereits eine große Überschreitung vor, die eine ausreichende Bewertung neuer, nicht untersuchter Geometrie ermöglicht. Zudem nehmen die Auswirkungen der Strömungsverwirbelung durch ein umströmtes Rohr auf das folgende Rohr mit zunehmendem Rohrabstand ab. Bei noch größeren Abständen ist davon auszugehen, dass die Berechnung mittels eines Modells für einzeln

⁴⁶Dies beinhaltet eine Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen in einem begrenzten Maße, nicht eine Vernachlässigung dieser, wie sie im Kapitel 4.2.2 zuvor betrachtet wird.

angeströmte Rohre oder Rohrreihen zu genaueren Ergebnissen als die Berechnung mit Hilfe des Rohrbündelansatzes führt. Ob dieser Wechsel genau beim fünffachen Rohrdurchmesser erfolgt, wird nicht untersucht und ist somit nicht sicher.

Diese Geometriegültigkeitserweiterung führt zu einer deutlich größeren Ausgangsmenge an Dampferzeugergeometrien für die drei Bewertungsfunktionen BWF A, B und C und die sich anschließende Optimierung mittels Optimierungsfunktion ω (5.552 statt 2.496 Geometrien, vgl. Abb. 4.24 mit 4.16). Diese Vorgehensweise bietet die Möglichkeit Dampferzeugergeometrien zu untersuchen, die gegebenenfalls deutlich besser geeignet sind und trotz der Überschreitung der Gültigkeitsgrenzen mit Hilfe der Berechnungsgleichungen hinreichend genau berechnet werden können.

Es ist jedoch für jede neue Berechnungsgleichung und somit bei jedem neuen Dampferzeugertyp eine Bewertung der Überschreitung der Gültigkeitsgrenzen durchzuführen und gegebenenfalls mit Validierungsversuchen zu bestätigen. Auf der anderen Seite ist es wiederum nicht grundsätzlich falsch, Korrelationsgleichungen außerhalb der Gültigkeitsgrenzen anzuwenden. Oftmals sind die Grenzen durch die Geometrien der vermessenen Dampferzeugerstrukturen oder durch Teilobjekte dieser vorgegeben. Bei der Verwendung vieler verschiedener Geometrien ist die zu beschreibende Zielgröße der Korrelationsgleichung und deren Abhängigkeiten von den charakteristischen Geometriegrößen gut abgebildet und beschränkt sich nicht nur auf den Geometriebereich der Versuchsobjekte. Somit muss eine Anwendung der Gleichungen außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen nicht automatisch zu einer fehlerhaften Berechnung führen.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der Optimierung bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen vorgestellt. Die Überprüfung der Erweiterung erfolgt im Anschluss anhand einer Plausibilisierung dieser Ergebnisse. Somit soll eine Vorgehensweise beschrieben werden, die sowohl für die anderen Dampferzeugertypen als auch für neue Auslegungs- und Optimierungsaufgaben ohne Validierungsversuche angewendet werden kann. Zur Absicherung der rein theoretischen und exemplarischen Betrachtung werden zusätzlich, für die in dieser Arbeit durchgeführte Optimierungsaufgabe, Validierungsversuche zur Untersuchung der Berechnungsgenauigkeit der Korrelationsgleichungen für den abgasseitigen Druckverlust nach Gaddis und Gnielinski (1983) und Gnielinski (1978) in den Kapiteln 5.1.2 und 5.2.2 sowie 6.1 bis 6.3 durchgeführt und ausgewertet.

Geeignetster Dampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen ist *RB-Eth-8900*. Die Geometrie ist Tabelle 4.16 zu entnehmen. Zudem sind die Ergebnisse für die Optimierungsfunktionen $\omega(1, 5; 1; 5)$, $\omega(1; 1; 3)$ und $\omega(1; 1; 2)$ als auch

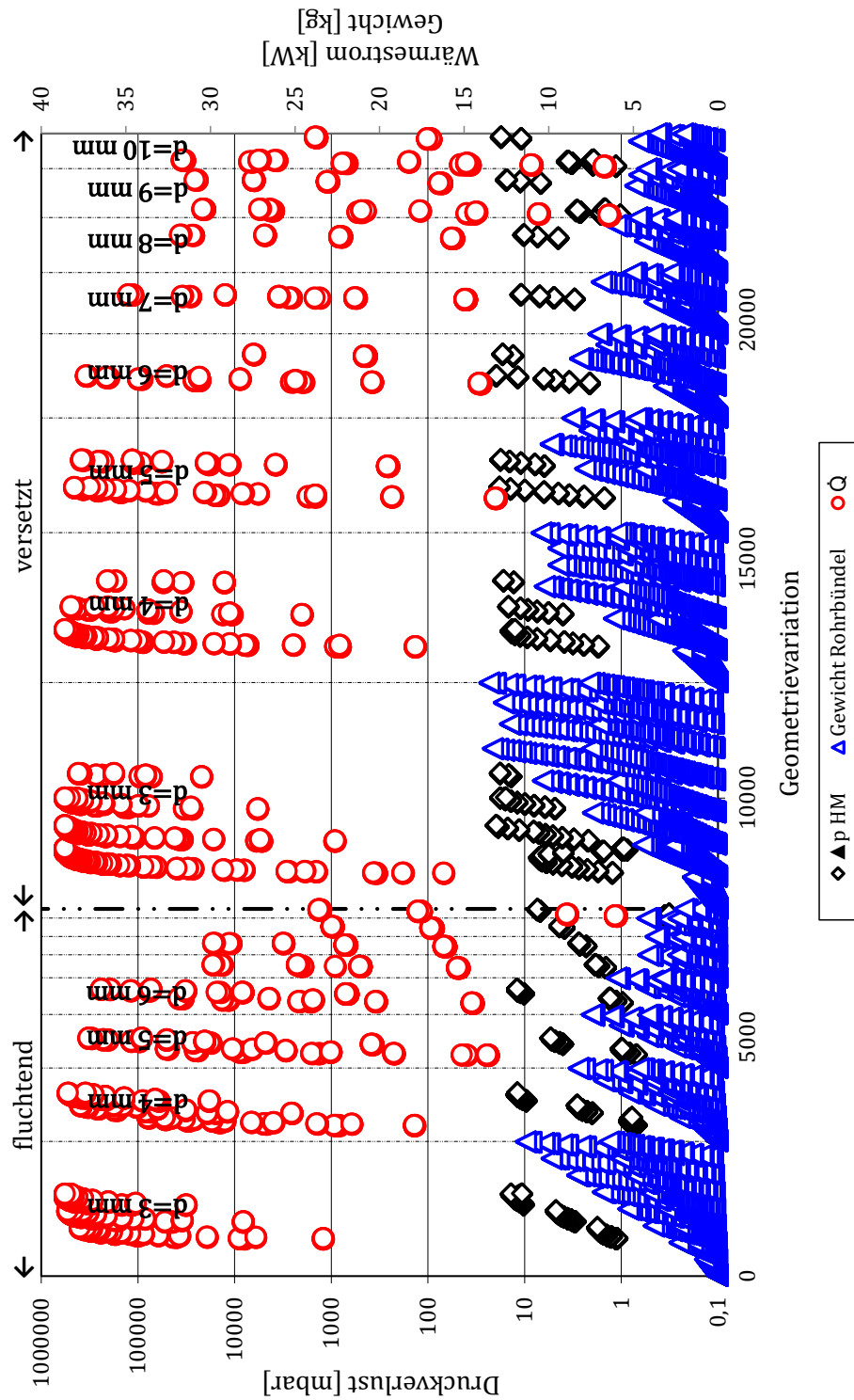


Abbildung 4.24: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht G_{HB} für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

für die separaten Bewertungsfunktionen $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ (BWF A), \dot{Q}/m (BWF B) und η_{DE} (BWF C) für alle drei Betriebspunkte Tabelle 4.17 zu entnehmen. Die wichtigsten Ergebnisse und Zwischenschritte entsprechend der Optimierungsvorgehensweise sind im Anhang A.11.1 in den Abbildungen A.26 und A.27 sowie den Tabellen A.5 bis A.8 zu entnehmen.

	RB-Eth 8900	Einheit
Rohranordnung	versetzt	-
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	175	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Rohranordnung s1	14,84	mm
Rohranordnung s2	1,94	mm
Rohranordnung s3	7,42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	4,95	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	0,65	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	-
$A_{DE, HM}$	1,48	m^2
$A_{DE, AM}$	1,29	m^2
$A_{DE, m}$	1,39	m^2
Gewicht reines Rohrbündel	2,04	kg

Tabelle 4.16: Geometriegrößen für den Rohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-8900*

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.7 und Anhang A.9 Abb. A.19 sowie Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

Für das Arbeitsmedium Wasser bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen ist *RB-H₂O-8900* der geeignetste Dampferzeuger. Im Anhang A.11.1 sind in Abbildungen A.32 bis A.34 sowie Tabelle A.11 und A.12 die Vorgehensweise der Optimierung, Zwischenschritte und die relevanten Simulationsergebnisse dargestellt.

Im Folgenden wird die Plausibilisierung der Auslegungsergebnisse für das Arbeitsmedium Ethanol durchgeführt. Die Geometriegültigkeitsüberschreitung wird hierfür,

BWF bzw. Optimierungsfkt.	BP I	BP II	BP III
$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	8836	8900	8900
$\omega(1; 1; 3)^*$	8836	8900	8900
$\omega(1; 1; 2)^*$	771	3300	8900
$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$	7579	3312	8904
\dot{Q}/m	8420	8420	8420
η_{DE}	11815	8900	8904

Tabelle 4.17: Bezüglich der Bewertungs- und Optimierungsfunktionen aus der Geometrievariation ausgewählte Rohrbündeldampferzeuger bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, m $\hat{=}$ Masse, η_{DE} $\hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl. 4.8.

entsprechend Tabelle 4.18, in sieben Bereiche unterteilt. Vier Bereiche entfallen auf die fluchtende und drei auf die versetzte Rohranordnung.

	fluchtend					versetzt	
Bereich	1	2	3	4	5	6	7
Grenze	$a \leq 1, 25$	$3 < a \leq 5$	$b \leq 1, 2$	$3 < b \leq 5$	$a \leq 1, 25$	$3 < a \leq 5$	$3 < b \leq 5$

Tabelle 4.18: Bereiche der Geometriegrenzen bei der Rohrbündelauslegung

In den beiden Abbildungen 4.25 und 4.26 sind für die versetzte Rohranordnung der abgasseitige Druckverlust und der übertragene Wärmestrom jeweils bei Einhaltung und bei Erweiterung der Gültigkeitsgrenzen gegenübergestellt. In Abbildung 4.25 wird die Erweiterung in Querrichtung ($a \leq 1, 25 \hat{=}$ Bereich 5 und $3 < a \leq 5 \hat{=}$ Bereich 6) betrachtet, wohingegen Abbildung 4.26 die Erweiterung in Längsrichtung betrachtet ($3 < b \leq 5 \hat{=}$ Bereich 7). Die gelben und blauen Striche kennzeichnen die Wärmeströme und Druckverluste für die erweiterten Gültigkeitsgrenzen, die roten Kreise und schwarzen Rauten weiterhin die Wärmeströme und Druckverluste bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen. Die gestrichelten Linien unterteilen in beiden Abbildungen die Geometrievariation entsprechend des Rohraußendurchmessers. In den Teilbereichen wird weiterhin die Anzahl der Rohre je Reihe, die Rohrreihenanzahl, die Rohrwandstärke und die Passzahl variiert.

Für die Dampferzeugeroptimierung bei erweiterten Gültigkeitsgrenzen, wie sie in dieser Arbeit durchgeführt wird, wird sowohl der Geometrieparameter a als auch der Geometrieparameter b berücksichtigt. Dies führt zu einer Überlagerung der bei-

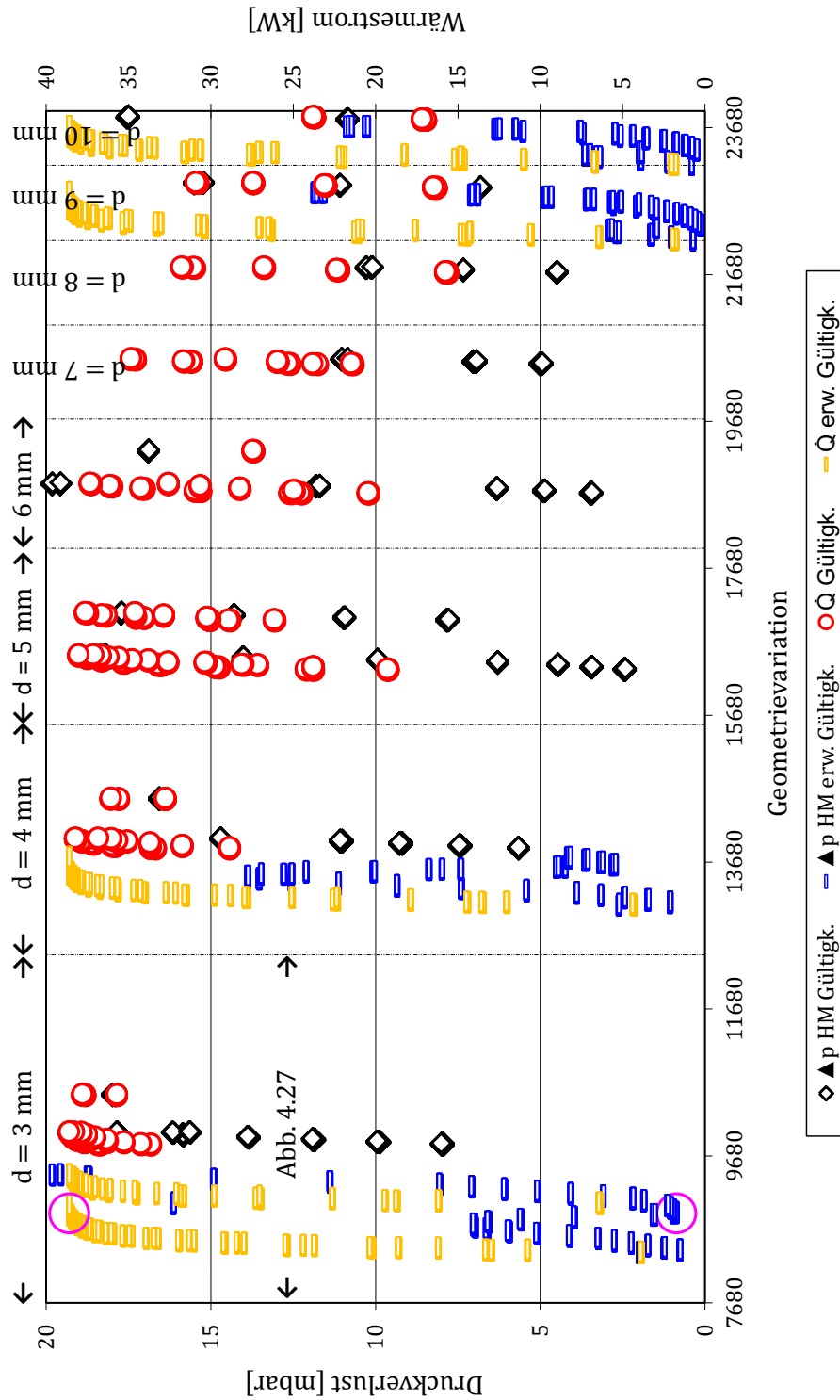


Abbildung 4.25: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RB-Eth*: $a \leq 1,25$ und $3 < a \leq 5$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $d \hat{=}$ Rohraußendurchmesser.

\dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-8900* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○.

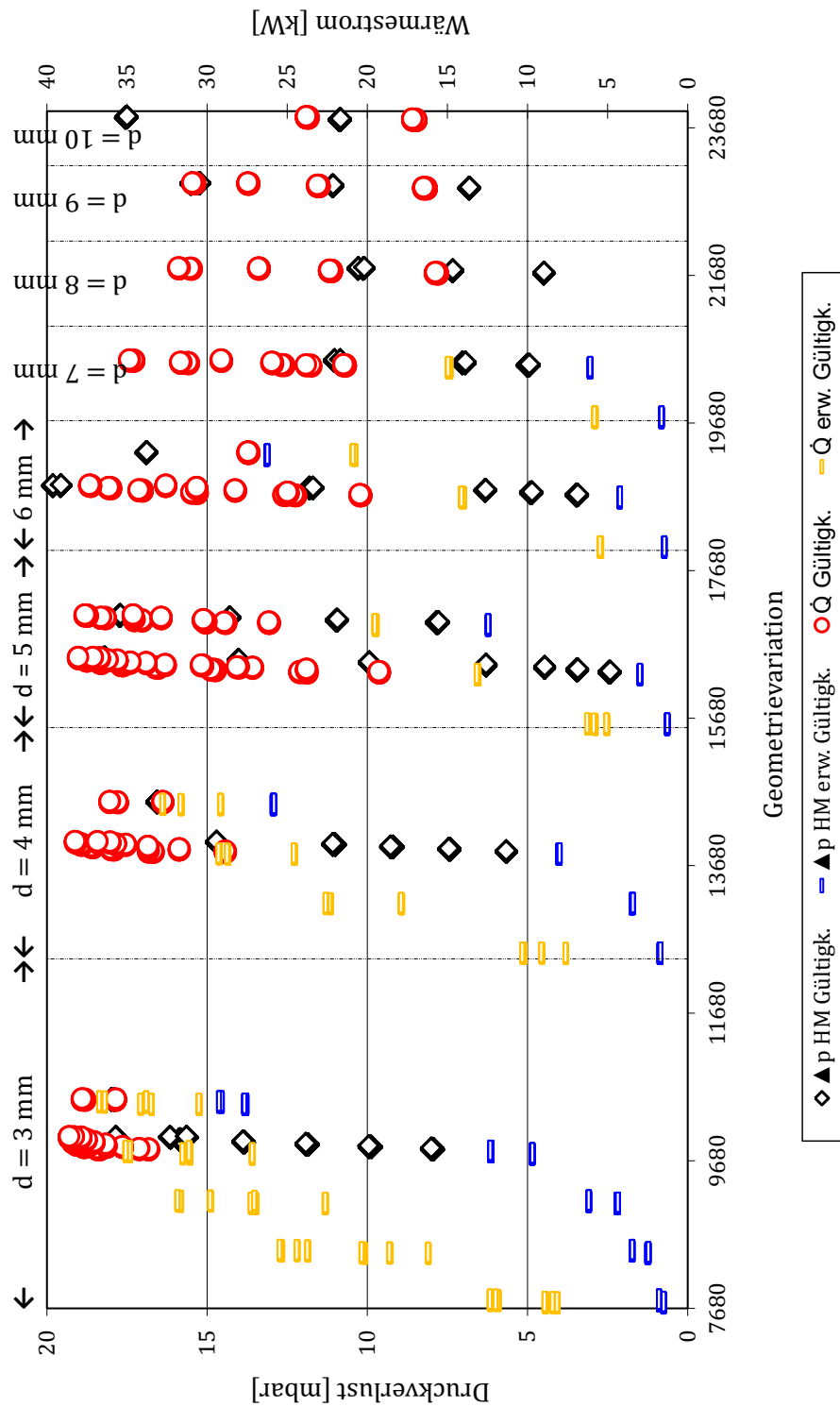


Abbildung 4.26: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RB-Eth*: $3 < b \leq 5$
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $d \hat{=}$ Rohraußendurchmesser.

den Abbildungen 4.25 und 4.26, bei der nur die Dampferzeuger abgebildet werden, die sowohl in Abbildungen 4.25 als auch 4.26 dargestellt sind. Das Ergebnis für die gesamte Geometrievariation ist Abbildung 4.24 zu entnehmen. In allen drei Abbildungen werden nur die Dampferzeuger ausgewertet, die zu einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar führen.

In Abbildung 4.25 ist zusätzlich der Dampferzeuger *RB-Eth-8900* eingetragen. Für die Gültigkeitsüberschreitung in Querrichtung (Abb. 4.25) zeigt sich aus folgenden Gründen ein plausibler Verlauf der übertragenen Wärmeströme. Der große Gradient zu Beginn der Wärmestromverläufe, der in allen acht Teilbereichen (jeweils konstanter Rohraußendurchmesser) mehrmals auftritt, beruht auf der zu Beginn prozentual stark steigenden Wärmeübertragerfläche. Diese resultiert aus der Variation der Rohrreihenanzahl bei fester Anzahl der Rohre je Reihe. Jedoch sinkt mit jeder hinzukommenden Steigerung um zehn Rohrreihen der prozentuale Zuwachs. Es ergibt sich ein asymptotischer Verlauf. Dieser Verlauf endet beim maximal zu übertragenen Wärmestrom von 38,6 kW. Der beschriebene Verlauf bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen entspricht qualitativ dem bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen. In Abbildung 4.27 ist zudem zum besseren Verständnis der Teilbereich mit einem festen Rohrdurchmesser von drei Millimetern separat dargestellt.

Zusätzlich bestätigt sich die Plausibilität an den beiden Startwerten der beiden ersten Wärmestromverläufe (gelbe Striche, erw. Gültigkeitsgrenzen) im ersten Bereich von Abbildung 4.25 bzw. in der Detailansicht in Abbildung 4.27. Dieser Bereich enthält die Rohrbündel mit einem Außendurchmesser von drei Millimetern. Variiert werden die Anzahl der Rohre je Reihe, die Rohrreihenanzahl, die Rohrwandstärke und die Passzahl. Der erste Verlauf weist eine feste Anzahl von 15 Rohren je Reihe und eine Variation der Anzahl der Rohrreihen, der Wandstärke und der Passzahl auf. Der erste übertragene Wärmestrom dieses Verlaufs (*RB-Eth-8417* bis *RB-Eth-8960*) beträgt 3,8 kW. Der folgende Verlauf (*RB-Eth-9089* bis *RB-Eth-9440*) bildet die Dampferzeuger mit 25 Rohren je Reihe (Steigerung um 10 Rohre je Reihe) ab. Variiert wird weiterhin die Anzahl der Rohrreihen, die Wandstärke und die Passzahl. Hier beträgt der erste übertragene Wärmestrom 6,3 kW (*RB-Eth-9089*). Da die Variation der Wandstärken und der Passzahlen zu keiner Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen führt, unterscheiden sich die beiden ersten und dementsprechend auch die zueinander gehörigen folgenden weiteren Dampferzeugerpaare der beiden Verläufe nur durch die Anzahl der Rohre je Reihe. Die Steigerung um zwei Drittel⁴⁷ bezüglich der Anzahl der Rohre der Dampferzeuger des zweiten Verlaufs ge-

⁴⁷Der erste Dampferzeuger des Verlaufs hat 15 Rohre je Reihe und 5 Rohrreihen; somit 75 Rohre.

genüber dem ersten Verlauf führt zu einer größeren Wärmeübertragerfläche, welche den größeren übertragenen Wärmestrom erklärt. Auch der Wärmeübertragerflächenanstieg innerhalb der Variation der Rohrreihenanzahl ist bei einer größeren Fläche pro Rohrreihe größer und somit auch der Anstieg des übertragenen Wärmestroms zu Beginn des Variationsbereichs (3,8 kW auf 10,7 kW zu 6,3 kW auf 16,1 kW). Dies ist ebenfalls in Abbildung 4.25 und 4.27 zu erkennen. Erst wenn sich der übertragene Wärmestrom aufgrund des asymptotischen Verlaufs dem Grenzwert von 38,6 kW nähert, fällt die Zunahme des übertragenen Wärmestroms pro Variationsschritt beim ersten Verlauf (weniger Rohre je Reihe) größer aus als beim zweiten Verlauf.

Bezüglich der Widerstandsbeiwertberechnung und somit der Druckverlustbestimmung liegt kein plausibler Verlauf vor. Dies ist z. B. im ersten Teilbereich von Abbildung 4.25 oder in der Detailansicht in Abbildung 4.27 zu erkennen. Der Druckverlust (blaue Striche, erw. Gültigkeitsgrenzen) steigt zu Beginn mit zunehmender Geometrielaufzahl und fällt dann ab, um dann am Ende des zweiten Teilbereichs von Abbildung 4.27 wieder zu steigen. Der erste Anstieg mit dem sich anschließenden Abfall fällt in den Bereich der Geometrievaryation, der zu einer kontinuierlichen Steigerung des übertragenen Wärmestroms führt. In diesem Bereich steigt die Anzahl der Rohrreihen und somit der Hauptwiderstände. In Abbildung 4.27 ist genau dieser Teilbereich detailliert dargestellt.

Hierin ist im zweiten Bereich⁴⁸ der unplausible Verlauf ersichtlich, da der Druckverlust ab der Hälfte des zweiten Bereichs, der Dampferzeuger mit 15 Rohren je Reihe mit einem Außendurchmesser von drei Millimetern beinhaltet, abnimmt, obwohl die Rohrreihenanzahl zunimmt. Mit steigender Anzahl der Hauptwiderstände in Strömungsrichtung muss der Druckverlust entsprechend allgemeiner Überlegungen und Erfahrungswerten zunehmen. Variiert werden in den acht Bereichen die Rohrreihenanzahl, die Wandstärke und die Passzahl.

In den darauf folgenden drei Bereichen, die sich lediglich durch die Anzahl der Rohre je Reihe (25, 35 und 45) unterscheiden, nimmt der Druckverlust mit steigender Rohrreihenanzahl immer kontinuierlich zu. Dies entspricht der Erwartung. Der Teilbereich mit 25 Rohren je Reihe liegt ebenso wie der Bereich mit 15 Rohren je Reihe außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen und zeigt, dass eine Gültigkeitsüberschreitung auch zu plausiblen Ergebnissen führen kann.

Der erste Dampferzeuger des zweiten Verlaufs hat 25 Rohre je Reihe und 5 Rohrreihen; somit 125 Rohre. Steigerung um zwei Drittel.

⁴⁸Jeder der acht Bereiche in Abb. 4.27 weist eine feste Anzahl an Rohren je Reihe auf. Von fünf bis 75.

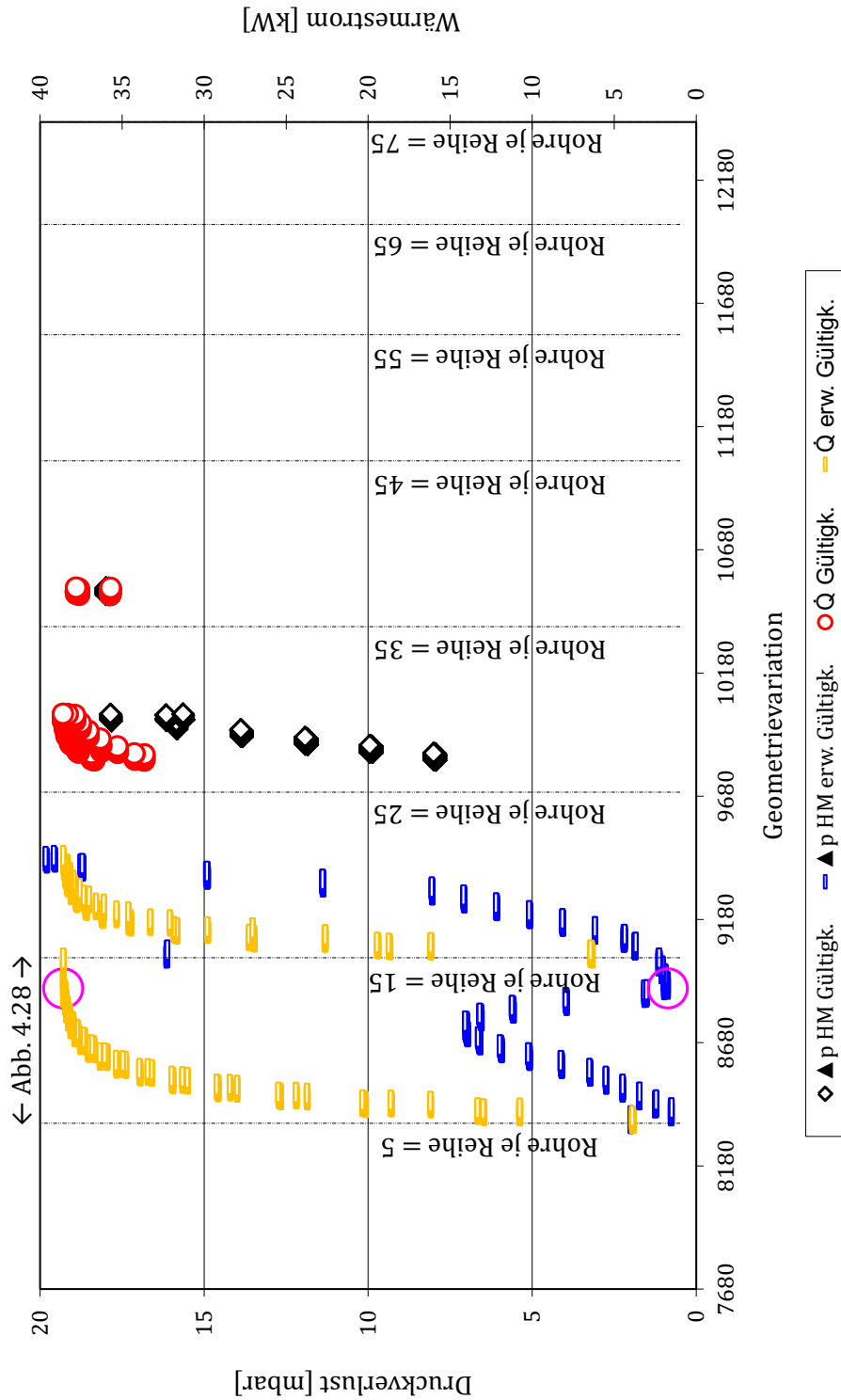


Abbildung 4.27: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RB-Eth*: Teilansicht Abb. 4.25:
 $d_a = 3$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\omega \hat{=}$ Optimierungsfunktion, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt,
 $\eta \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

\dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-8900* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○.

Zur Vervollständigung der Vorgehensweise der Plausibilisierung wird der zweite Teilbereich von Abbildung 4.27 (15 Rohre je Reihe) in Abbildung 4.28 nochmals separat betrachtet.

In Abbildung 4.28 ist der Rohraußendurchmesser mit drei Millimetern und die Anzahl der Rohre je Reihe mit 15 fest. Variiert werden die Rohrreihenanzahl, die Wandstärke und die Passzahl. Die gestrichelten Linien unterteilen hier die Geometrievariation anhand der Rohrreihenanzahl, die in Zehnerschritten von 5 bis 205 variiert wird, in 21 Teilbereiche. Es ist zu erkennen, dass der Druckverlust ab einer Rohrreihenanzahl von 135 (14. Teilbereich) abnimmt. Dies entspricht nicht der Erwartung, da die Anzahl der Rohrreihen weiter zunimmt. Der Dampferzeuger *RB-Eth-8900* liegt im Bereich des abnehmenden Druckverlustes.

In der Berechnungsvorschrift von Gaddis und Gnielinski (1983) ist der Druckverlustanstieg bei Zunahme der Hauptwiderstände berücksichtigt. Nicht berücksichtigt bei einer Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen wird allerdings die Tatsache, dass bei großen Rohrabständen quer zur Strömungsrichtung ($a \approx 5$) und kleinen Abständen längs zur Strömungsrichtung ($b \approx 0,6$) global betrachtet eine fluchtende und keine versetzte Rohranordnung vorliegt. Die Rohre einer Reihe liegen zwar nicht exakt in einer Reihe, aufgrund des großen Rohrabstandes innerhalb einer Reihe ergibt sich jedoch eine überwiegende Längsströmung ohne starke Querdurchmischung. Hierbei entsteht eine Art Flucht durch den Rohrbündel. Dies trifft für *RB-Eth-8900* ($a = 4,95$, $b = 0,65$) zu, dessen Geometrieparameter in Tabelle 4.16 aufgelistet sind.

Die Widerstandsbeiwertberechnung des *RB-Eth-8900* wird entsprechend der Modellansätze von Gaddis und Gnielinski (1983) weiterhin mit den Gleichungen für eine versetzte Rohranordnung durchgeführt. Eine Kontrollrechnung für *RB-Eth-8900* ergibt für die Berechnung des abgasseitigen Druckverlusts mit Hilfe der Gleichungssätze für eine fluchtende Rohranordnung einen nochmals geringeren Druckverlust von 0,1 mbar gegenüber 0,87 mbar. Somit reicht eine Erweiterung der Anpassung bezüglich fluchtender oder versetzter Rohranordnung nicht zur Berechnung des Druckverlusts bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen. Die Druckverlustangaben bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen sind im Rahmen der Geometrieerweiterung nicht plausibel und dürfen nicht für eine Gegenüberstellung mit den optimierten Dampferzeugern bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenze herangezogen werden.

Die Ergebnisse in den Abbildungen 4.27 und 4.28 bestätigen zudem, dass der Verlauf des übertragenen Wärmestroms plausibel ist. Der qualitative Verlauf bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen in den Bereichen mit 15 und 25 Rohren je Reihe entspricht dem bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenze (35 Rohre je Reihe, s. Abb. 4.27).

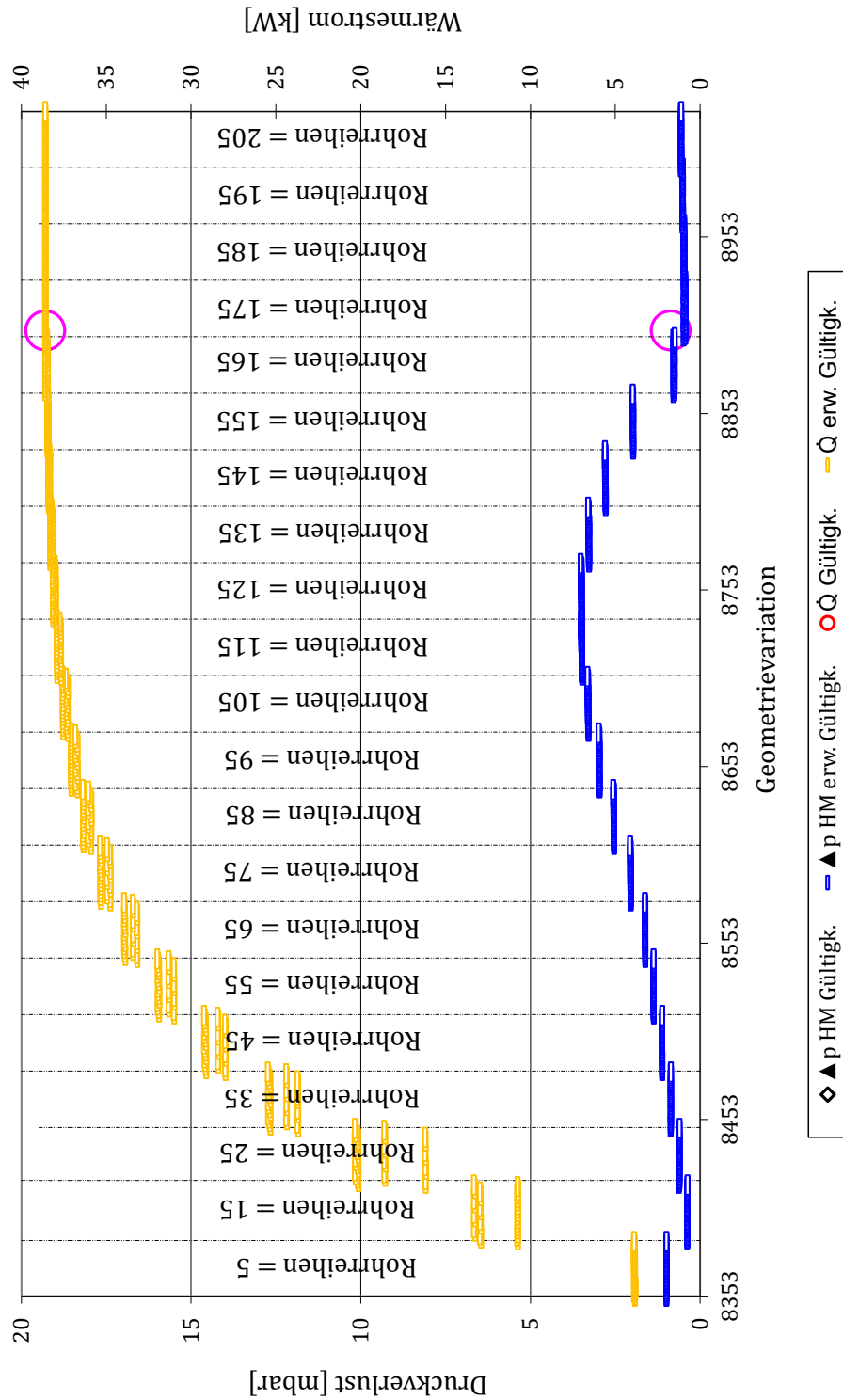


Abbildung 4.28: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RB-Eth*: Teilansicht Abb. 4.27: $d_a = 3$ und $z = 15$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\omega \hat{=}$ Optimierungsfunktion, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt, $\eta \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

\dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-8900* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ◊.

Des Weiteren zeigt sich eine erwartungsgemäße Änderung des Wärmestromverlaufs von einem Bereich mit konstanter Anzahl an Rohren je Reihe hin zum nächsten Bereich mit konstanter Anzahl an Rohren je Reihe. Mit steigender Rohranzahl je Reihe nimmt die Wärmeübertragerfläche zu und folglich ergibt sich ein stärkerer Anstieg des Wärmestromverlaufs. In Abbildung 4.28 ist der asymptotische Verlauf des Wärmestroms mit zunehmender Rohrreihenanzahl zu erkennen.

Dieses Vorgehen der Plausibilisierung der Erweiterung der Gültigkeitsgrenzen ist hier für die versetzte Rohranordnung und den Geometrieparameter a exemplarisch aufgezeigt. Es kann für den Geometrieparameter b (Abb. 4.26), die fluchtende Rohranordnung oder die anderen Dampferzeugertypen (RRB oder KSPL) ebenfalls angewendet werden. Im Anhang A.16 sind die entsprechenden Auswertungen für die fluchtende Rohranordnung in den Abbildungen A.70 - A.72 dargestellt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass für den Rohrbündeldampferzeuger die exemplarische Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen nur für die Wärmeübergangsberechnung plausibel ist. Die Druckverlustberechnung führt zu nicht plausiblen Ergebnissen. Ob sich bei kleinerer Überschreitung der Grenzen ein plausibler Verlauf auch für die Berechnung des Druckverlustes einstellt, wird in dieser Arbeit nicht untersucht.

Als erster einfacher Ansatz für die Bewertung neuer Wärmeübertrager⁴⁹ wird daher die Berechnung des übertragenen Wärmestroms mittels bestehender Gleichungen und die Bestimmung des Druckverlustes mit Hilfe von neuen Validierungsversuchen empfohlen. Versuche zur Bestimmung des Druckverlustes sind gegenüber der Vermessung des Wärmeübergangs deutlich einfacher und preiswerter. Die Kombination aus plausiblen Wärmeübergangsverlauf und neu vermessenen Druckverlusten ermöglicht in einem ersten Schritt eine Bewertung der Wärmeübertrager außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen.

4.3 Rippenrohrbündeldampferzeuger

In den drei folgenden Kapiteln 4.3.1 bis 4.3.3 werden die Geometrievariation der Rippenrohrbündeloptimierung, die Optimierungsergebnisse bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen und die Plausibilisierung der Optimierungsergebnisse bei erweiterten Geometriegrenzen vorgestellt. Die hierbei erforderlichen Arbeitsschritte,

⁴⁹Hierbei sind die Geometriegrenzüberschreitungen zu beachten. Eine beliebige Erweiterung ist nicht möglich.

die bei der Rohrbündeloptimierung detailliert in den Kapiteln 4.1 und 4.2 erklärt werden, werden ebenfalls angewendet.

4.3.1 Geometrievariation

Der Rippenrohrbündeldampferzeuger entspricht dem Rohrbündeldampferzeuger, dargestellt in Abbildung 4.7, der um Tellerrippen an jedem Rohr erweitert ist. Abbildung 4.29 zeigt ein einzelnes Rohr mit Rippen.

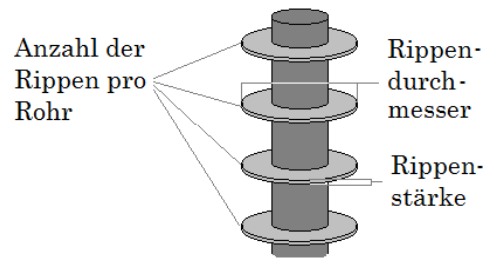


Abbildung 4.29: Prinzipskizze eines berippten Rohres eines Rippenrohrbündeldampferzeugers

Die Variation der charakteristischen Geometrie Größen inklusive Variationsbreite und -schrittweite der einzelnen Geometrie parameter ist in Tabelle 4.19 aufgelistet. Die

Geometrie parameter	Variations-breite	Variations-schrittweite	Einheit
Rohraußendurchmesser	3 – 10	1	mm
Rohre je Reihe	5 – 85	10	-
Rohrreihen	5 – 205	10	-
Anzahl Rippen pro Rohr	5 – 45	5	-
Rippenstärke	0,1 – 0,3	0,1	mm
Rippendurchmesser	$(d_R + 2) - (d_R + 6)$	2	mm
Passzahl AM Erwärmung	1 – 2	1	-

Tabelle 4.19: Geometrievariation für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometrie parameter s. Abb. 4.29 und 4.7 sowie Gl. 4.4. $d_R \hat{=}$ Rohraußendurchmesser, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Auswahl basierend auf den Erkenntnissen der Geometrievariation des Rohrbündeldampferzeugers. Hinzugekommene Variationsgrößen sind die Anzahl der Rippen pro Rohr, die Rippenstärke und der Rippendurchmesser. Alle drei Größen wirken sich auf die abgasseitige, freie Querschnittsfläche aus und haben somit großen Ein-

fluss auf die Wärmeübergangs- und Druckverlustberechnung. Es entfallen die Variationen der Rohrwandstärken in allen drei Sektoren und die der Passzahl im Bereich der Überhitzung, da die anderen Variationen entsprechend der Ergebnisse der Rohrbündeloptimierung einen größeren Einfluss haben. Die grundsätzlichen Abhängigkeiten der Bewertungskriterien übertragener Wärmestrom, abgasseitiger Druckverlust und Bauteilmasse von der Dampferzeugergeometrie und somit von den Geometrieparametern sind die gleichen, wie im Kapitel 4.2.1 bereits für den Rohrbündel erklärt.

Weitere, für die Optimierung konstant gehaltene Geometriegrößen und Materialeigenschaften sind Tabelle 4.20 zu entnehmen. Die Geometrievariation führt zu jeweils 196.560 Rippenrohrbündeldampferzeugern, von denen 5.820 Fluchtende und 23.200 Versetzte fertigbar sind. Die Korrelationsgleichungen für die Berechnung des Druckverlustes und der Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten sind im Anhang A.10 in Tabelle A.1 entsprechend jedem Bilanzraum dargestellt.

Geometriegrößen und Materialeigenschaften	Größe	Einheit
Höhe des Rohrbündels	60	mm
Breite des Rohrbündels	230	mm
Tiefe des Rohrbündels	340	mm
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
Wärmeleitfähigkeit	14,7	W/mK

Tabelle 4.20: Konstante Geometriegrößen und Materialeigenschaften für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.29 und 4.7 sowie Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

4.3.2 Optimierung

Die Optimierung bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen entsprechend Tabelle 2.5 führt für das Arbeitsmedium Ethanol zu *RRB-Eth-14230*. Die Auswahl erfolgt anhand der Optimierungsfunktionen ω und $\hat{\omega}_{RRB}$ mit dem Gewichtungssatz (1,5;1;5). In Abbildung 4.30 ist das berippte Rohrbündel des *RRB-Eth-14230* dargestellt. Es besteht aus 15 Rohren je Reihe und 35 Rohrreihen, die versetzt angeordnet sind.

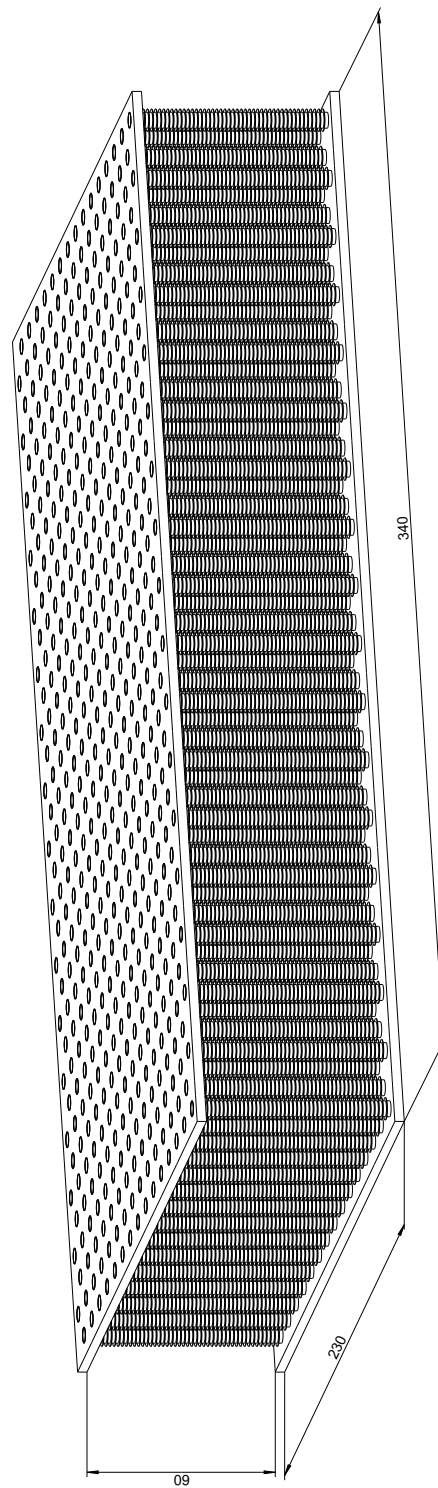


Abbildung 4.30: Geometrie des Rippenrohrbündeldampferzeugers *RRB-Eth-14230*

Das Quer- und Längsverhältnisse der Rohranordnung a und b ist 2,97 und 1,94. Die Rohraußen- und Innendurchmesser sind 5 mm und 4,6 mm. Im Sektor I, dem Bereich bis zum Siedepunkt, ist die Passzahl zwei. Im restlichen Bereich eins.

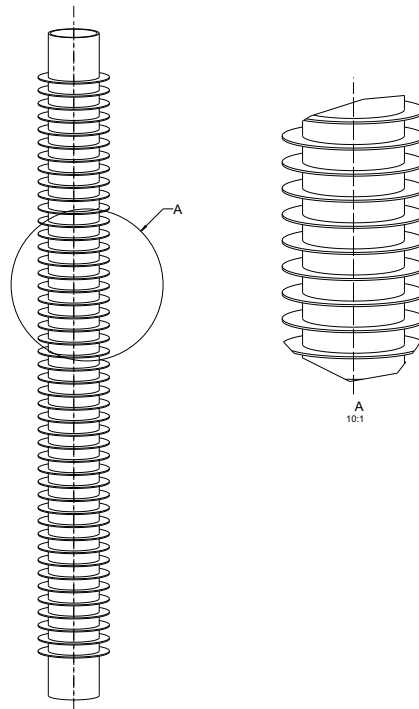


Abbildung 4.31: Rippenrohr des Rippenrohrbündeldampferzeuger *RRB-Eth-14230*

Jedes Rohr des Rippenrohrbündels hat 45 Rippen auf einer Länge von 60 mm mit einer Rippenstärke von 0,1 mm und einem Rippendurchmesser von sieben Millimetern. Der Rippenabstand beträgt somit 1,3 mm und die Rippenhöhe ein Millimetern. Abbildung 4.31 zeigt ein einzelnes Rippenrohr des *RRB-Eth-14230*. Im Anhang A.12 ist zudem in Abbildung A.65 das berippte Rohrbündel für die Abgasseite dargestellt. Abbildung 4.32 zeigten den Rohrspiegel und in Tabelle 4.21 sind weitere Geometrie-parameter des *RRB-Eth-14230* aufgeführt.

Ergebnisse und Zwischenschritte der Rippenrohrbündeloptimierung entsprechend der Vorgehensweise der Rohrbündeloptimierung, wie sie in den Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.3 vorgestellt werden, sind im Anhang A.11.2 in den Abbildungen A.35 bis A.38 und in den Tabelle A.13 bis A.15 dargestellt. Es zeigt sich, dass auch beim Rohrbündeldampferzeuger ein flaches Optimum vorliegt. Dieses liegt im Bereich des Rippenrohrbündeldampferzeugers *RRB-Eth-14230*. Zusätzlich existieren weitere Bereiche mit flachen lokalen Optima mit vergleichbar guten Dampferzeugereigenschaften entsprechend der Optimierungskriterien.

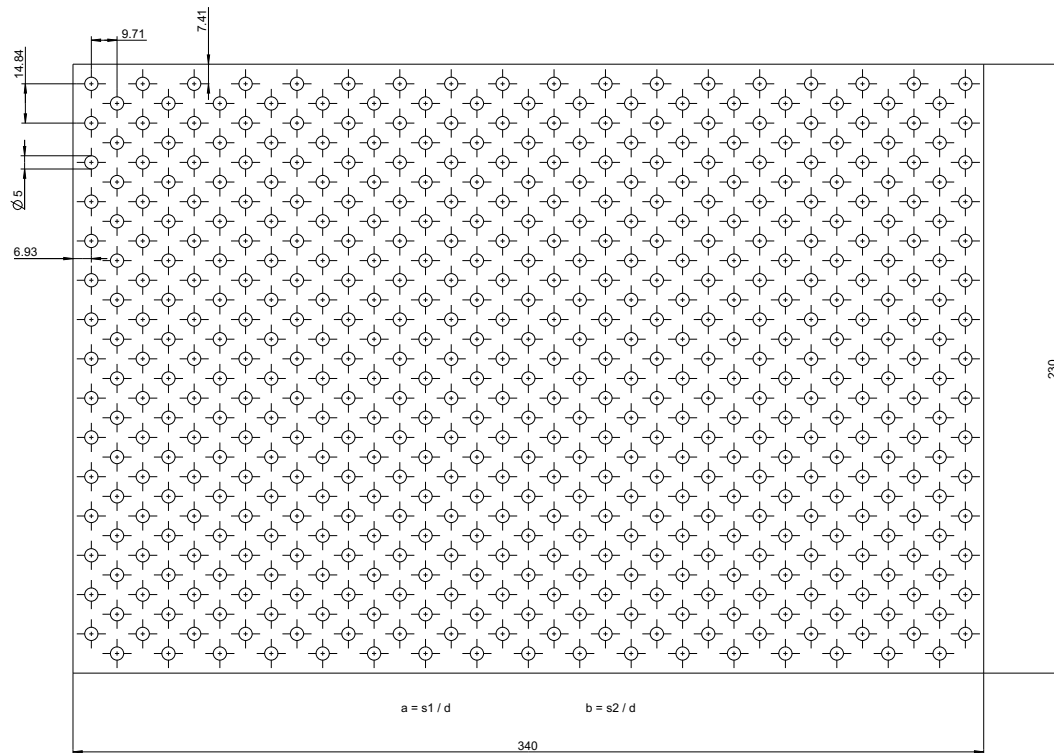


Abbildung 4.32: Rohrspiegel des Rippenrohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-142304*

	RRB-Eth-14230	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	35	-
Rohrdurchmesser	5	mm
Anzahl Rippen pro Rohr	45	-
Rippenstärke	0,1	mm
Rippendurchmesser	7	mm
Rohranordnung s1	14,84	mm
Rohranordnung s2	9,71	mm
Rohranordnung s3	7,42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	2,97	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	1,94	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	1,35	m^2
$A_{DE, AM}$	0,46	m^2
$A_{DE, m}$	0,90	m^2
$A_{DE, m}/V_{DE}$	193	m^2/m^3
$\alpha_{HM, m}$ BP III	152	$W/(m^2 K)$
Gewicht	1,03	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	86,8	%
BWF (\dot{Q}/m)	90,0	%
BWF (η_{DE})	91,8	%
Optimierungsfunktion ω	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	34,8	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	7,5	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	25	mbar

Tabelle 4.21: Ausgewählter RRB-Eth-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, η_{DE} $\hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl. 4.8.

Auslegung für das Arbeitsmedium Wasser

Da für alle drei Dampferzeugertypenoptimierungen beim Arbeitsmedium Ethanol die Geometrievariation für BP III den optimierten Dampferzeuger bestimmt und dies auch für die Rohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser zutrifft, wird die Optimierung für den Rippenrohrbündeldampferzeuger mit Wasser nur anhand von BP III durchgeführt. Der optimierte Dampferzeuger für das Arbeitsmedium Wasser bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen ist *RRB-Wasser-7370*. Ergebnisse und Zwischenschritte der Vorgehensweise der Optimierung sind im Anhang A.11.2 in den Abbildungen A.42 bis A.45 und in den Tabellen A.20 und A.21 dargestellt.

Das Abschlussfazit für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung entspricht dem Abschlussfazit des Rohrbündeldampferzeugers, wobei aufgrund der Geometrieunterschiede folgende Punkte zu ergänzen sind:

Zusatz-Abschlussfazit für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung:

- Unter den mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ ausgewählten Dampferzeugern ist kein Rippenrohrbündel mit fluchtender Rohranordnung.
- Die übertragenen thermische Energie im Referenzfahrzyklus ist beim Rippenrohrdampferzeuger um ca. 12% geringer als beim Rohrbündeldampferzeuger, der mit Hilfe des gleichen Auswahlverfahrens aus der Geometrievariation ausgewählt wird.

4.3.3 Erweiterte Geometriegültigkeitsgrenzen

Da die Ergebnisse der Überschreitung der Geometriegrenzen des Rohrbündels unplausibel sind, fällt die Überschreitung beim Rippenrohrbündel kleiner aus. In Tabelle 4.22 sind die Geometrieparameter, die Geometriegültigkeitsgrenzen und die Erweiterungen dieser dargestellt.

Die Überschreitung der Gültigkeitsgrenzen erfolgt für den Rippenrohrbündeldampferzeuger nicht für alle Geometriegrößen, die in den zugehörigen Korrelationsgleichungen eingeschränkt werden. Bei der fluchtenden Rohranordnung wird nur eine Überschreitung in Richtung steigender Kompaktheit, beschrieben über die Geometrieparameter a (Längsanordnung der Rohre) und b (Queranordnung der Rohre), vorgenommen. Diese Überschreitung liegt bei ungefähr 10%. Für die versetzte Rohranordnung erfolgt dies nicht, da hier bereits eine hohe Kompaktheit vorliegt und

zudem die Rippen und die entsprechenden Rippendurchmesser eine Steigerung der Kompaktheit durch die Rohranordnung limitieren.

Fluchtend	Versetzt ($10^3 < Re$)
$1,6 \leq a \leq 3$ ($1,8 \leq a \leq 2,45$)	$1,6 \leq a \leq 5$ ($1,6 \leq a \leq 4,1$)
$1,6 \leq b \leq 3$ ($1,8 \leq b \leq 2,45$)	$1,2 \leq b \leq 3$ ($1,2 \leq b \leq 2,3$)
$0,085 \leq t_R/d_a \leq 0,3$ ($0,085 \leq t_R/d_a \leq 0,2$)	$0,12 \leq t_R/d_a \leq 0,475$ ($0,12 \leq t_R/d_a \leq 0,28$)
$0,18 \leq h/d_a \leq 0,8$ ($0,18 \leq h/d_a \leq 0,7$)	$0,12 \leq h/d_a \leq 0,7$ ($0,12 \leq h/d_a \leq 0,6$)

Tabelle 4.22: Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Rippenrohrbündeloptimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen a , b , d_a , t_R und h s. Abb. 2.16, 2.19, 4.29 und 4.7. In Klammern sind die Geometriegrenzen nach Schmidt (2006b) und Gaddis (2006) aufgeführt.

In Richtung steigender Durchlässigkeit der Rohranordnung werden sowohl für die fluchtende als auch für die versetzte Rohranordnung die Gültigkeitsgrenzen der Geometriegrößen a und b um ungefähr 20% überschritten. Hier liegt keine Limitierung durch die Fertigung vor.

Die Gültigkeitsgrenzen der Geometriegrößen t_r/d_a und h/d_a werden nur in Richtung steigender Quotienten überschritten, da der Einfluss der Rippen untersucht werden soll, was durch steigende Quotienten erfolgt. Beide Quotienten haben bereits einen niedrigen unteren Grenzwert. Wird der Quotient t_r/d_a weiter verkleinert, führt dies zu sich berührenden Rippen bzw. zu Freiräumen zwischen den Rippen, die nur eine unzureichende Umströmung der Rippen zulassen. Die Reduzierung des Quotienten h/d führt zu einer kleinen Rippe, so dass der Einfluss der Rippe vernachlässigbar wird, was nicht untersucht werden soll.

Die Optimierung führt für den Rippenrohrbündeldampferzeuger für das Arbeitsmedium Ethanol zu *RRB-Eth-7370* und für Wasser ebenfalls zu *RRB-Wasser-7370*. Für beide Optimierungen wird die Auswahl anhand der Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}$ mit dem Gewichtungssatz (1,5;1;5) vorgenommen. Die Geometriedaten, Auslegungsergebnisse und erklärende Zwischenschritte der Vorgehensweise der Optimierung sind im Anhang A.11.2 in den Abbildungen A.39 bis A.41 und in den Tabellen A.16 bis A.19 dargestellt. Für das Arbeitsmedium Wasser ist gleiches in selbigem Anhang in den Abbildungen A.46 bis A.48 und in den Tabellen A.22 und A.23 dargestellt.

Für die Bewertung der Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Rippenrohrbündel werden in den folgenden Diagrammen die Ergebnisse der Dampferzeugeroptimierung bei Einhaltung und bei Erweiterung der Geometriegrenzen gegenübergestellt. Die separate Betrachtung einzelner Geometrieparameter, wie sie beim Rohrbündel zum Zwecke des besseren Verständnisses durchgeführt wird, wird für das Rippenrohrbündel nicht umgesetzt.

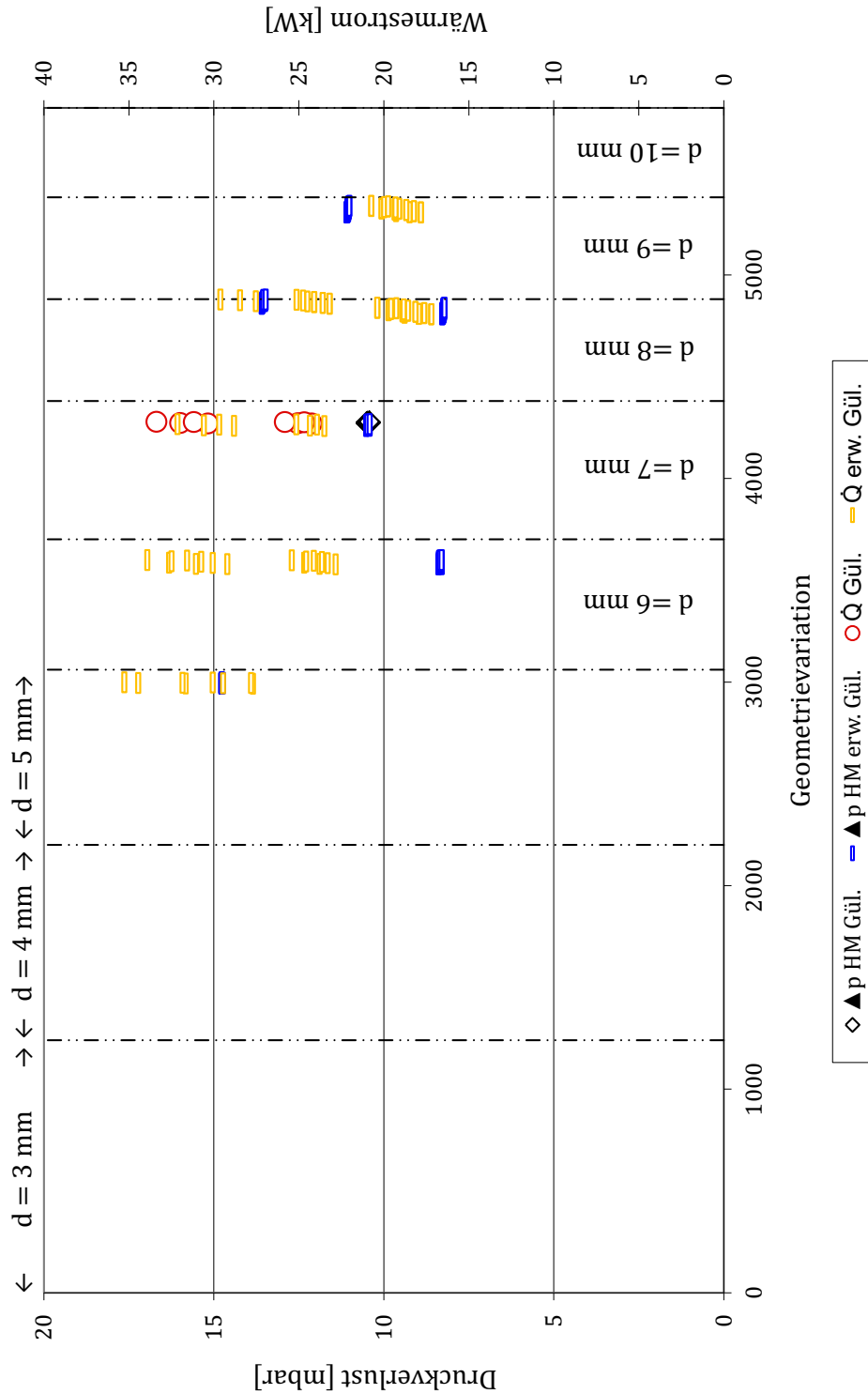
In Abbildung 4.33 und 4.34 sind der übertragene Wärmestrom und der abgasseitige Druckverlust für die versetzte und fluchtende Rippenrohranordnung über der Geometrievariation dargestellt. Die Zuordnung entsprechend der Einhaltung und Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen erfolgt über die Symbole. Hierbei werden nur die Dampferzeuger berücksichtigt, die zu einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar führen. Die gestrichelten Linien unterteilen in beiden Abbildungen die Geometrievariation entsprechend des Rohraußendurchmessers.

Anhand des optimierten Dampferzeugers *RRB-Eth-7370* und dem ihm umgebenen Geometrievariationsbereich wird die Überschreitung der Gültigkeitsgrenzen exemplarisch betrachtet. Hierfür wird in Abbildung 4.35 der Teilausschnitt aus Abbildung 4.34 dargestellt, der aus Dampferzeugern mit Außenrohrdurchmessern von drei Millimetern, 15 Rohren je Rohrreihe und einer Passzahl von zwei besteht. Verbleibende Variationsgrößen sind die Rohrreihenanzahl, die Rippenstärke und der Rippendurchmesser. Die Rippenanzahl für alle Dampferzeuger in diesem Teilausschnitt liegt aufgrund der erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen⁵⁰ bei 45 und wird somit nicht variiert.

In Abbildung 4.35 ist zu erkennen, dass im gesamten Teilausschnitt kein Dampferzeuger vertreten ist, der die Geometriegültigkeitsgrenzen einhält. Die Verläufe des übertragenen Wärmestroms und des Druckverlustes erscheinen qualitativ betrachtet plausibel. Für eine genauere Untersuchung werden die abgasseitigen Größen Wärmeübertragerfläche, Reynoldszahl und Wärmeübergangskoeffizient in Abbildung 4.36 und die abgasseitigen Größen Durchströmungsfläche, Geschwindigkeit, Widerstandsbeiwert und Reynoldszahl in Abbildung 4.37 dargestellt.

Die abgasseitige Reynoldszahl basiert hierbei auf der Geschwindigkeit im engsten Querschnitt, die wiederum anhand der Geometriedaten berechnet wird und daher nicht aufgrund einer Geometriegrenzenerweiterung der Korrelationsgleichungen falsch berechnet wird. Gleiches gilt für die abgasseitige Wärmeübertragerfläche. Der

⁵⁰Die Variation des Rippenabstandes ist durch die Geometriegültigkeitsgrenzen vorgegeben und somit ergibt sich aufgrund der vorgegebenen Geometrieparameter $d_a = 3$ und $z = 15$ für die Gültigkeitsgrenze des Rippenabstandes von $0,085 \leq t_R/d_a \leq 0,2$ ($t_R \hat{=}$ Rippenabstand) eine Anzahl von 45 Rippen pro Rohr.



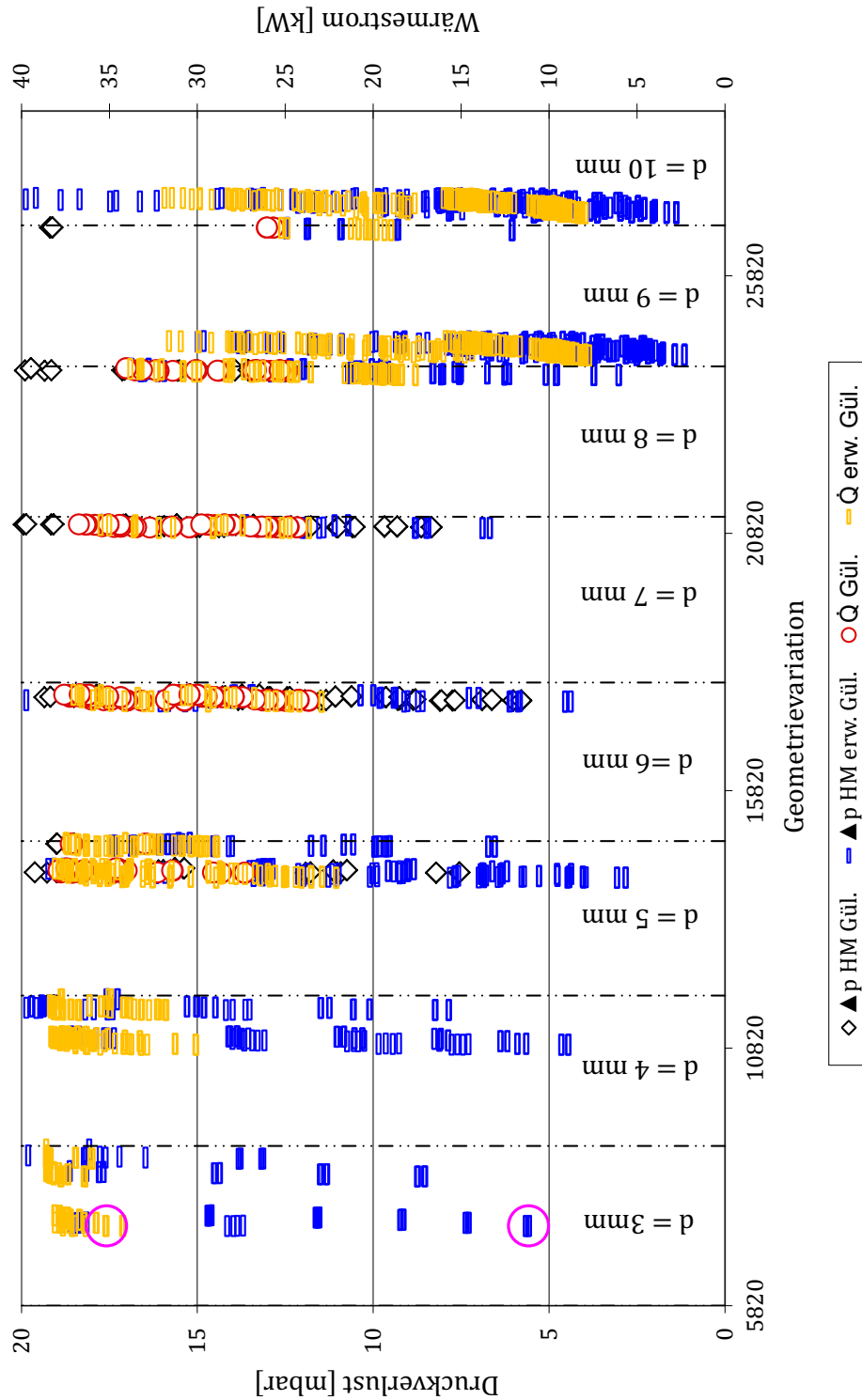


Abbildung 4.34: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzter *RRB-Eth*
 Anm.: Δp $\hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, ω $\hat{=}$ Optimierungsfunktion, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt,
 \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, d $\hat{=}$ Rohraußendurchmesser.
 \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-7370* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○.

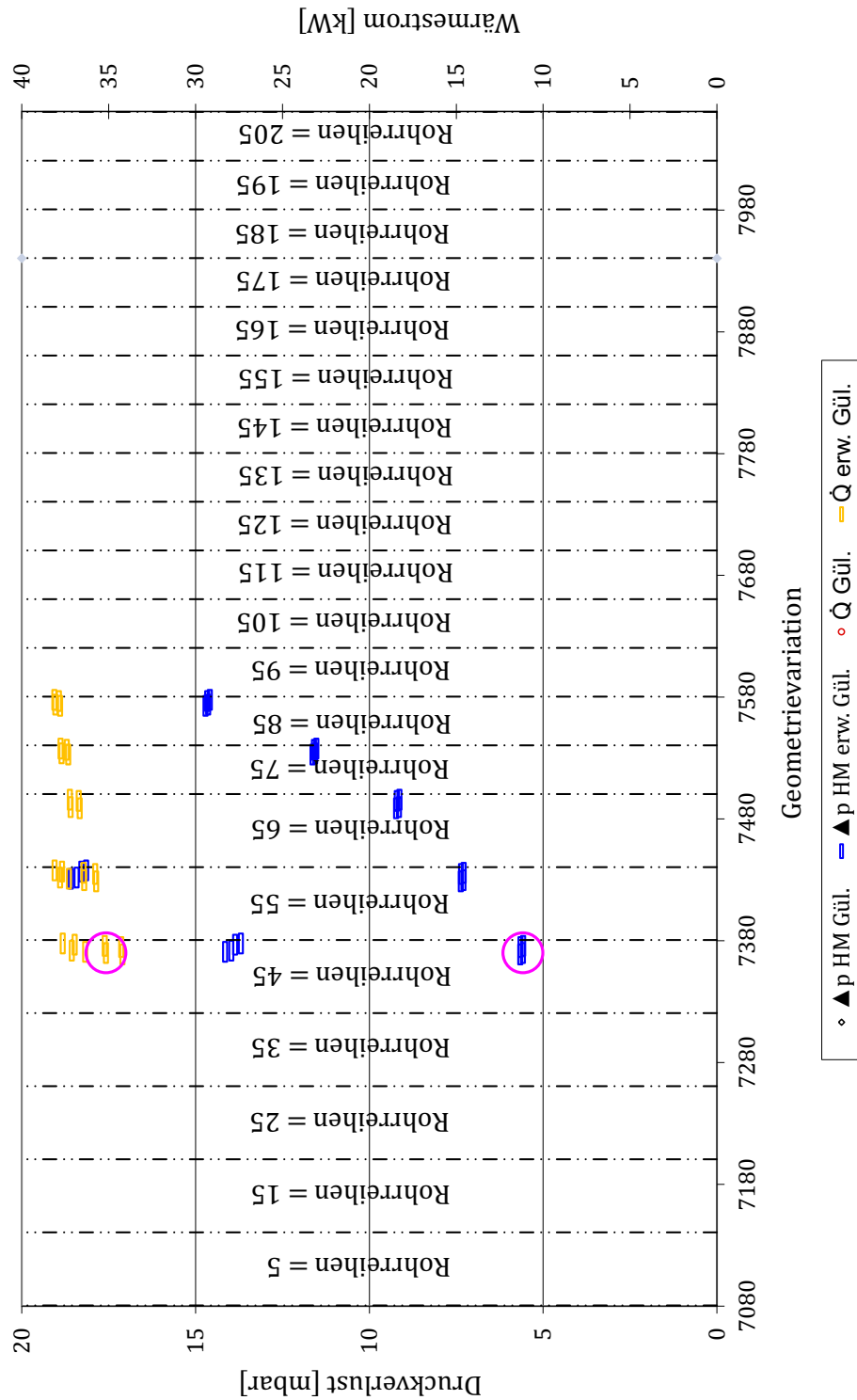


Abbildung 4.35: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RRB-Eth*: Teilansicht Abb.

4.34: $d_a = 3$, $z = 15$, $Passzahl = 2$ und $Ri\# = 45$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

\dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-7370* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○.

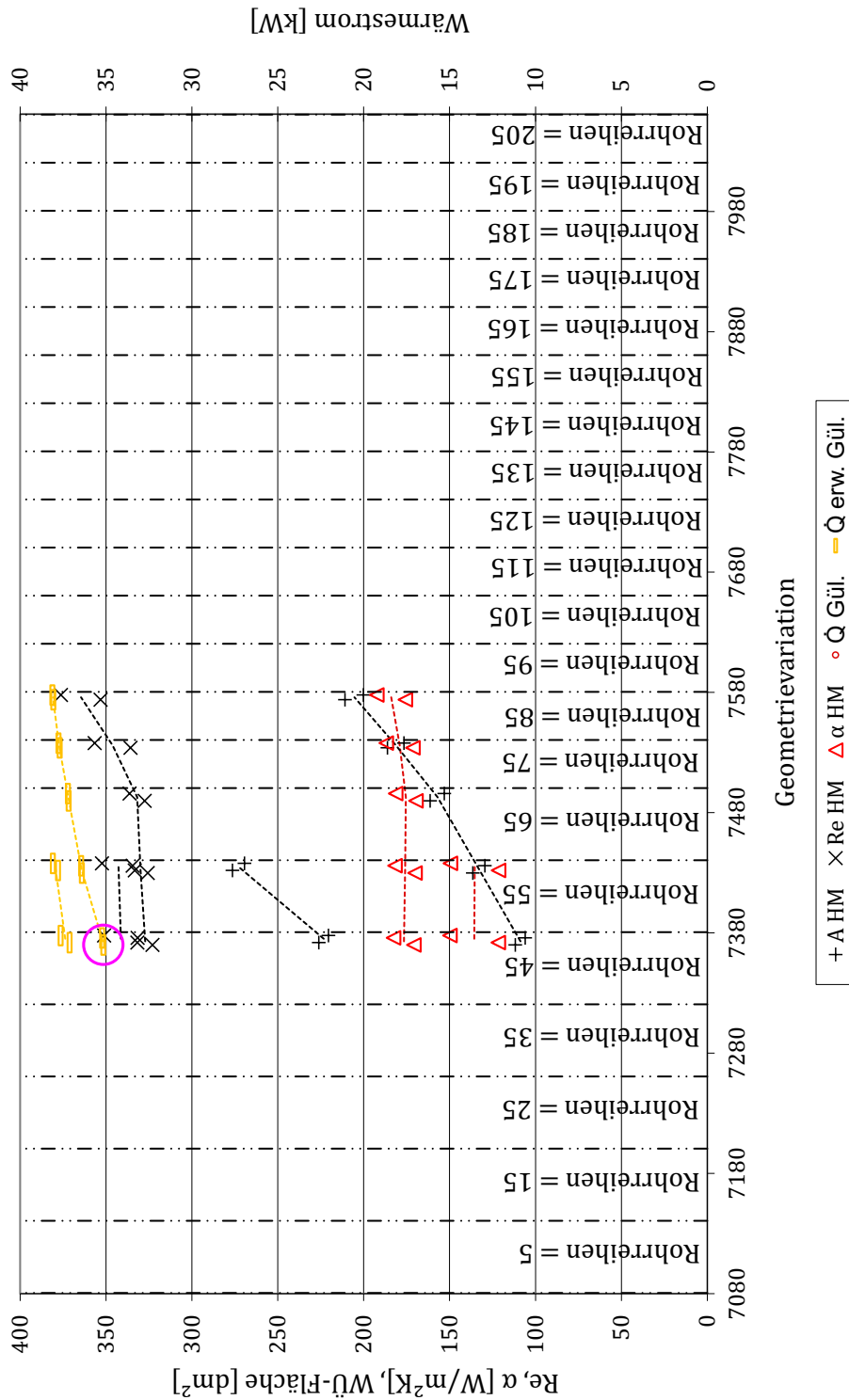


Abbildung 4.36: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des versetzten *RRB-Eth* für \dot{Q} : Teilansicht

Abb. 4.34: $d_a = 3$, $z = 15$, *Passzahl* = 2 und $Ri\# = 45$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

\dot{Q} für Dampferzeuger *RRB-Eth-7370* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○.

Einfluss der gegebenenfalls fehlerhaft berechneten Temperaturänderung aufgrund der Anwendung der Korrelationsgleichungen bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen wird für die Berechnung der Geschwindigkeit vernachlässigt. Dieser Einfluss ist gering, da die aufgrund des Temperaturfehlers auftretende Dichteänderung und die damit einhergehende Geschwindigkeitsänderung bezogen auf die absolute Geschwindigkeit zu vernachlässigen ist. Der abgasseitige Wärmeübergangskoeffizient ist zusätzlich aufgetragen, um gegebenenfalls einen unplausiblen Verlauf des übertragenen Wärmestroms mit dem Verlauf der Wärmeübergangskoeffizienten zu vergleichen.

Die Geometrievariation der Rohrreihenanzahl von 5 hin zu 205 Rohrreihen in Zehner-Schritten führt zu einer Erhöhung der Wärmeübertragerfläche und einer gleichbleibenden oder sich reduzierenden abgasseitigen Durchströmungsfläche. Ersteres ist in Abbildung 4.36 direkt am Verlauf der abgasseitigen Wärmeübertragerfläche zu erkennen. Hierbei ergeben sich aufgrund der Rippendurchmesservariation ($D = 5\text{mm}$ und $D = 7\text{mm}$) zwei Verläufe, wobei der Verlauf der größeren Flächen ($D = 7\text{mm}$) aufgrund der Geometriegültigkeitsgrenzen und der Bauraumvorgaben nur für die Rohrreihenanzahl von 45 und 55 auftritt. Der Einfluss der Rippenstärkenvariation hat keinen signifikanten Einfluss auf die Fläche und ist nicht als gesonderter Verlauf ersichtlich.

Die Geschwindigkeit im engsten freien Querschnitt des Rippenrohrbündels $w_{\text{frei, HM}}$ steigt erst ab einer Rohrreihenanzahl von 75 signifikant an. Erst ab dieser Rohranordnung liegt der geringste, zur Durchströmung zur Verfügung stehende Querschnitt nicht mehr quer zur Strömungsrichtung, sondern in der Diagonalen zwischen den versetzt angeordneten Rohren. Die Variation der Rohrreihenanzahl beeinflusst nur den engsten Querschnitt in der Diagonale (s. Abb. 2.19). In Abbildung 4.37 ist dies anhand des Geschwindigkeitsverlaufs zu erkennen. Die geringen Geschwindigkeitschwankungen bis zu einer Rohrreihenanzahl von 75 resultieren aus den Temperatur- und somit Dichteunterschieden zwischen den Rohrreihenvariationen. Aufgrund der steigenden abgasseitigen Wärmeübertragerfläche, die wiederum zur Steigerung des übertragenen Wärmestroms führt, sinkt die mittlere Abgastemperatur und folglich steigt die Dichte. Bei einem konstanten Abgasmassenstrom führt dies zu einer Änderung der Abgasgeschwindigkeit im Dampferzeuger. Neben der Änderung der Geschwindigkeit führt die Abhängigkeit der Viskosität von der Temperatur ebenfalls zu einer Änderung der Reynoldszahl. Die insgesamt resultierende Änderung der Reynoldszahl ist positiv und nimmt ab einer Rohrreihenanzahl von 75 aufgrund des

zuvor beschriebenen signifikanten Anstiegs der Geschwindigkeit zu. Dieser Anstieg ist in Abbildung 4.36 ersichtlich.

Entsprechend Gleichung 2.5 ($\dot{Q} = k \cdot A \cdot F \cdot \Delta\vartheta_{log}$) resultiert aus einer steigenden Reynoldszahl und einer steigenden Wärmeübertragerfläche ein ebenfalls steigender übertragener Wärmestrom⁵¹, was sich anhand von Abbildung 4.36 bestätigen lässt. Qualitativ betrachtet ist der Verlauf des übertragenen Wärmestroms somit plausibel.

Für die Berechnung des abgasseitigen Druckverlustes sind entsprechend folgender Gleichung

$$\Delta p = \zeta \cdot N_{Rohrreihen} \cdot \frac{\rho w_e^2}{2} \quad (2.99)$$

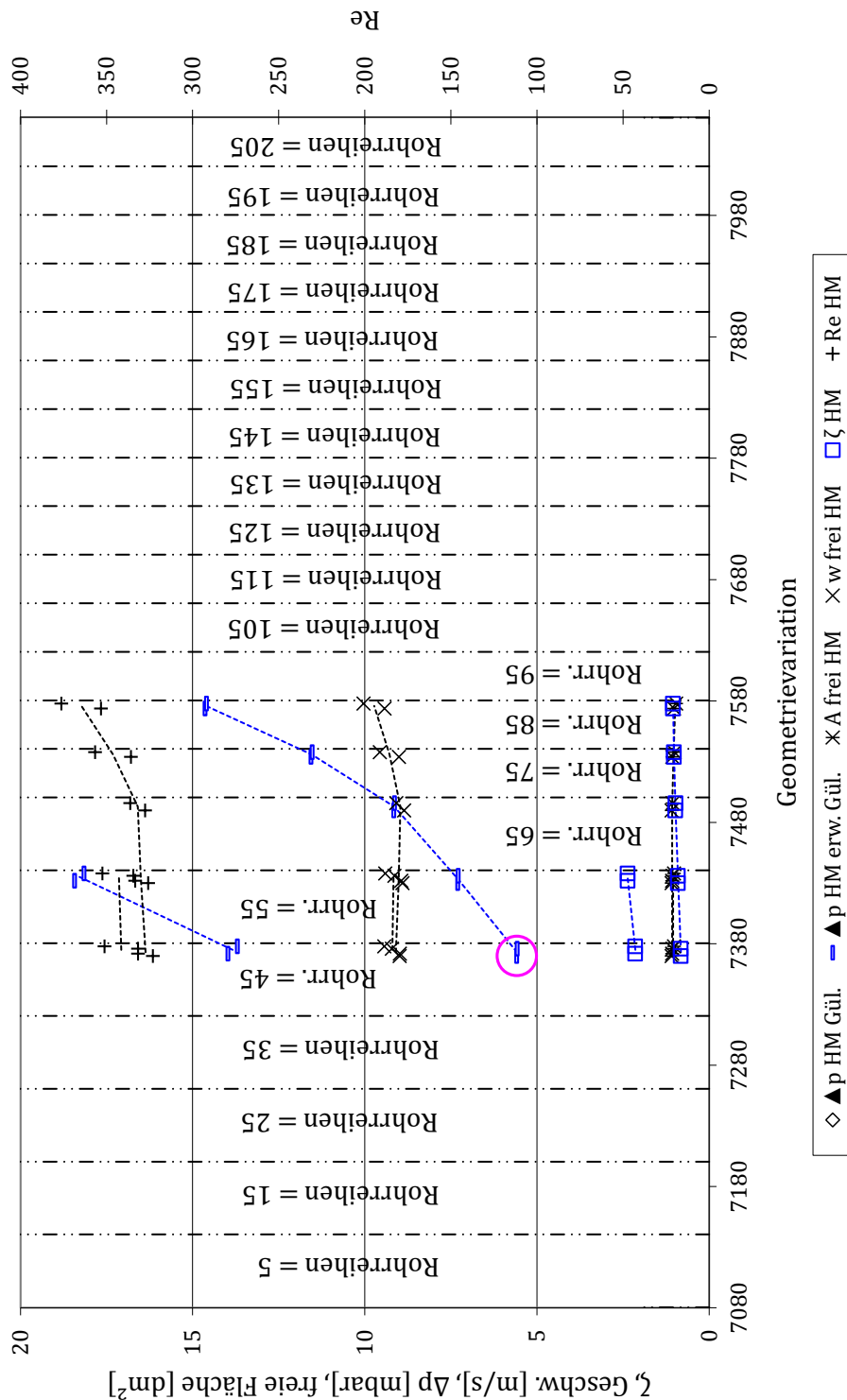
der Widerstandsbeiwert ζ , die Anzahl der Rohrreihen N , die Dichte ρ und die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e ausschlaggebend. Für die Plausibilisierung wird nur der Widerstandsbeiwert ausgewertet, da die anderen Größen nicht direkt von der Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Korrelationsgleichungen betroffen sind. Die empirische Widerstandsbeiwertberechnung des berippten Rohrbündels (Gl. 2.105 bis 2.107) ist sowohl von der Reynoldszahl als auch von den Geometrieparametern a , b , t_R , h und d_a ⁵² abhängig. Für die Abhängigkeit von der Reynoldszahl gilt nach Gleichung 2.105 bis 2.107, dass mit steigender Reynoldszahl der Widerstandsbeiwert abnimmt bzw. im voll turbulenten Bereich konstant bleibt. Entsprechend dem Verlauf der Reynoldszahl sollte dies beim betrachteten Teilausschnitt (Abb. 4.37) mit steigender Rohrreihenanzahl zu einer Reduzierung des Widerstandsbeiwertes führen, da keine voll ausgebildete Turbulenz ($Re > 10^5$) vorliegt. Dies ist jedoch nicht der Fall.

Da der Widerstandsbeiwert, wie zuvor beschrieben, jedoch auch von den Geometrieparametern a , b , t_R , h und d_a abhängig ist, kann diese Abhängigkeit gegebenenfalls zu dem steigenden Verlauf des Widerstandsbeiwertes in Abbildung 4.37 führen.

Die Abhängigkeit von diesen Geometrieparametern kann nur mit einem Vergleich mit Widerstandsbeiwerten bei Einhaltung der Geometrieparameter plausibilisiert werden. Dieser Vergleich ist im Geometrievariationsbereich von Abbildung 4.35 (*RRB-Eth-7081* - *RRB-Eth-8060*) aufgrund der Überschreitung der Gültigkeit nicht mög-

⁵¹Hierbei wird vereinfachend davon ausgegangen, dass der Verlauf des limitierenden abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten den Verlauf des Wärmedurchgangskoeffizienten widerspiegelt und der Wärmeübergangskoeffizient mit steigender Reynoldszahl zunimmt. Des Weiteren wird der Einfluss des Korrekturfaktors der logarithmischen Temperaturdifferenz für nicht reine Gegenstromwärmeübertrager F aufgrund der hohen Rohrreihenanzahl vernachlässigt.

⁵² $a \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand senkrecht zur Strömungsrichtung, $b \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand in Strömungsrichtung, $t_R \hat{=}$ Abstand der Rippen, $h \hat{=}$ Rippenhöhe und $d_a \hat{=}$ Rohraußendurchmesser.



lich. Vereinfacht betrachtet müsste die Zunahme der Rohrreihenanzahl zu einer Verlängerung und schärferen Umlenkung des Strömungsweges führen, was wiederum eine Zunahme des Widerstandsbeiwertes nach sich ziehen müsste. Dies wird durch den Verlauf des Widerstandsbeiwertes in Abbildung 4.37 bestätigt, da dieser trotz steigender Reynoldszahl nahezu konstant bleibt. Um dies jedoch belastbar und allgemeingültig zu untersuchen, müssten umfangreiche Validierungsversuche mit separater Variationen der einzelnen Geometrieparameter durchgeführt und ausgewertet werden.

Da bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen für den Rohrbündeldampferzeuger kein plausibler Verlauf nachgewiesen werden konnte und somit Ergebnisse für einen Vergleich der drei Dampferzeugertypen bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen fehlen, wird die Plausibilisierung der abgasseitigen Druckverlustberechnung für den Rippenrohrbündeldampferzeuger mit Simulationsergebnissen bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen in dieser Arbeit nicht weiter durchgeführt.

4.4 Kreuzstromplattendampferzeuger

In den beiden folgenden Kapiteln 4.4.1 und 4.4.2 werden die Geometrievariation und die Optimierung des Kreuzstromplattendampferzeugers vorgestellt. Eine Plausibilisierung der Ergebnisse der Optimierung bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen erfolgt für den Kreuzstromplattendampferzeuger nicht.

4.4.1 Geometrievariation

Aufgrund der zahlreichen Möglichkeiten der Geometrieausprägungen sowohl der arbeitsmedienseitigen als auch der abgasseitigen Platten (s. Abb. 2.12) und der damit verbundenen großen Variationsbreite der Geometrie wird an dieser Stelle die exemplarische Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung mit beidseitig vorgegebener Plattenstruktur durchgeführt. Hierfür muss die jeweilige Plattenstruktur den Eigenschaften des korrespondierenden Mediums und den zugehörigen Anforderungen gerecht werden. Bezüglich der Arbeitsmedienseite werden daher aufgrund der Druckanforderung, dem nicht limitierenden Wärmeübergangskoeffizienten und der einfachen Fertigbarkeit rechteckige Kanäle umgesetzt. Auf der Abgasseite werden hingegen Wirbelzellen⁵³ genutzt, da der Wärmeübergang vom Heizmedium an das

⁵³In der englischsprachigen Fachliteratur wird diese Art der Strukturbleche als “offset strip fin” bezeichnet.

Material des Dampferzeugers deutlich schlechter ist als der Wärmeübergang vom Material an das Arbeitsmedium. In Abbildung 4.39 ist eine Prinzipskizze dieser Wirbelzellen dargestellt. Wie Byongjoo und Byonghu (2006), Manglik und Bergles (1995), Bhowmik und Lee (2009), Joshi und Webb (1987), Kim et al. (2011), Guo et al. (2008) sowie Saad et al. (2011a,b) untersucht haben, weisen die Wirbelzellen ein sehr gutes Verhältnis zwischen Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten und unerwünschter Steigerung des Druckverlustes auf. Zudem ist der Quotient aus Wärmeübertragerfläche und benötigtem Volumen durch die sehr kompakte Bauform groß. Beides sorgt für einen Anstieg des übertragenen Wärmestroms bei einer geringen Zunahme des Druckverlustes.

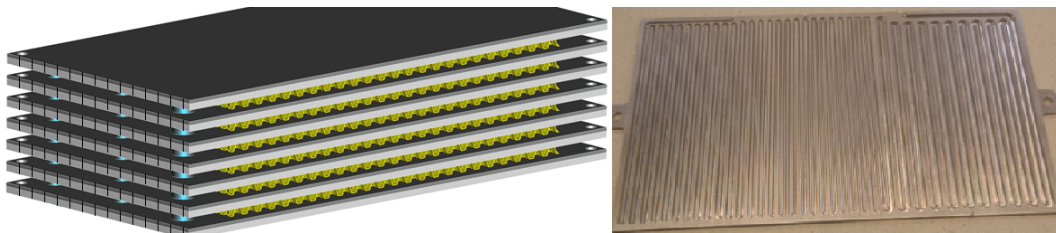


Abbildung 4.38: Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers

Für die Auslegung und Optimierung des Kreuzstromplattendampferzeugers wird ebenfalls die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{KSPL}$ angewendet. Die Optimierung des Kreuzstromplattendampferzeugers wird nur mit dem Arbeitsmedium Ethanol durchgeführt.

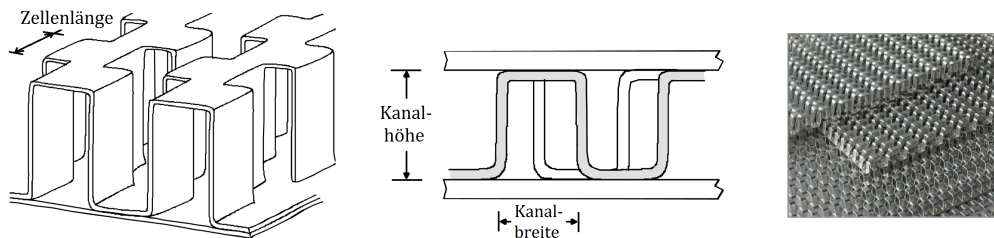


Abbildung 4.39: Prinzipskizze einer Wirbelzelle
Quelle: Byongjoo und Byonghu (2006); RAAL (2012).

Die Variation der charakteristischen Geometriegrößen inklusive Variationsbreite und -schrittweite der einzelnen Geometrieparameter ist in Tabelle 4.23 aufgelistet.

Die grundsätzlichen Abhängigkeiten der Bewertungskriterien übertragener Wärmestrom, abgasseitiger Druckverlust und Bauteilmasse von der Geometrie und somit von den Geometrieparametern sind die gleichen, wie im Kapitel 4.2.1 bereits für den Rohrbündeldampferzeuger erklärt. Weitere Geometriegrößen und Materialei-

Geometrieparameter	Variationsbreite	Variations-schrittweite	Einheit
Kanalhöhe HM	3,2 – 7,2	1	mm
Kanalbreite HM	2 – 4,5	0,5	mm
Kanalhöhe AM	0,5 – 3,5	1	mm
Kanalbreite AM Erwärmung	1 – 4	1	mm
Kanalbreite AM Verdampfung	3 – 4	1	mm
Kanalbreite AM Überhitzung	3 – 4	1	mm
Wirbelzellenlänge HM	1,6 – 4,6	1	mm
Passzahl AM Erwärmung	1 – 3	1	-

Tabelle 4.23: Geometrievariation für die Kreuzstromplattendampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometrieparameter s. Abb. 4.39 und Anhang A.9 Abb. A.20 sowie Gl. 4.4. HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Geometriegrößen und Materialeigenschaften	Größe	Einheit
Höhe des Plattenverbundes	60	mm
Breite des Plattenverbundes	230	mm
Tiefe des Plattenverbundes	340	mm
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
Kanalwandstärke AM	0,3	mm
Kanalwandstärke HM	0,15	mm
Trennplattenstärke	0,4	mm
Erste und letzte Platte	AM	-
Wärmeleitfähigkeit	14,7	W/mK

Tabelle 4.24: Konstante Geometriegrößen und Materialeigenschaften für die Kreuzstromplatten-dampferzeugerauslegung und -optimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.39 und Anhang A.9 Abb. A.20 sowie Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

enschaften für die Auslegung sind Tabelle 4.24 zu entnehmen. Die Korrelationsgleichungen für die Berechnung des Druckverlustes und der Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten, zugehörig zu jedem Bilanzraum, sind im Anhang A.10 in Tabelle A.2 dargestellt.

4.4.2 Optimierung

Die Geometrievariation führt zu 23.040 Kreuzstromplattendampferzeugern, von denen alle fertigbar sind. Die Optimierung für das Arbeitsmedium Ethanol führt bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen zu *KSPL-Eth-20928* und bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen entsprechend Tabelle 4.25 zu *KSPL-Eth-22368*.

$\alpha = \frac{s}{h}$	$\delta = \frac{t}{l}$	$\gamma = \frac{t}{s}$
$0 \leq \alpha \leq 100$	$0 \leq \delta \leq 100$	$0 \leq \gamma \leq 100$

Tabelle 4.25: Vorgabe der erw. Geometriegrenzen bezüglich des Druckverlustes und des Wärmeübergangs bei der Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegößen s , h , t und l s. Abb. 2.13.

Die Gesamtansicht des *KSPL-Eth-20928* ist in Abbildung 4.40 dargestellt. Der *KSPL-Eth-20928* besteht aus 27 Platten auf der Heizmedienseite und 28 Platten auf der Arbeitsmedienseite. Jede Heizmedienplatte teilt sich in 16 Kanäle mit einer Breite von 3,5 mm und einer Höhe von 7,2 mm (s. Abb. 4.39). Die Arbeitsmedienplatten, dargestellt in Abbildung 4.41, bestehen aus 79 Kanälen, die in allen drei Sektoren eine Breite von vier Millimetern und eine Höhe von 0,5 mm haben. Zusätzlich ist im Anhang A.12 in Abbildung A.66 der Plattendampferzeuger für die Abgasseite dargestellt. Weitere Geometrieparameter des *KSPL-Eth-20928* sind in Tabelle 4.26 aufgeführt.

Sowohl bei Einhaltung als auch bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen wird die Auswahl anhand der Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{KSPL}$ mit dem Gewichtungssatz (1,5;1;5) getroffen. Die Ergebnisse der Geometrie- und Betriebspunktvariation basieren auf der bereits beschriebenen Vorgehensweise der Optimierung der Rohrbündeldampferzeuger (s. Kapitel 4.2.1 bis 4.2.3). Die entsprechenden Ergebnisse und Zwischenschritte sind im Anhang A.11.3 in den Abbildungen A.49 bis Tabelle A.26 (Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen) und Abbildung A.53 bis Tabelle A.30 (Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen) aufgeführt.

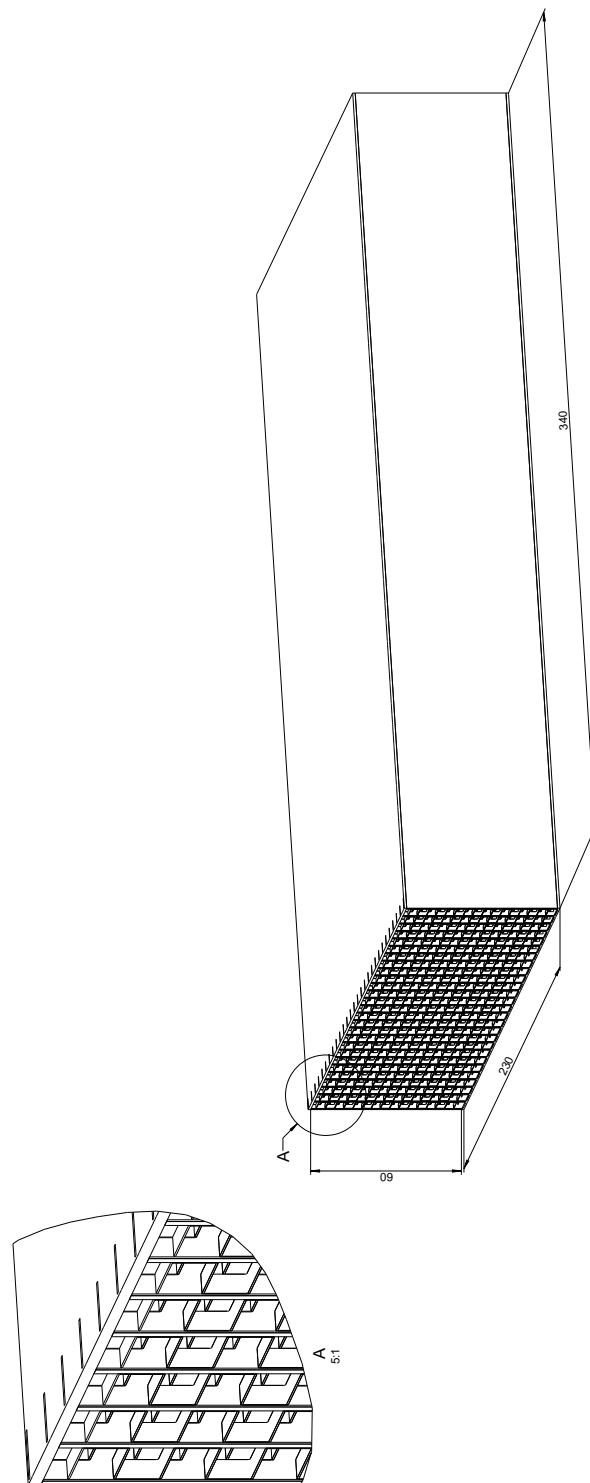


Abbildung 4.40: Geometrie des Kreuzstromplattendampferzeugers *KSPL-Eth-20928*

	KSPL-Eth-20928	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Plattenanzahl HM	27	-
Plattenanzahl AM	28	-
Kanalanzahl HM	16	-
Kanalanzahl AM	79	-
Kanalhöhe HM	7, 2	mm
Kanalbreite HM	3, 5	mm
Kanalhöhe AM	0, 5	mm
Kanalbreite AM Erwärmung	4	mm
Kanalbreite AM Verdampfung	4	mm
Kanalbreite Überhitzung	4	mm
Wirbelzellenlänge HM	4, 6	mm
Passzahl AM Erwärmung	3	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	3, 17	m^2
$A_{DE, AM}$	1, 15	m^2
$A_{DE, m}$	2, 16	m^2
$A_{DE, m}/V_{DE}$	453	m^2/m^3
$\alpha_{HM, m}$ BP III	107	$W/(m^2 K)$
Gewicht	4, 65	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	100	%
BWF (\dot{Q}/m)	88, 6	%
BWF (η_{DE})	97, 5	%
Optimierungsfunktion ω	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	37, 1	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	2, 7	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	6, 95	bar

Tabelle 4.26: Ausgewählter *KSPL-Eth*-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.39 und Anhang A.9 Abb. A.20. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, η_{DE} $\hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl. 4.8.

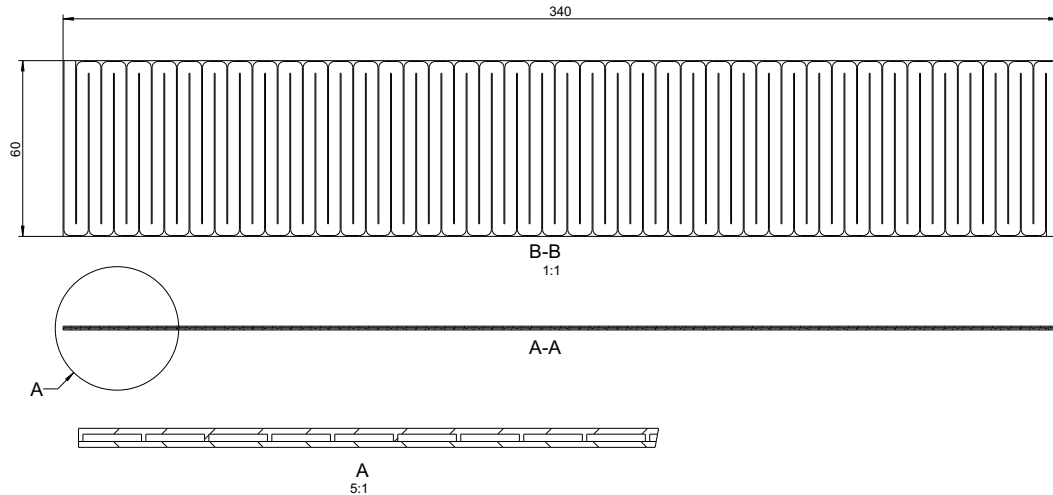


Abbildung 4.41: Arbeitsmedienplatte des Kreuzstromplattendampferzeugers *KSPL-Eth-20928*

Da sowohl für den Rohrbündel- als auch für den Rippenrohrbündeldampferzeuger nicht sichergestellt werden kann, dass die Geometriegültigkeitserweiterung zu plausiblen abgasseitigen Druckverlustberechnungen führt, wird die Plausibilisierung für den Kreuzstromplattendampferzeuger hier nicht durchgeführt. Eine zusammenfassende Bewertung der Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen für alle drei Dampferzeugertypenoptimierungen erfolgt abschließend im Kapitel 4.6. Das Abschlussfazit für die Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung entspricht dem Abschlussfazit des Rohrbündeldampferzeugers, wobei aufgrund der Geometrieunterschiede folgende Punkte zu ergänzen sind:

Zusatz-Abschlussfazit für die Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung:

- Die übertragene thermische Energie im Referenzfahrzyklus ist bei Kreuzstromplattendampferzeugern größer als bei Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeugern.
- Auch die aus der Geometrieviation für BP I ausgewählten Kreuzstromplattendampferzeuger erzielen im Referenzzyklus vergleichbare Werte hinsichtlich der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ wie die für BP III ausgewählten Kreuzstromplattendampferzeuger.
- Die drei geeignetsten Dampferzeuger der drei Gewichtungssätze $(1; 1; 5)$, $(1; 1; 2)$ und $(1, 5; 1; 5)$ der Optimierungsfunktion ω weisen alle vergleichbare Geometrien auf. Dies gilt für alle drei charakteristischen Betriebspunkte.

4.5 Gegenüberstellung der Optimierung des Rohrbündel-, des Rippenrohrbündel- und des Kreuzstromplatten-dampferzeugers (*RB-Eth*, *RRB-Eth* und *KSPL-Eth*)

Wie im Kapitel 4.2.3 beschrieben, wird die Optimierungsfunktion $\hat{\omega}^*$ für die Gegenüberstellung der Optimierungsergebnisse der drei Dampferzeugertypen auf das Maximum aller drei Dampferzeugertypen normiert ($\hat{\omega} = \hat{\omega}^* / \hat{\omega}_{max, RB, RRB, KSPL}^*$). Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.27, sortiert nach fallender Wertigkeit der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}$, aufgelistet.

Hierbei zeigen sich folgende Erkenntnisse:

1. Der geeignetste Dampferzeuger ist *RB-Eth-3524*. Er wird mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ aus der Geometrievariation für BP III ausgewählt.
2. Die fünf geeignetsten Dampferzeuger sind alle Rohrbündeldampferzeuger.
3. Darauf folgen mit Platz sechs bis 14 neun Kreuzstromplattendampferzeuger, wovon *KSPL-Eth-20928* der geeignetste ist. Er wird mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ aus der Geometrievariation für BP III ausgewählt.
4. Der geeignetste Rippenrohrbündeldampferzeuger *RRB-Eth-14320* liegt nur auf Platz 15. Er wird nicht mittels Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf die Geometrievariation für BP III, sondern mittels Bewertungsfunktion η_{DE} , angewendet auf die Geometrievariation für BP II, ausgewählt. Der mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ für BP III ausgewählte Rippenrohrbündeldampferzeuger *RRB-Eth-14230* ist der drittbeste Rippenrohrbündeldampferzeuger.
5. Die wichtigsten Eigenschaften der vier Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14320*, *KSPL-Eth-20928* und *RRB-Eth-14230* sind in Tabelle 4.28 aufgeführt.
6. Eine Optimierung nur bezüglich des Gewichtes reicht nicht aus und führt somit nicht zu einem optimierten Dampferzeuger hinsichtlich der Dampferzeugeroptimierungsanforderungen.
7. Die bezüglich BP I optimierten Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeuger führen nicht zu geeigneten Dampferzeugern hinsichtlich der Optimierungsanforderungen.

Zu 1.) Die Auswahl des geeignetsten Dampferzeugers sowohl eines Dampferzeugertyps als auch aller Dampferzeugertypen mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ für einen Mittel- und

4.5 Gegenüberstellung der Optimierung des Rohrbündel-, des Rippenrohrbündel- und des Kreuzstromplattendampferzeugers (RB-Eth, RRB-Eth und KSPL-Eth)

Nr.	Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion und Betriebspunkt	Ergebnis Gl. 4.12 $\hat{\omega}$	Bezeichnung
1	$\omega(1, 5; 1; 5)$ III	1	<i>RB-Eth-3524</i>
2	$\omega(1, 5; 1; 5)$ II	0,9994	<i>RB-Eth-1284</i>
3	η_{DE} II	0,9965	<i>RB-Eth-10024</i>
4	$\omega(1; 1; 3)$ II	0,9959	<i>RB-Eth-1220</i>
5	η_{DE} III	0,9952	<i>RB-Eth-1672</i>
6	$\omega(1, 5; 1; 5), \omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2), \dot{Q}/\Delta p_{HM}$ III	0,9893	<i>KSPL-Eth-20928</i>
7	η_{DE} III	0,9863	<i>KSPL-Eth-9372</i>
8	η_{DE} II	0,9859	<i>KSPL-Eth-18584</i>
9	η_{DE} I	0,9848	<i>KSPL-Eth-58</i>
10	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ I	0,9783	<i>KSPL-Eth-20748</i>
11	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ II	0,9782	<i>KSPL-Eth-20904</i>
12	$\omega(1, 5; 1; 5)$ II	0,9775	<i>KSPL-Eth-20916</i>
13	$\omega(1, 5; 1; 5), \omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ I	0,9762	<i>KSPL-Eth-20784</i>
14	$\omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ II	0,9760	<i>KSPL-Eth-20832</i>
15	η_{DE} II	0,9702	<i>RRB-Eth-14320</i>
16	$\omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ III	0,9587	<i>RB-Eth-5796</i>
17	\dot{Q}/m III, II, I	0,9530	<i>KSPL-Eth-21502</i>
18	η_{DE} III	0,9503	<i>RRB-Eth-14280</i>
19	$\omega(1; 1; 2)$ II	0,9486	<i>RB-Eth-5795</i>
20	$\omega(1, 5; 1; 5)$ I	0,9434	<i>RB-Eth-5763</i>
21	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ III, II	0,9390	<i>RB-Eth-5824</i>
22	$\omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ I	0,9292	<i>RB-Eth-5731</i>
23	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ I	0,9187	<i>RB-Eth-5747</i>
24	$\omega(1, 5; 1; 5), \omega(1; 1; 3)$ III; $\omega(1, 5; 1; 5), \omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ II	0,9000	<i>RRB-Eth-14230</i>
25	\dot{Q}/m III, II, I	0,8353	<i>RB-Eth-16292</i>
26	$\omega(1; 1; 2), \dot{Q}/m$ III; $\dot{Q}/\Delta p_{HM}, \dot{Q}/m$ II; \dot{Q}/m I	0,8146	<i>RRB-Eth-17570</i>
27	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ I	0,8090	<i>RRB-Eth-4280</i>
28	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ III	0,7772	<i>RRB-Eth-17578</i>
29	$\omega(1, 5; 1; 5), \omega(1; 1; 3), \omega(1; 1; 2)$ I	0,7766	<i>RRB-Eth-4274</i>

Tabelle 4.27: Ergebnis der Gegenüberstellung der Optimierungsergebnisse der drei Dampferzeugertypen *RB-Eth*, *RRB-Eth* und *KSPL-Eth*

Anm.: $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse.

Hochlastpunkt des Dampferzeugers entspricht der Vorgehensweise der in dieser Arbeit vorgestellten Optimierung. Diese Vorgehensweise führt zu dem geeignetsten Dampferzeuger aller Typen und bestätigt somit die Vorgehensweise (s. hierzu Ausführungen in den Kapiteln 4.2.1 bis 4.2.3).

Zu 2.) Die Tatsache, dass die Rohrbündeldampferzeuger die ersten fünf Plätze belegen, ist auf das hohe Gewicht der Kreuzstromplattendampferzeuger und die niedrige übertragene Leistung der Rippenrohrbündeldampferzeuger zurückzuführen. Die in Tabelle 4.27 aufgelisteten optimierten Kreuzstromplattendampferzeuger wiegen im Mittel fünf Kilogramm, die optimierten Rohrbündeldampferzeuger lediglich zwei Kilogramm. Reduziert man das Gewicht des geeignetsten Kreuzstromplattendampferzeugers *KSPL-Eth-20928* theoretisch auf zwei Kilogramm und gibt vor, dass der übertragene Wärmestrom und der abgasseitige Druckverlust gleich bleibt, steigt der *KSPL-Eth-20928* in der Liste der geeignetsten Dampferzeuger auf Platz zwei. Der geeignetste Dampferzeuger *RB-Eth-3524* wiegt 1,7 Kilogramm. Die niedrige übertragene Leistung der Rippenrohrbündeldampferzeuger wird unter Punkt 4.) erklärt.

Zu 3.) Der geeignetste Kreuzstromplattendampferzeuger wird ebenso wie der geeignetste Rohrbündeldampferzeuger mittels der in dieser Arbeit vorgestellten Optimierungsvorgehensweise bestimmt. Dies bestätigt ebenfalls die Vorgehensweise.

Die Auswahl anhand der Optimierungsfunktionen $\omega(1; 1; 3)$, $\omega(1; 1; 2)$ sowie der Bewertungsfunktion $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$, alle angewendet auf die Geometrievariation für BP III, führt ebenfalls zu *KSPL-Eth-20928*. Dies bekräftigt die Annahme, dass die Optimierungsfunktion bei moderater Änderung der Gewichtungskoeffizienten nicht zu anderen Ergebnissen führt.

Zu 4.) Der Grund für das schlechte Abschneiden bezüglich der Optimierungsanforderung (Ergebnis $\hat{\omega}$) aller Rippenrohrbündel, die nicht mittels η_{DE} ausgewählt werden, ist die niedrige übertragene Leistung. Die übertragene thermische Energie dieser Dampferzeuger beträgt im Referenzyklus maximal 16,67 MJ. Die Spanne der übertragenen thermischen Energie der 14 besser platzierten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger liegt zwischen 18,59 MJ und 19,33 MJ. Die Auswahl anhand der Bewertungsfunktion η_{DE} führt zu Rippenrohrbündeldampferzeugern mit 18,41 MJ und 18,82 MJ. Diese Dampferzeuger sind jedoch nicht druckverlust- und gewichtsoptimiert.

Der geeignetste Rippenrohrbündeldampferzeuger wird anhand der Bewertungsfunktion η_{DE} aus der Geometrievariation für BP II ausgewählt. Der mittels Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für BP III optimierte Rippenrohrbündeldampferzeuger *RRB-Eth-14230* liegt jedoch im selben Geometriebereich (innerhalb desselben fla-

4.5 Gegenüberstellung der Optimierung des Rohrbündel-, des Rippenrohrbündel- und des Kreuzstromplattendampferzeugers (RB-Eth, RRB-Eth und KSPL-Eth)

chen Optimums) wie *RRB-Eth-14320* (η_{DE}) und daher ist eine Auswahl anhand der in dieser Arbeit vorgestellten Optimierungsvorgehensweise mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf BP III und II, für die Rippenrohrbündel ebenso möglich.

Zu 5.) Die in Tabelle 4.28 aufgelisteten Ergebnisse bestätigen, dass die Rippenrohrbündeldampferzeuger gegenüber den Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugern keine geeigneten Dampfzeuger für die AWN mittels Dampfkraftprozess sind.

Zum einen, wie bereits zuvor erklärt, übertragen nur die rein wärmestromoptimierten Rippenrohrbündeldampferzeuger eine ausreichend große thermische Energie. Selbst bei einer starken Gewichtung der Bewertungsfunktion BWF C (η_{DE}) mit $\gamma = 5$ und dem Quadrieren der einzelnen Bewertungsfunktionen überträgt das mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ optimierte Rippenrohrbündel gegenüber den optimierten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugern im Referenzzyklus deutlich weniger Wärmestrom. Zum anderen sind jedoch die wärmestromoptimierten Rippenrohrbündeldampferzeuger nicht bezüglich des abgasseitigen Druckverlustes und des Gewichts optimiert. Die Ergebnisse des *RRB-Eth-14320* in Tabelle 4.28, wie z. B. der maximale abgasseitige Druckverlust im Autobahnzyklus von 18,8 mbar und das Gewicht von 4,7 kg, zeigen dies. Des Weiteren lässt sich hieraus nochmals ableiten, dass eine Optimierung hinsichtlich nur einer Bewertungsfunktion bei mehreren Optimierungskriterien nicht ausreichend ist.

Ebenso zeigt sich anhand der Ergebnisse in Tabelle 4.28, dass *RB-Eth-3524* trotz einer geringen abgasseitigen Wärmeübertragerfläche von $1,23 \text{ m}^2$ eine große thermische Energie im Referenzzyklus überträgt. Ursache hierfür ist ein hoher limitierender Wärmeübergangskoeffizient auf der Abgasseite von $236 \text{ W/m}^2\text{K}$ im BP III. Dies ist der größte Wert aller vier Dampfzeuger.

Der optimierte Kreuzstromplattendampferzeuger *KSPL-Eth-20928* überträgt mit 19,03 MJ nur geringfügig mehr thermische Energie als *RB-Eth-3524* bei einer abgasseitigen Wärmeübertragerfläche von $3,17 \text{ m}^2$. Dies ist mehr als eine Flächenverdoppelung gegenüber dem Rohrbündel. *KSPL-Eth-20928* hat jedoch mit $107 \text{ W/m}^2\text{K}$ den geringsten limitierenden Wärmeübergangskoeffizienten aller vier optimierten Dampfzeuger im BP III. Die beiden Rippenrohrbündeldampferzeuger haben einen abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $152 \text{ W/m}^2\text{K}$ bzw. $160 \text{ W/m}^2\text{K}$. *RRB-Eth-14320* hat gegenüber *RRB-Eth-14230* jedoch eine fast dreifach so große abgasseitige Wärmeübertragerfläche und mit $3,87 \text{ m}^2$ auch absolut die größte abgasseitige Wärmeübertragerfläche. Dies ist auch der Grund für den hohen abgasseitigen Druckverlust.

	<i>RB-Eth-3524</i> $\omega(1, 5; 1; 5)$ BP III Geignester RB	<i>RRB-Eth-14320</i> η_{DE} BP II Geignester RRB	<i>KSPL-Eth-20928</i> $\omega(1, 5; 1; 5)$ BP III Geignester KSPL	<i>RRB-Eth-14230</i> $\omega(1, 5; 1; 5)$ BP III Dritt geeignetster RRB	Einheit
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$)	1	0,9702	0,9893	0,900	-
$E_{thermisch}$, Ref.-Zyk.	18,68	18,82	19,03	16,67	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	32,2	2,7	19,6	7,0	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	2,2	0,8	0,8	3,4	kW/kg
$(\dot{Q}/\Delta p_{DE,m})_{MW}$ CADC-Landstr.	3,3	1,7	1,8	3,9	kW/m ²
$\dot{Q}/\Delta p_{DE,m}$ MW, Ref.-Zyk.	5,0	2,6	2,7	5,8	kW/m ²
Δp_{HM} max, CADC-Autobahn	2,4	18,8	2,2	6,3	mbar
Δp_{HM} MW, Ref.-Zyk.	27,1	263,6	37,0	94,6	Pa
\dot{Q} , BP III	37,2	38,3	37,1	34,8	kW
\dot{Q} , BP II	21,2	22,3	21,9	19,7	kW
Δp_{HM} , BP III	2,8	22,5	2,7	7,5	mbar
Δp_{HM} , BP II	1,2	10,4	1,4	3,8	mbar
Δp_{AM} , BP III	0,087	0,05	6,95	0,025	bar
Δp_{AM} , BP II	0,029	0,016	5,63	0,008	bar
α_{HM} , BP III	236	152	107	160	W/m ² K
α_{HM} , BP II	180	117	84	122	W/m ² K
α_{AM} , BP III, Sek I	1030	1297	8896	1135	W/m ² K
Gewicht	1,71	4,70	4,65	1,03	kg
$A_{DE,HM}$	1,23	3,87	3,17	1,35	m ²
$A_{DE,AM}$	1,10	0,72	1,15	0,46	m ²
$A_{DE,m}$	1,16	2,29	2,16	0,90	m ²
$A_{HM,frei}$	78,0	75,1	111,4	90,1	cm ²

Tabelle 4.28: Zusammenfassung der Dampferzeugeigenschaften der ausgewählten Ethanoldampferzeuger
 Anm.: E $\hat{=}$ thermische Energie, Ref.-Zyk. $\hat{=}$ Referenzzyklus, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, MW $\hat{=}$ Mittelwert, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, V $\hat{=}$ Volumen, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, m $\hat{=}$ Masse.

Weitere Erkenntnis ist, dass *KSPL-Eth-20928* zu einem hohen arbeitsmedienseitigen Druckverlust von sieben bar im BP III führt. Dies ist deutlich mehr als bei den anderen drei Dampferzeugern ($< 0,1$ bar). Die hohen Druckverluste auf der Arbeitsmedienseite treten bei allen Kreuzstromplattendampferzeugern der exemplarisch durchgeführten Optimierung auf. Im Mittel liegt der arbeitsmedienseitige Druckverlust aller 11.472 Kreuzstromplattendampferzeuger, welche die Gültigkeitsgrenzen und die abgasseitigen Druckverlustvorgaben einhalten, bei 3,11 bar. Der mittlere arbeitsmedienseitige Druckverlust der Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeuger liegt bei weniger als 0,01 bar.

Da sieben bar arbeitsmedienseitiger Druckverlust 18% des Systemdrucks im BP III sind, wird die Bewertung des Energiebedarfs der Arbeitsmedienpumpe nachträglich durchgeführt. Hierzu wird die Pumpenleistung vereinfachend anhand des Produktes aus Volumenstrom und Druckdifferenz berechnet und ins Verhältnis zur AWN-Systemleistung gesetzt. Für die Pumpe wird ein Wirkungsgrad von 62% entsprechend der Prüfstandserfahrungen⁵⁴ angesetzt. Die Expansionsmaschinenleistung wird mit der in Kapitel 1 vorgestellten Berechnung und den zugehörigen Wirkungsgraden des Abwärmenutzungssystems und des Motors bestimmt. Zudem wird ein Generatorwirkungsgrad von 92% berücksichtigt. Hiernach werden ungefähr 10% der im Dampferzeuger übertragenen thermischen Leistung in elektrische Leistung gewandelt. Es zeigt sich hierbei, dass die Pumpenleistung weniger als 0,2% des übertragenen Wärmestroms beträgt, was wiederum weniger als 2% der elektrischen Leistung ausmacht. Für BP II sind es gut 1% der elektrischen Leistung in diesem Betriebspunkt. Somit ist die Nichtbeachtung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes in der Optimierung als Vereinfachung zulässig. Die Tatsache, dass der Siededruck und somit die Siedetemperatur durch den Druckverlust steigt und dies wiederum zu einer Absenkung der treibenden logarithmischen Temperaturdifferenz im Dampferzeuger führt, wird in der Berechnung und somit in der Optimierung berücksichtigt.

Zu 6.) Die Optimierung anhand nur einer Bewertungsfunktion, welche nicht stark gewichtet ist, führt nicht zu einem geeigneten Dampferzeuger.

Zu 7.) Die Anwendung der Optimierungsvorgehensweise auf BP I, einem Niederlastpunkt des Dampferzeugers, ist nicht notwendig. Die aus der Geometrievariation für BP I ausgewählten Dampferzeuger führen zu niedrigeren Ergebnissen bezüglich Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$. In Tabelle 4.27 liegt der Mittelwert der Opti-

⁵⁴Diese Ergebnisse wurden in Versuchen mit AWN-Systemen, die für die mobile Anwendung aufgebaut wurden, eingefahren [Hoetger (2014)].

mierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ für BP-I-Dampferzeuger bei 0,8971. Für BP-II- und BP-III-Dampferzeuger liegt er bei 0,9300 und 0,9367.

4.6 Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen aller drei Dampferzeugertypen

Die Untersuchung der Berechnungsgenauigkeit bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen hat für den Rohrbündel- und Rippenrohrbündeldampferzeuger gezeigt, dass die Druckverlustberechnung bereits bei geringen Überschreitungen zu unplausiblen Ergebnissen führt bzw. nicht eindeutig das Gegenteil nachgewiesen werden kann. Die Berechnung des Wärmeübergangs hingegen ist im Rahmen der durchgeführten Geometriegrenzwertüberschreitung der Korrelationsgleichung qualitativ plausibel. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass nur eine exemplarische Überprüfung durchgeführt wurde. Grundsätzlich ist für explizite Dampferzeugerauslegungen eine Untersuchung mit Hilfe von Validierungsversuchen zu empfehlen.

Die Untersuchung der Geometriegrenzwertüberschreitung für den Kreuzstromplattendampferzeuger wurde aufgrund der unplausiblen Ergebnisse bei den Rohr- und Rippenrohrbündeln eingespart, da der angestrebte Vergleich der drei Wärmeübertragertypen nicht durchzuführen ist. Beim Vergleich der Wärmeübertragertypen im Kapitel 4.5 und in der Zusammenfassung im Kapitel 4.8 werden daher nur Dampferzeuger bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen betrachtet.

Grundsätzlich ist festzuhalten, dass eine allgemeingültige Plausibilisierung der Simulationsergebnisse oftmals ein "lineares Denken" erfordert und daher unsicher ist. Dies gilt speziell für die Druckverlustkorrelationen, da sich Änderungen oder Fehler direkt auf den Druckverlust auswirken. Hingegen wirken sich Ungenauigkeiten bei den Korrelationsgleichungen für den Wärmeüber- und den -durchgangskoeffizienten "gedämpft" auf die Berechnungsgenauigkeit des übertragenen Wärmestroms aus. Ein verringerter übertragener Wärmestrom führt zu einer steigenden treibenden Temperaturdifferenz, welche wiederum zu einer Kompensation der Wärmestromreduktion führt.

Was sich jedoch anhand der Untersuchung der Überschreitung der Geometriegrenzen, bei Berücksichtigung des zuvor Genannten, ableiten lässt, ist eine Vorgehensweise zur Bewertung neuartiger Wärmeübertrager. Diese Bewertung kann mit Hilfe der Berechnung des Wärmeübergangs mit bestehenden, exemplarisch plausibilisierten Gleichungen sowie Versuchen zur Bestimmung der abgasseitigen Druckverluste

durchgeführt werden. Der Vorteil hierbei ist, dass Versuche zur Bestimmung des Druckverlustes weniger aufwendig und somit preiswerter durchzuführen sind als Versuche zur Bestimmung des Wärmeübergangs. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine erste Abschätzung der zu erwartenden Eigenschaften (Wärmeübertragung und Druckverlust) der “neuen” Dampferzeuger.

4.7 Bewertung der Modellansätze und Simulationsannahmen sowie Kontrollrechnungen

Im folgenden Kapitel werden sowohl Vergleichsrechnungen mit abweichenden Modellansätzen oder unterschiedlichen Simulationsannahmen als auch Kontrollrechnungen durchgeführt. Dies dient der Überprüfung der Anwendbarkeit der in den Kapiteln 4.2 - 4.4 dargelegten Dampferzeugeroptimierung und der getroffenen Annahmen. Hierfür werden im Kapitel 4.7.1 Variationsrechnungen mit unterschiedlichen Berechnungsvorschriften des hydraulischen Durchmessers, im Kapitel 4.7.2 mit und ohne Berücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes beider Medien, im Kapitel 4.7.3 mit verschiedenen Korrelationsgleichungen für den Widerstandsbeiwert für nicht glatte Rohre und Kanäle und im Kapitel 4.7.4 mit vereinfachter und detaillierter Wandtemperaturberechnung gegenübergestellt und ausgewertet.

Für alle Vergleichssimulationen gilt, dass sich ein Großteil der Berechnungsfehler der jeweiligen Vergleichsgrößen gegenseitig aufheben. Dies gilt speziell für die systematischen Fehler. Somit besitzen auch kleinere prozentuale Änderungen bei den Vergleichen, die gegebenenfalls innerhalb der Berechnungsgenauigkeit der einzelnen Vergleichsgrößen liegen, eine Aussagekraft.

Neben diesen vier Vergleichssimulationen werden im Kapitel 4.7.5 bis 4.7.7 Kontrollrechnungen durchgeführt. Im Kapitel 4.7.5 werden die Annahmen zur Nichtberücksichtigung der Trägheit bzw. des Wärmespeichervermögens des Dampferzeugers im Fahrzyklus bewertet. Im Kapitel 4.7.6 wird der Einfluss der Berechnung der Wärmeleitung längs zur Strömungsrichtung in der Trennwand der Dampferzeuger bestimmt und zuletzt im Kapitel 4.7.7 der Einfluss der Rechnung mit halbierten bzw. gedrittelten Rohren bei einer Arbeitsmedienaufteilung bestimmt.

4.7.1 Variation der Berechnungsvorschrift des hydraulischen Durchmessers

Auf Grundlage der Validierung der Wirbelzellenberechnung (Kapitel 5.2.3 und 6.4) werden die Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen der Wirbelzellen nach Manglik und Bergles (1995) (Gl. 2.48 f. und Gl. 2.94 f.) in der Auslegung und Optimierung mit der Definition des hydraulischen Durchmessers nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) (Gl. 2.53) und nicht mit der Definition nach Manglik und Bergles (2.52) gerechnet. Die expliziten Definitionen der hydraulischen Durchmesser sind den zuvor genannten Gleichungen zu entnehmen. Für den Wärmeübergang und den Druckverlust werden daher anhand der Geometrieviation des Kreuzstromplattendampferzeugers aus Kapitel 4.4.1 die Einflüsse und Unterschiede untersucht. Diese Variation umfasst 23.040 verschiedene Geometrien für BP III. Ausgewertet sind alle Dampferzeugergeometrien, welche die Gültigkeitsgrenzen der angewendeten Korrelationsgleichungen einhalten.

Die in Abbildung 4.42 und 4.43 dargestellten übertragenen Wärmeströme und Druckverluste, aufgetragen über der Geometrieviation, sind mit dem hydraulischen Durchmesser nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) berechnet. Für die Gegenüberstellung sind für eine bessere Übersicht zusätzlich nur die prozentualen Änderungen bei Berechnung mit dem hydraulischen Durchmesser nach Manglik und Bergles (1995) aufgetragen. Bezugsgröße ist hierfür die Berechnung nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987).

In Abbildung 4.42 ist zu erkennen, dass die prozentualen Änderungen der berechneten übertragenen Wärmeströme über die gesamte Geometrieviation in einem Bereich zwischen 0% und 1% liegen. Hieraus ist abzuleiten, dass zum einen die Wahl der Berechnungsvorschrift des hydraulischen Durchmessers und zum anderen die Änderungen im Druckverlust aufgrund der Wahl des hydraulischen Durchmessers nahezu keine Auswirkungen auf die Wärmeübergangsberechnung haben. Dies bestätigen auch die in Tabelle 4.29 aufgelisteten absoluten und prozentualen Abweichungen im Mittel und in den Grenzen. Die maximale prozentuale Abweichung für den Wärmeübergang liegt bei 0,73%.

In Abbildung 4.43 ist die Gegenüberstellung für den Druckverlust dargestellt. Hier zeigt sich, dass die Änderungen über einen großen Bereich der Geometrieviation zwischen 10% und 20% liegen. Die maximale Änderung liegt bei 26,8% und im Mittel über die 3072 gültigen Dampferzeuger bei 14,5% (s. Tabelle 4.29).

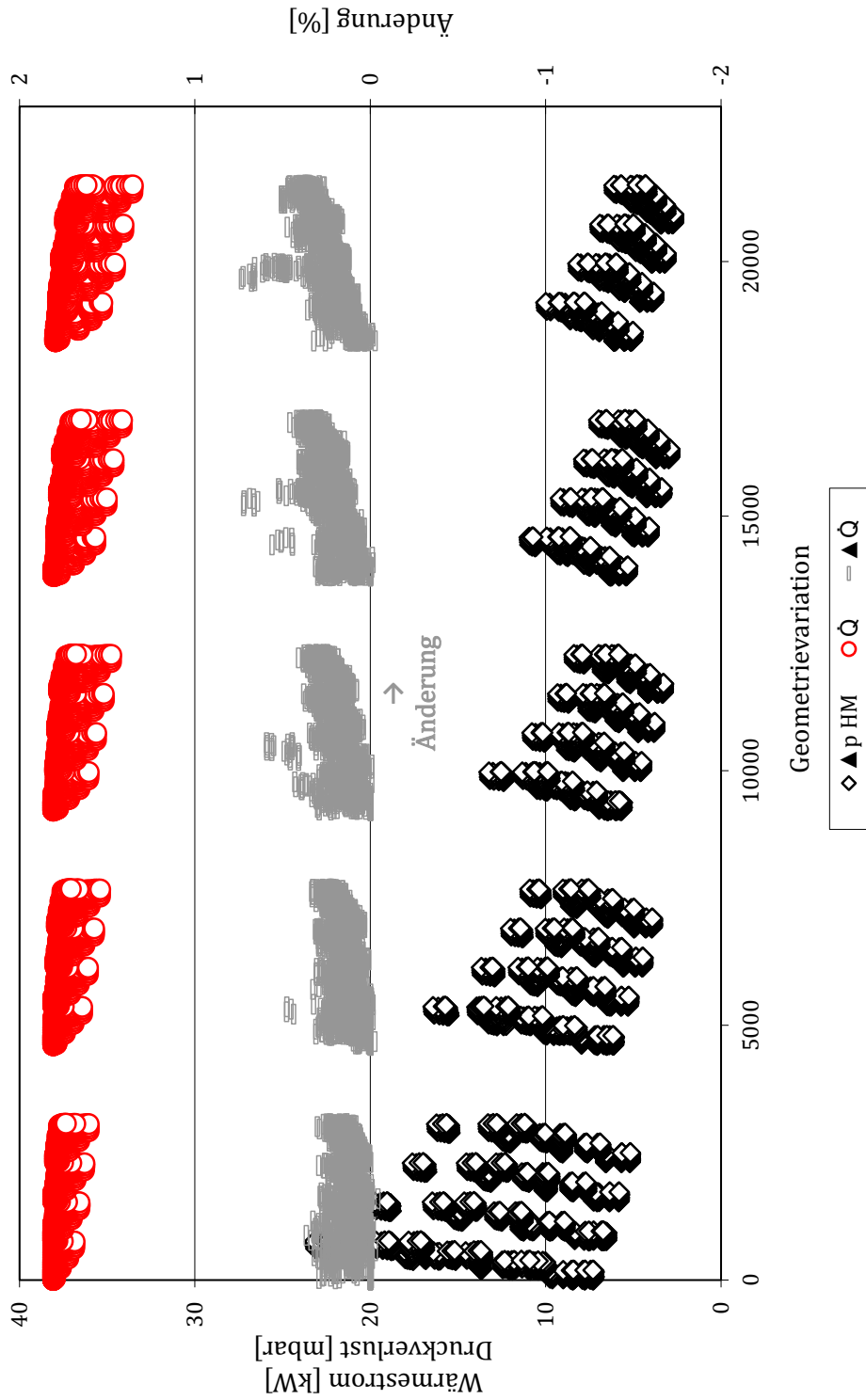


Abbildung 4.42: Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im *KSPL-Eth*
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

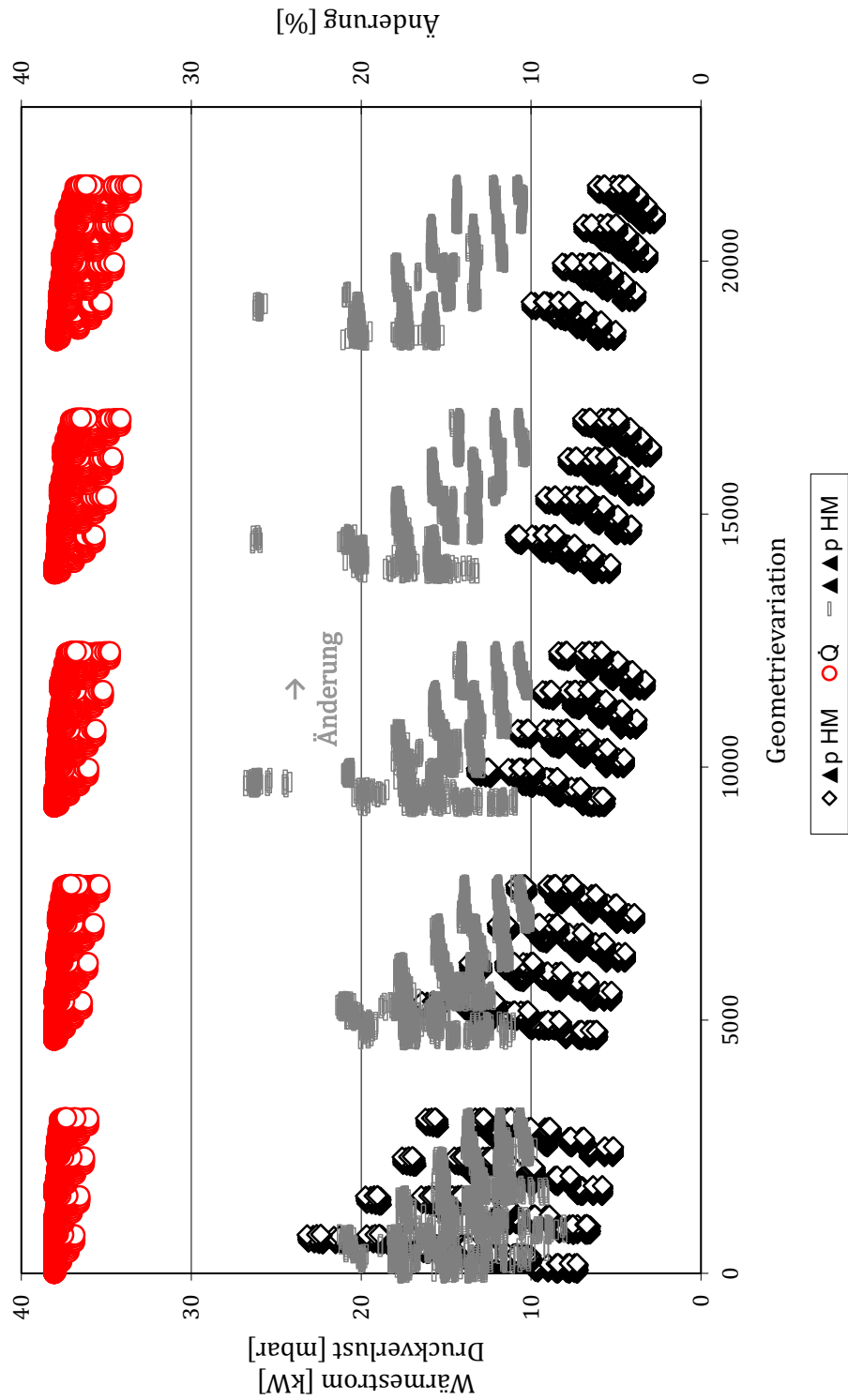


Abbildung 4.43: Prozentuale Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im *KSPL-Eth*
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

Da die Auswertung der Vermessungen der Wirbelzellen im Kapitel 6.4 zeigt, dass bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) eine höhere Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen vorliegt als bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers nach Manglik und Bergles (1995), ist der Wechsel der Definition des hydraulischen Durchmessers gerechtfertigt. Die Definition nach Manson (1950), Kays und London (1973), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) wird für die Wärmeübergangs- und die Druckverlustberechnung angewendet.

Dies ist gerechtfertigt, da der Einfluss der Wahl des hydraulischen Durchmessers auf die Wärmeübergangsberechnung maximal bei 0,73% und im Mittel bei 0,16% liegt. Dies ist wichtig, da keine Versuche zur Untersuchung der Wärmeübergangsberechnungsgenauigkeit in Abhängigkeit von der Definition des hydraulischen Durchmessers durchgeführt werden.

Im Anhang A.11.4 sind in Analogie zu Abbildung 4.42 und 4.43 in den Abbildungen A.56 und A.57 zusätzlich die absoluten Änderungen dargestellt.

	$\Delta\dot{Q}$	$\Delta\Delta p_{HM}$	Einheit
Minimale absolute Abweichungen	-0,02	+0,28	kW bzw. mbar
Maximale absolute Abweichungen	+0,27	+4,8	kW bzw. mbar
Mittlere absolute Abweichungen	+0,06	+1,1	kW bzw. mbar
Minimale prozentuale Abweichungen	-0,04	+8,0	%
Maximale prozentuale Abweichungen	+0,73	+26,8	%
Mittlere prozentuale Abweichungen	+0,16	+14,5	%

Tabelle 4.29: Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ und des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im *KSPL-Eth*

4.7.2 Einfluss des Beschleunigungsdruckverlustes

Ob die Berechnung des Beschleunigungsdruckverlustes notwendig ist, wird anhand einer Geometrievariation für den Kreuzstromplattendampferzeuger für die Dampferzeuger *KSPL-Eth-19969* bis *KSPL-Eth-23040* durchgeführt. Die Auswahl dieser Teilgeometrievariation beruht auf den Dampferzeugern *KSPL-Eth-20928*, *KSPL-Eth-21502*, *KSPL-Eth-22368*, *KSPL-Eth-22452*, *KSPL-Eth-22464* und *KSPL-Eth-23037*, die alle innerhalb dieser Geometrievariation liegen. Sie repräsentieren die ausgewählten Dampferzeuger der Geometrievariation für BP III bezüglich der drei

Optimierungsfunktionen $\omega(1, 5; 1; 5)$, $\omega(1; 1; 3)$ und $\omega(1; 1; 2)$ sowie der Bewertungsfunktionen $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ und \dot{Q}/m .

Abbildungen 4.44 bis 4.46 zeigen die Auswirkungen auf den Wärmeübergang sowie den abgas- und arbeitsmedienseitigen Druckverlust. Neben dem übertragenen Wärmestrom und den Druckverlusten bei Berücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes sind die prozentualen Änderungen bei Nichtberücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes abgebildet. In Abbildung 4.44 ist zu erkennen, dass die Berechnung ohne Beschleunigungsdruckverluste zu einer vernachlässigbaren Variation von $\pm 0,05\%$ des übertragenen Wärmestroms führt.

Die Darstellung der Auswirkungen auf den abgasseitigen Druckverlust in Abbildung 4.45 zeigt, dass die Nichtberücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes zu einer Steigerung des abgasseitigen Druckverlustes von 3% bis 6% führt. Der Beschleunigungsdruckverlust ist aufgrund der starken Absenkung der Abgastemperatur über den Wärmeübertrager ein negativer Druckverlust und somit eine Art Sog hin zum Wärmeübertrageraustritt.

Der Gegenläufige Effekt zeigt sich in Abbildung 4.46. Beim arbeitsmedienseitigen Druckverlust führt die Nichtberücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlustes zu einer Absenkung um bis zu 3%. Im Mittel ist es eine Absenkung von 0,4%. Tabelle 4.30 listet zusammenfassend die absoluten und prozentualen Abweichungen im Mittel und in den Grenzen auf.

	$\Delta\dot{Q}$	$\Delta\Delta p_{HM}$	$\Delta\Delta p_{AM}$	Einheit
Minimale absolute Abweichungen	-0,02	+0,12	-276	kW bzw. mbar
Maximale absolute Abweichungen	+0,02	+0,26	+28	kW bzw. mbar
Mittlere absolute Abweichungen	+0,00	+0,19	-8	kW bzw. mbar
Minimale prozentuale Abweichungen	-0,05	+3,09	-2,9	%
Maximale prozentuale Abweichungen	+0,06	+5,9	+0,3	%
Mittlere prozentuale Abweichungen	+0,00	+4,4	-0,4	%

Tabelle 4.30: Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ sowie des abgas- und arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ und $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*

Es ist festzuhalten, dass die Berücksichtigung der Beschleunigungsdruckverluste nur bei den Druckverlusten und hier speziell bei den abgasseitigen einen Einfluss hat. Die 4,4%, die der abgasseitige Druckverlust bei Berücksichtigung des Beschleunigungsdruckverlust im Mittel sinkt, können nicht vernachlässigt werden, da es sich um eine Bewertungsgröße der Optimierung handelt. Die Berechnungsgenauigkeit

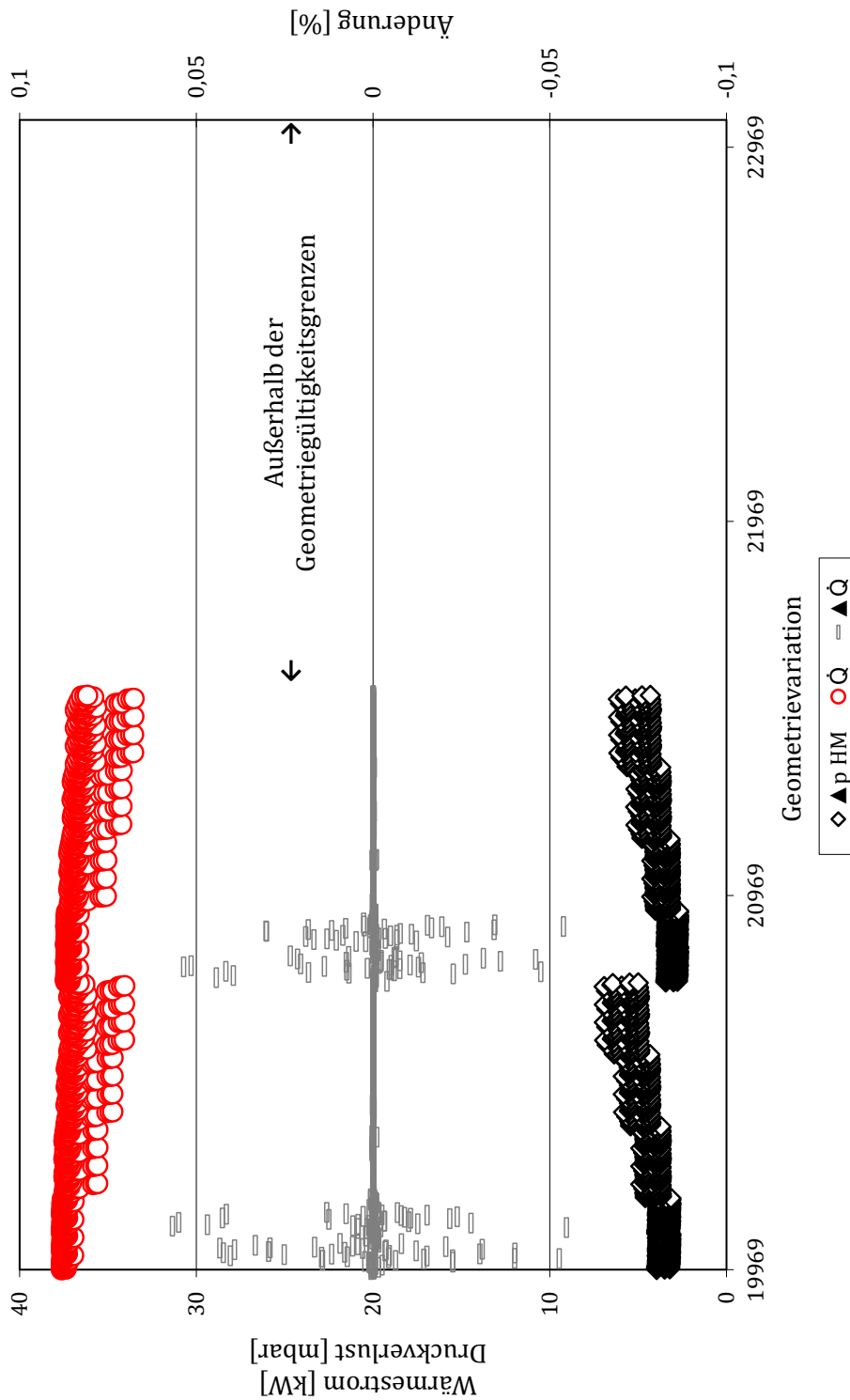


Abbildung 4.44: Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium.



Abbildung 4.45: Prozentuale Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

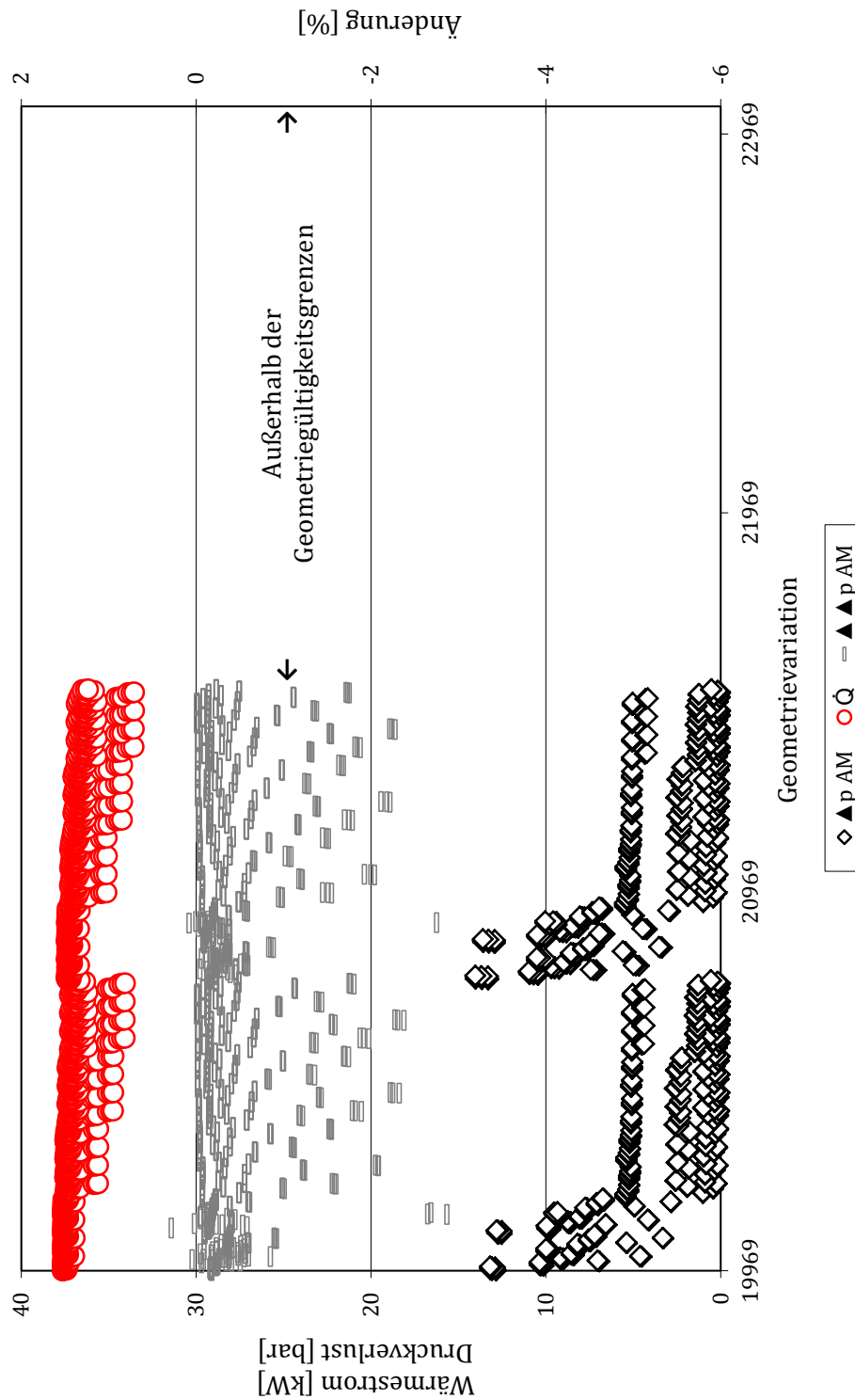


Abbildung 4.46: Prozentuale Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

des Beschleunigungsdruck muss bei einem Einfluss von 4,4% bewertet werden, da der Einfluss gegebenenfalls im Fehlerbereich der Berechnungsgenauigkeit liegt. Da jedoch der Beschleunigungsdruckverlust anhand der Differenz der kinetischen Energien am Ein- und Austritt des Dampferzeugers (s. Gl. 2.72) berechnet wird, trifft dies nicht zu. Die Berechnungsgenauigkeiten heben sich größtenteils auf.

Im Anhang A.11.4 in den Abbildungen A.58- A.60 sind zusätzlich die absoluten Änderungen dargestellt.

4.7.3 Variation der Korrelationsgleichungen für den Widerstandsbeiwert bei nicht glatten Rohren und Kanälen

Ebenso wie für die Untersuchung des Einflusses des Beschleunigungsdruckverlustes wird auch für die Untersuchung des Einflusses der Wahl der Widerstandsbeiwertberechnung für nicht glatte Rohre und Kanäle die Dampferzeuger *KSPL-Eth-19969* bis *KSPL-Eth-23040* genutzt. Es wird je eine Berechnung entsprechend der Berechnungskorrelationen nach Kast (2006) und nach Kohlmann (2002) durchgeführt und die Ergebnisse gegenübergestellt. In den Abbildungen 4.47 und 4.48 sind die Ergebnisse für den Wärmeübergang und den Druckverlust bei Berechnung nach Kast (2006) und die prozentualen Änderungen bei Berechnung nach Kohlmann (2002) dargestellt.

Es zeigt sich in Abbildung 4.47, dass die Wahl der Widerstandsbeiwertberechnung, ob nach Kast (2006) oder Kohlmann (2002), zu einer Variation des übertragenen Wärmestroms von $\pm 0,05\%$ führt und somit zu vernachlässigen ist. Hingegen sind die Einflüsse auf den arbeitsmedienseitigen Druckverlust, dargestellt in Abbildung 4.48, mit einer Steigerung von bis zu 7,4% bei Verwendung der Gleichungen nach Kohlmann (2002), deutlich größer. Zudem kommt es bei der Berechnung nach Kohlmann (2002) bei allen Geometrien zu einer Steigerung des Druckverlustes.

Neben den grafischen Darstellungen in Abbildung 4.48 sind die absoluten und prozentualen Abweichungen im Mittel und in den Grenzen für beide Gegenüberstellungen in Tabelle 4.31 aufgelistet. Die prozentualen Abweichungen beziehen sich in allen Darstellungsformen auf die Ergebnisse bei Verwendung der Berechnungsgleichungen nach Kast (2006). Des Weiteren sind im Anhang A.11.4 in den Abbildungen A.61 und A.62 zusätzlich die absoluten Änderungen über der Geometrievariation aufgetragen.

Insgesamt zeigt sich bei der Gegenüberstellung der Widerstandsbeiwertberechnungen, dass die Auswirkungen auf den Wärmestrom mit $\pm 0,05\%$ zu vernachlässigen

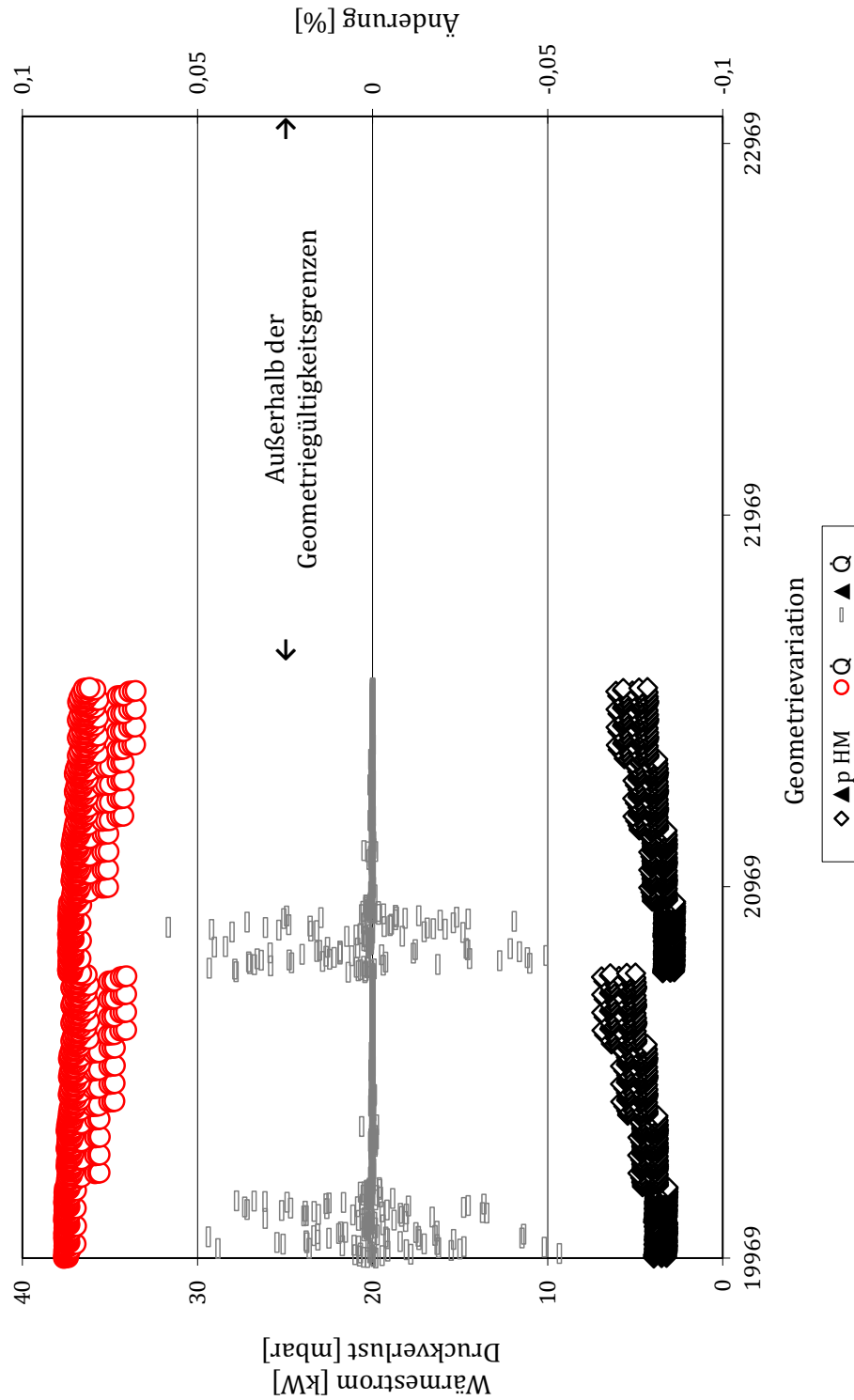


Abbildung 4.47: Prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im *KSPL-Eth*
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

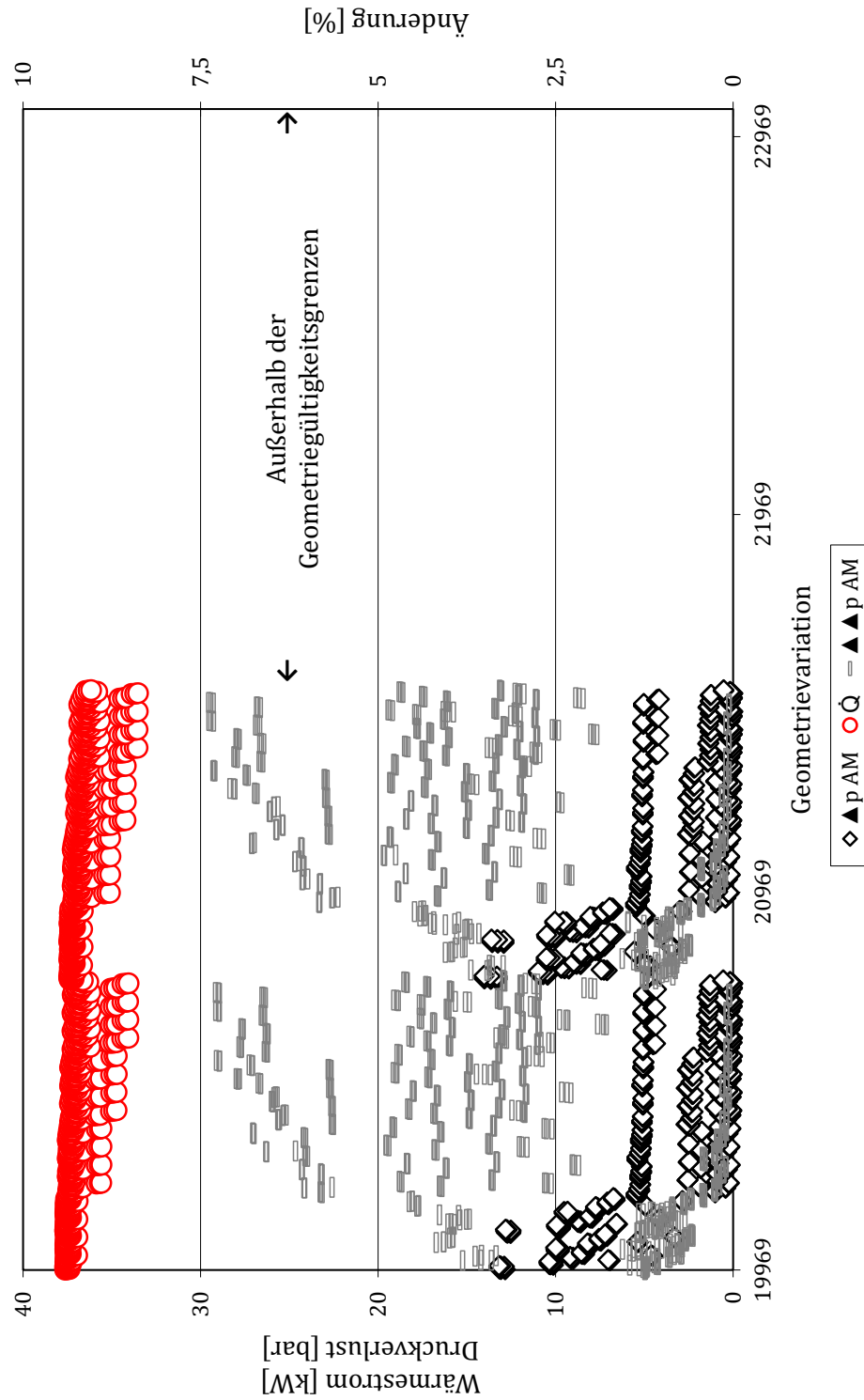


Abbildung 4.48: Prozentuale Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im *KSPL-Eth*
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

	$\Delta\dot{Q}$	$\Delta\Delta p_{AM}$	Einheit
Minimale absolute Abweichungen	-0,02	+1	kW bzw. mbar
Maximale absolute Abweichungen	+0,02	+411	kW bzw. mbar
Mittlere absolute Abweichungen	+0,00	+54	kW bzw. mbar
Minimale prozentuale Abweichungen	-0,05	+0,05	%
Maximale prozentuale Abweichungen	+0,06	+7,4	%
Mittlere prozentuale Abweichungen	+0,00	+2,7	%

Tabelle 4.31: Absolute und prozentuale Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ und des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im *KSPL-Eth*

sind. Die prozentuale Steigerung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes bei Verwendung der Gleichungen nach Kohlmann (2002) ist hingegen mit bis zu 7,4% und im Mittel mit 2,7% größer. Eine Berechnung nach Kast (2006) ist jedoch gerechtfertigt, da die absoluten Änderungen mit 54 mbar im Mittel und weniger als 0,5 bar in der Spitze nur geringe prozentuale Auswirkungen auf den Systemdruck haben. Dieser liegt bei über 30 bar. Die Stoffdateneinflüsse sind zu vernachlässigen. Bei Optimierungsaufgaben in denen der arbeitsmedienseitige Druckverlust eine Bewertungsfunktion darstellt, sollte untersucht werden, welcher Berechnungsansatz dem wahren Wert entspricht.

4.7.4 Einfluss der Wandtemperaturberechnung

Zur Untersuchung der Einflüsse der Verwendung der vereinfachten Wandtemperaturbestimmung werden an dieser Stelle die drei Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* zusätzlich mit der detaillierten Wandtemperaturberechnung nach Gleichung 2.13 f. nachgerechnet. Diese Dampferzeuger sind die mit dem in dieser Arbeit erstellten Optimierungsverfahren ausgewählten Dampferzeuger für die drei Geometrietypen Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Kreuzstrom. Tabelle 4.32 sowie A.31 und A.32 im Anhang A.11.4 stellen hierbei die Wandtemperaturverläufe der drei Dampferzeuger gegenüber.

Es zeigt sich für alle drei Dampferzeuger, dass die größten Abweichungen in der Wandtemperatur im Sektor I auftreten (-2,6% bis 2,0%). Hier liegt der auf die Fläche und Leistung bezogene größte Bilanzraum vor und somit wirken sich die Ungenauigkeiten in der Berechnung der mittleren Temperaturen am stärksten aus. In den übrigen sechs Sektoren liegt die Abweichung lediglich zwischen -0,5% und 1,4%. Es ist zu berücksichtigen, dass die prozentualen Änderungen deutlich größer ausfallen,

Sektor	I	IIa	IIb	IIc	IId	IIf	III	Einheit
vereinfachte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W,HM,m}$	167,1	263,3	229,2	231,5	235,8	341,1	291,7	°C
$T_{W,AM,m}$	166,8	262,2	228,1	230,3	234,6	339,9	289,9	°C
detaillierte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W,HM,m}$	163,7	262,8	229,1	231,6	236,0	341,5	291,0	°C
$T_{W,AM,m}$	163,7	262,1	228,0	230,3	234,5	340,2	289,1	°C
Änderung (absolut und prozentual)								
$\Delta T_{W,HM,m}$	3,4	0,6	0,1	-0,1	-0,2	-0,4	0,7	K
$\Delta T_{W,AM,m}$	3,1	0,1	0,0	0,0	0,1	-0,3	0,8	K
$\Delta T_{W,HM,m}$	2,03	0,21	0,06	-0,03	-0,09	-0,12	0,25	%
$\Delta T_{W,AM,m}$	1,87	0,02	0,02	0,02	0,05	-0,09	0,26	%

Tabelle 4.32: Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W,HM,m}$ und $T_{W,AM,m}$ für jeden Sektor für *RB-Eth-3524*

Anm.: Erklärung der Sektoreinteilung s. Kapitel 2.3 Abb. 2.8.

wenn das Temperaturniveau der untersuchten Dampferzeuger niedriger ist. Da die absoluten Abweichungen jedoch auch im Sektor I nur in einer Spanne von -3,7 K bis 3,7 K liegen und dies auf die Dampferzeuereigenschaften keinen signifikanten Einfluss hat, ist die Verwendung der vereinfachten Wandtemperaturberechnung gerechtfertigt. Die Auswirkungen auf die Dampferzeuereigenschaften übertragener Wärmestrom sowie abgas- und arbeitsmedienseitiger Druckverlust sind weniger als 0,1%.

4.7.5 Einfluss der Trägheiten bzw. des Wärmespeichervermögens des Dampferzeugers im Fahrzyklus

Neben dem erhöhten Kraftstoffverbrauch durch die Gewichtszunahme des Fahrzeuges ist ein zu großer bzw. zu schwerer Dampferzeuger aufgrund seines langsamen Aufwärmens nachteilig. Ein schnellstmöglicher Betrieb der Expansionsmaschine steigert die Kraftstoffeinsparung und ist daher anzustreben. Aus diesem Grund wird die Trägheit, welche die Dampferzeugermasse verursacht, untersucht.

Die Simulation des Betriebsverhaltens des Dampferzeugers erfolgt durch eine quasi-stationäre Berechnung, in der für jede Sekunde des Fahrzyklus der stationäre Zustand bestimmt wird. Daher wird im Folgenden abgeschätzt, welche Leistung bzw. Zeit nicht für die Energierückgewinnung aufgrund der Trägheit des Dampferzeu-

gers genutzt werden kann. Ein Anteil der Abwärme wird zur Erwärmung des Materials des Dampferzeugers benötigt. Die Untersuchung dient der Überprüfung der vereinfachenden Annahme der Nichtberücksichtigung dieser Trägheit in der Fahrzyklusbewertung. Die Annahme geht davon aus, dass der Anteil so gering ist, dass er vernachlässigt werden kann.

Zur Bestimmung der nicht nutzbaren Leistung wird anhand der Dampferzeugermasse m , der spezifischen Wärmekapazität des Materials c_p und der Temperaturänderung des Bauteils ΔT der Energiebedarf Q zum einmaligen Erwärmen der drei optimierten Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* berechnet. Für die Temperaturänderung wird eine Erwärmung von Umgebungstemperatur bis zur mittleren Wandtemperatur des Dampferzeugers im BP III betrachtet. BP III weist die höchsten Wandtemperaturen auf und führt somit zu den größten Temperaturänderungen. Tabelle 4.33 fasst die Randbedingungen der Trägheitsanalyse zusammen.

	<i>RB-Eth-3524</i>	<i>RRB-Eth-14230</i>	<i>KSPL-Eth-20928</i>	Einheit
Masse m	1,71	1,08	4,65	kg
Spez. Wärmekapazität c_p	0,47	0,47	0,47	kJ/kgK
Temperaturänderung ΔT	230	263	205	K
Thermische Energie E	185	133	448	kJ

Tabelle 4.33: Randbedingungen der Trägheitsanalyse für *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928*

Dem Energiebedarf für die Erwärmung der drei Dampferzeuger wird das Leistungsangebot der Auslegungsbetriebspunkte BP I bis BP III sowie des Referenzfahrzyklus, bestehend aus den drei Teilfahrzyklen *Stadt*, *Landstraße* und *Autobahn* des CAD/C, gegenübergestellt und die Zeit berechnet, die zur Erwärmung des leeren Dampferzeugers benötigt wird. Diese Zeit entspricht der Zeit, während der keine Energierückgewinnung durch das AWN-System stattfindet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4.34 gegenübergestellt. Bei dieser Betrachtung wird das Erwärmen des Arbeitsmediums und der restlichen Bauteilmasse des AWN-Systems nicht berücksichtigt. Diese Trägheiten sollen nicht der Dampferzeugeroptimierung zugeordnet werden, da es sich um eine Einzelbauteiloptimierung handelt. Für die Auslegung des Gesamtsystems sind diese Trägheiten jedoch von Bedeutung. Der Einfluss dieser sollte in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

Für diese Trägheitsuntersuchung wird zudem vereinfachend angenommen, dass Tem-

	Leistungs-/ Energie- angebot	Erw.-zeit <i>RB-Eth- 3524</i>	Erw.-zeit <i>RRB-Eth- 14230</i>	Erw.-zeit <i>KSPL-Eth- 20928</i>	Zykluszeit
BP I	2,5 kW	75 s	54 s	182 s	-
BP II	23,2 kW	8 s	6 s	19 s	-
BP III	38,6 kW	5 s	3 s	12 s	-
<i>Stadt</i>	639 kJ	264 s	234 s	461 s	993 s
<i>Landstraße</i>	4024 kJ	134 s	119 s	240 s	1082 s
<i>Autobahn</i>	13765 kJ	119 s	99 s	159 s	1068 s

Tabelle 4.34: Ergebnisse der Trägheitsanalyse für *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* - ZeitenAnm.: BP $\hat{=}$ Betriebspunkt, Erw.-zeit $\hat{=}$ Erwärmungszeit.

peraturänderungen im Dampferzeuger innerhalb eines Fahrzyklus aufgrund der Isolierung⁵⁵ nur zu Wärmeströmen vom Heiz- zum Arbeitsmedium führen. Verluste an die Umgebung werden vernachlässigt. Ebenso wird davon ausgegangen, dass bei einer schlagartigen Abkühlung des Motorabgases oder beim Ausbleiben dieses die gespeicherte Energie im Dampferzeugermaterial ans Arbeitsmedium übertragen wird. Der Wärmestrom ans Abgas wird aufgrund des viel geringeren Wärmeübergangskoeffizienten vernachlässigt. Somit lässt sich die Leistung, die nicht zur Energierückgewinnung genutzt wird, vereinfachend durch den Leistungsbedarf zum einmaligen Erwärmen des Dampferzeugers beschreiben.

Setzt man die Zeiten aus Tabelle 4.34 ins Verhältnis zu den Referenzzykluszeiten ergeben sich die in Tabelle 4.35 aufgeführten zeitlichen und energetischen prozentualen Anteile des Fahrzyklus, die nicht zur Energierückgewinnung genutzt werden. Für die Fahrt durch den kompletten Referenzfahrzyklus werden 8,4%, 7,4% oder 14,7% der Fahrzeit bzw. 0,9%, 0,7% oder 2,2% des Energieangebots nicht zur Energierückgewinnung genutzt. Die vereinfachende Annahme der Nichtberücksichtigung der Trägheiten ist bei 0,7% bis 2,2% nicht berücksichtigtem Energieangebot gerechtfertigt.

Für die Auswahl der Bewertungsfunktionen der Optimierung und die Vorgabe der zugehörigen Gewichtungskoeffizienten im Kapitel 4.2.3 ist die Untersuchung der Trägheiten für weitere Dampferzeuger durchgeführt worden. Zum einen für die rein wär-

⁵⁵Im Anhang A.24.1 werden für die Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet. Diese sind im Mittel kleiner als 5% des übertragenen Wärmestroms vom Heizmedium zum Arbeitsmedium. Absolut sind dies im Mittel Wärmeverluste von 0,7 kW und maximal 1,3 kW.

	<i>RB-Eth- 3524</i>	<i>RRB-Eth- 14230</i>	<i>KSPL-Eth- 20928</i>	Zykluszeit
zeitlicher Anteil				
<i>Stadt</i>	26,6%	23,7%	46,4%	993 s
<i>Landstraße</i>	12,4%	11,0%	22,2%	1082 s
<i>Autobahn</i>	11,1%	9,3%	14,4%	1068 s
Referenzfahrzyklus	8,4%	7,4%	14,7%	3143 s
energetischer Anteil				
<i>Stadt</i>	24,4%	17,6%	59,1%	-
<i>Landstraße</i>	4,2%	3,0%	10,2%	-
<i>Autobahn</i>	1,2%	0,9%	3,0%	-
Referenzfahrzyklus	0,9%	0,7%	2,2%	-

Tabelle 4.35: Ergebnisse der Trägheitsanalyse für *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* - prozentuale Anteile

mestromoptimierten Dampferzeuger *RB-Eth-1672*, *RRB-Eth-14280* und *KSPL-Eth-9372* (BWF C) und die mit Optimierungsfunktion ω und Gewichtungssatz (1;1;2) optimierten Dampferzeuger *RB-Eth-5796*, *RRB-Eth-17570* und *KSPL-Eth-20928* sowie für die schwersten Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplatten-dampferzeuger, welche die Geometriegültigkeits- und Druckverlustgrenzen einhalten (größte Trägheit). Die Ergebnisse hierzu sind in den Tabellen A.33 bis A.35 im Anhang A.11.4 aufgeführt.

Im Referenzzyklus steigen für die wärmestromoptimierten Dampferzeuger die Anteile, die energetisch nicht genutzt werden, auf 2,8%, 2,4% und 3,4% des Energieangebots. Die Ergebnisse zeigen, dass die Berücksichtigung der Bewertungsfunktionen B (\dot{Q}/m) notwendig ist, da sonst der Anteil der nicht genutzten Energie um 50% bis 250% bzw. um 1,9%, 1,7% und 1,2%-Punkte steigt.

Die Trägheitsergebnisse für die $\omega(1;1;2)$ optimierten Dampferzeuger, die eine stärkere Gewichtung der Masse gegenüber $\omega(1,5;1;5)$ aufweisen, führen zu nicht genutzten energetischen Anteilen im Referenzzyklus von 0,6%, 0,5% oder 2,2%. Dies zeigt, dass eine stärkere Gewichtung der Masse bei $\omega(1;1;2)$ gegenüber $\omega(1,5;1;5)$ nicht notwendig ist, da die Reduzierung um 0,3%, 0,1% oder 0,0%-Punkte gering ist.

Die Untersuchung der drei schwersten Dampferzeuger zeigt, wie groß der maximale Fehler der Nichtberücksichtigung der Trägheiten sein kann. Die Randbedingungen der drei Dampferzeuger sind in Tabelle A.36 im Anhang A.11.4 aufgelistet. Für den Rohrbündel-, den Rippenrohrbündel- und den Kreuzstromplattendampferzeuger

ergeben sich nicht berücksichtigte, prozentuale Energieangebote von 3,0%, 2,8% und 4,2%. Dies entspricht einer Steigerung von 87% bis 329% bzw. 2%-Punkte gegenüber der Optimierung mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$.

Die Trägheit der Dampferzeugermasse wird in der Optimierung vernachlässigt. Dies führt dazu, dass alle Dampferzeuger überbewertet werden. Für die Beurteilung, ob dies zu signifikanten Fehlern in der Optimierung führt, müssen lediglich die Einflüsse der Trägheit der ausgewählten (optimierten) Dampferzeuger bewertet werden.

Wenn die Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ Dampferzeuger mit großen Trägheiten nicht auswählt, obwohl diese stärker überbewertet werden, wird hierdurch kein Fehler in der Auswahl gemacht. Die Dampferzeuger, die eine kleinere Trägheit als die optimierten Dampferzeuger aufweisen, werden unterbewertet und könnten somit gegebenenfalls in der Optimierung nicht ausreichend berücksichtigt werden. Da der Fehler von 0,7% bis 2,2% bei der Berechnung der optimierten Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* jedoch gering ist, ist der Fehler bei den unterbewerteten Dampferzeugern zu vernachlässigen.

4.7.6 Einfluss der Wärmeleitung längs zur Strömungsrichtung

An dieser Stelle wird der Wärmestrom längs zur Strömungsrichtung in der Dampferzeugertrennwand berechnet und ins Verhältnis zum Wärmestrom quer zur Strömungsrichtung gesetzt. Dies ermöglicht die Bewertung der Vereinfachung der Nichtberücksichtigung der Längswärmeströmung, wie sie in der Dampferzeugerauslegung angewendet wird. Das Wärmestromverhältnis wird für zwei Dampferzeuger berechnet. Zum einen findet eine Abschätzung an einem Dampferzeuger statt, bei dem der größte Einfluss des Längswärmestroms in der Trennwand zu erwarten ist und zum anderen wird der optimierte Kreuzstromplattendampferzeuger *KSPL-Eth-20928* untersucht. Beide Dampferzeuger sind Kreuzstromplattendampferzeuger und dieser Geometrietyp führt gegenüber den Rohrbündel- und Rippenrohrbündeldampferzeugern zu den größten Längswärmeströmen. Die Fläche quer zum Längswärmestrom ist beim Kreuzstromplattendampferzeuger größer als beim Rohrbündel- oder Rippenrohrbündeldampferzeugern.

Abbildung 4.49 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Kreuzstromplattendampferzeugers. Die zugehörigen Geometrieparameter beider untersuchten Dampferzeuger sind in Tabelle 4.36 aufgelistet. Für die Randbedingungen gelten die Temperaturen, Drücke und Massenströme im BP III, die den größten Längswärmestrom verursachen und in den Tabellen 4.2 und 4.3 aufgeführt sind.

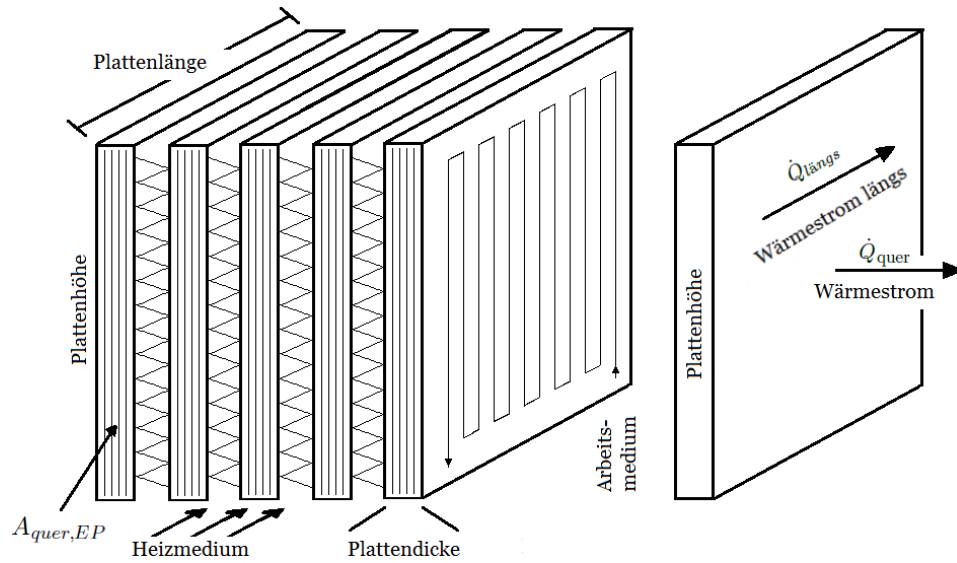


Abbildung 4.49: Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers für die Bewertung des Einflusses der Längswärmeströmung in der Trennwand

	Ungünstigster DE	KSPL-Eth-20928	Einheit
Arbeitsmedienkanaltiefe KT	3,5	0,5	mm
Trennplattenstärke s	0,4	0,4	mm
Plattenhöhe PH	60	60	mm
Plattendicke PD ($PD = 2s + KT$)	4,3	4,38	mm
$A_{quer,EP} = (2s + KT) \cdot PH$	258	78	mm ²
Plattenanzahl, P#	27	31	-
$A_{quer,PS} = A_{quer,EP} \cdot P\#$	7912	2106	mm ²
Temperaturdifferenz ΔT	780	780	K
Wärmeleitfähigkeit λ	14,7	14,7	W/mK
Plattenlänge L_{Platte}	340	340	mm
$\dot{Q}_{längs}/\dot{Q}_{quer}$	0,73	0,19	%
Korrekturfaktor ι	23	7	%
$\dot{Q}_{längs}/\dot{Q}_{quer,\iota}$	0,27	0,12	%

Tabelle 4.36: Geometrieparameter der Kreuzstromplattendampferzeuger für die Bewertung des Einflusses der Längswärmeströmung in der Trennwand

Anm.: EP $\hat{=}$ Einzelplatte, P# $\hat{=}$ Plattenanzahl, PS $\hat{=}$ Plattenstapel.

Für die Berechnung des Längswärmestroms $\dot{Q}_{l\ddot{a}ngs}$ werden alle Platten des Dampferzeugers zusammen als ein Plattenstapel betrachtet. Mittels Gleichung 4.13

$$\dot{Q}_{l\ddot{a}ngs} = \lambda \cdot \frac{A_{quer,PS}}{L_{Platte}} \cdot \Delta T \quad (4.13)$$

wird der Längswärmestrom in der Platte berechnet. Hierbei ist λ die Wärmeleitfähigkeit der Platte, $A_{quer,PS}$ die quer (senkrecht) zum Längswärmestrom liegende Fläche, L_{Platte} die Länge der Platte und ΔT die Temperaturdifferenz zwischen Plattenanfang und Plattenende. $A_{quer,PS}$ berechnet sich anhand der Plattenanzahl und der Stirnfläche einer Einzelplatte $A_{quer,EP}$. Diese Querschnittsfläche $A_{quer,EP}$ wiederum ergibt sich aus dem Produkt von Plattenhöhe PH und Plattendicke PD. Die Plattendicke ist durch die Arbeitsmedienkanaltiefe und die Stärke der Deckel- und Bodenplatten der Kanäle (Trennplattenstärke) vorgegeben. Die Länge der Platte ist durch die heizmedienseitige Durchströmungslänge des Plattenstapels vorgegeben und beträgt 340 mm. Der prozentuale Anteil des Längswärmestroms, der parallel zur globalen Strömungsrichtung beider Medien verläuft, ist somit für die beiden Dampferzeuger 0,73% bzw. 0,19% des Querwärmestroms, der die Dampferzeugerleistung bestimmt.

Da durch die Kanäle in der Arbeitsmedienplatte nicht die gesamte Plattendicke als Wärmeleitmaterial für den Längswärmestrom zur Verfügung steht, wird in einem zweiten Schritt die Fläche $A_{quer,EP}$ und somit $A_{quer,PS}$ korrigiert. Hierfür wird die Plattenschicht, in der die Kanäle vorliegen, mit dem Korrekturfaktor ι , der das Verhältnis des real vorhandenen Schichtvolumens zu dem ohne Kanäle theoretisch vorliegendem Schichtvolumen beschreibt, korrigiert. Mit Berücksichtigung dieser Korrektur reduziert sich der prozentuale Anteil des Längswärmestroms am Querwärmestrom $\dot{Q}_{l\ddot{a}ngs}/\dot{Q}_{quer,\iota}$ auf 0,27% bzw. 0,12% (s. Tabelle 4.36).

Die geringen Anteile der Längswärmeströme an den Querwärmeströmen, welche die Übertragungsleistung des Dampferzeugers bestimmen, rechtfertigen die Nichtberücksichtigung der Längswärmeströme.

4.7.7 Einfluss der Rechnung mit halbierten bzw. gedrittelten Rohren

Im Folgenden wird berechnet, welchen Einfluss die mathematisch korrekte gegenüber der konstruktiv möglichen Aufteilung der Anzahl der Rohre oder Kanäle in einer Rohr- oder Kanalreihe bei einer Passzahl von zwei bzw. drei hat. In den Auslegungsrechnungen in dieser Arbeit werden bei einer Passzahl von zwei bzw. drei

die Anzahl der Rohre in einer Reihe durch zwei bzw. drei dividiert. Dies kann zu einer ungeraden Anzahl von Rohren führen, welche konstruktiv nicht umgesetzt werden kann. Bei 15 Rohren in einer Rohrreihe und einer Passzahl von zwei würde der Dampferzeuger mit sieben und acht Rohren je Pass gefertigt werden. Die Berechnung erfolgt jedoch mit je 7,5 Rohren. Diese Vereinfachung führt zu Fehlern.

Bei den im Kapitel 4.2.1, 4.3.2 und 4.4 durchgeführten Geometrievariationen für die drei Dampferzeugertypen Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Kreuzstromplatte treten die größten Fehler bei der geringsten Anzahl an Rohren bzw. Kanälen je Reihe auf. Für das Rohr- und das Rippenrohrbündel sind dies aufgrund der Variationsbreite fünf Rohre je Reihe. Die Schrittweite ist zehn. Die Passzahl wird für das Rohrbündel im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt und im Bereich der Überhitzung ab dem Taupunkt zwischen eins und zwei variiert. Für das Rippenrohrbündel wird die Passzahl nur im Bereich der Erwärmung zwischen eins und zwei variiert. Beim Kreuzstromplattendampferzeuger sind es mindestens 20 Kanäle und die Passzahl wird nur im Bereich der Erwärmung von eins bis drei variiert.

Im Folgenden werden für das Rohr- und das Rippenrohrbündel für fünf und 15 Rohre je Reihe sowie eine Passzahl von zwei und für die Kreuzstromplatte bei einer Passzahl von drei und 20 Kanälen die Fehler in der Druckverlustberechnung abgeschätzt. Der Fehler in der Druckverlustberechnung ist aufgrund des quadratischen Einflusses der Geschwindigkeit größer als der Fehler in der Wärmeübergangsberechnung. Da die Passzahl nicht im gesamten Wärmeübertrager variiert wird, entsteht nur in den Bereichen mit einer Passzahl von zwei bzw. drei ein Berechnungsfehler. Um diesen Sachverhalt zu berücksichtigen wird vereinfachend abgeschätzt, dass sich die drei Bereiche Erwärmung, Verdampfung und Überhitzung bei einem auf den Referenzzyklus bezogenen, durchschnittlichen Betriebspunkt auf die Wärmeübertragerfläche wie folgt verteilen: 50%, 35% und 15%.

Da grundlegende Überlegungen und die Erfahrungen des Autors bei der Auslegung und Optimierung der Dampferzeuger zeigen, dass fünf Rohre je Reihe bei der vorgegebenen Bauraumbreite zu einer zu geringen Wärmeübertragerfläche führen, wird die exemplarische Fehlerberechnung für den Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeuger bei 15 Rohren je Reihe durchgeführt. Alle optimierten Rohrbündel- oder Rippenrohrbündeldampferzeuger weisen bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen mindesten 15 Rohre je Reihe auf. Die Ergebnisse für fünf Rohre je Reihe werden zum Erkenntnisgewinn trotzdem berechnet.

Die Aufteilung auf zweimal 7,5 Rohre führt dazu, dass gegenüber sieben und acht Rohren die Durchströmungsfläche einmal um 7,1% zu groß und einmal um 6,3%

zu niedrig berechnet wird. Dies wiederum führt zu 7,1% zu niedrig und 6,3% zu hoch berechneten Geschwindigkeiten und somit zu einer ungenauen Druckverlustberechnung. Für die Berechnung der Abweichung in der Druckverlustberechnung wird vereinfachend nur der quadratische Einfluss der Geschwindigkeit berücksichtigt. Die Abhängigkeit des Widerstandsbeiwertes von der Geschwindigkeit wird nicht berücksichtigt. Dies ist gerechtfertigt, da entweder eine turbulente Arbeitsmedienströmung vorliegt und der Widerstandsbeiwert in Abhängigkeit von der Reynoldszahl nahezu konstant ist oder eine laminare Strömung oder eine sich im Übergangsbereich befindende Strömung vorliegt. In diesem Fall fällt der Widerstandsbeiwert mit steigender Reynoldszahl und somit mit steigender Geschwindigkeit. Bei 7,1% zu niedrig und 6,3% zu hoch berechneten Geschwindigkeiten ergibt dies für eine Rohrreihe eine im Mittel um 0,8% zu niedrig berechnete Geschwindigkeit. Der hierdurch zu hoch berechneten Widerstandsbeiwert ist gegenüber dem quadratischen Einfluss der Geschwindigkeit zu vernachlässigen.

Der quadratische Einfluss der Geschwindigkeit führt zu Fehlern in der Druckverlustberechnung von -12,9% und +13,8%. Im Mittel ergibt sich ein um 0,9% zu hoch berechneter arbeitsmedienseitiger Druckverlust. Da dies beim Rohrbündeldampferzeuger nur im Bereich der Erwärmung und Überhitzung (Passzahl zwei) auftritt, führt die Vereinfachung schlussendlich zu einem um 0,6% zu hoch berechneten arbeitsmedienseitigen Druckverlust. Für fünf Rohre je Reihe ergibt sich für das Rohrbündel ein um 5,2% zu hoch berechneter arbeitsmedienseitiger Druckverlust.

Da im Rippenrohrbündeldampferzeuger die Passzahl nur bei der Erwärmung variiert wird, ergeben sich bei 15 Rohren je Reihe um 0,4% und bei fünf Rohren je Reihe um 4% zu hoch berechnete, arbeitsmedienseitige Druckverluste. Für die Kreuzstromplattendampferzeuger der Geometrievariation ergeben sich maximal um 1,1% zu hoch berechnete, arbeitsmedienseitige Druckverluste.

Da die Fehler bei fünf Rohren je Reihe nicht berücksichtigt werden, da sie nicht zu geeigneten Dampferzeugern führen, sind die Fehler in der Druckverlustberechnung der drei Dampferzeugertypen von 0,6%, 0,4% und 1,1% zu vernachlässigen und die vereinfachende Rechnung mit halbierten oder gedrittelten Rohren gerechtfertigt.

Für die Validierungsrohrbündel *RB-Ia* und *RB-Ib* ergeben sich um 2,0% und 1,0% zu hoch berechnete Druckverluste. Hierbei ist zu beachten, dass die beiden Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* nur in jeder zweiten Rohrreihe eine ungerade Anzahl von sieben Rohre je Reihe aufweisen. Dies ist in der Berechnung des Fehlers berücksichtigt.

Beim Rohrbündeldampferzeuger *RB-II* wird der Druckverlust um 11,7% zu niedrig

berechnet. Hier wird das Arbeitsmedium im Bereich der Erwärmung auf sechs Rohre, verteilt über drei Rohrreihen, verteilt. In der Berechnung wird jedoch vereinfachend mit dreimal 6,67 Rohren je Rohrreihe (20 Rohre je Reihe / Passzahl 3) gerechnet. Dies führt dazu, dass die arbeitsmedienseitige Durchströmungsfläche in der Berechnung größer angesetzt wird, als es im gefertigten Dampferzeuger umgesetzt ist. Dies führt zu einem zu niedrig berechneten arbeitsmedienseitigen Druckverlust. Eine detaillierte Betrachtung der Validierungsergebnisse der Dampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* erfolgt in den Kapiteln 6.1 und 6.2.

4.8 Zusammenfassung

Folgende Punkte sind zur Zusammenfassung des Kapitel *Auslegung und Optimierung des Dampferzeugers* zu nennen:

1. Das in dieser Arbeit vorgestellte Optimierungsverfahren bestimmt den geeignetsten Dampferzeuger für die vorgegebenen Optimierungskriterien. Hierbei wird anhand der Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf die beiden Geometrievariationen für die charakteristischen Betriebspunkte BP II und III (Mittel- und Hochlastpunkte des Dampferzeugers) und anhand der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf eine Betriebspunktvariation, eine Auswahl getroffen. Die betrachteten Dampferzeugertypen sind Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bei Berücksichtigung eines Referenzfahrzyklus.
2. Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger sind für die mobile AWN mittels Dampfkraftprozess bei den vorgegebenen Optimierungskriterien geeignetere Dampferzeuger als Rippenrohrbündeldampferzeuger. Für die Optimierung des Rohrbündel- und des Kreuzstromplattendampferzeugers liegt jeweils ein flaches Optimum vor; mit Dampferzeugern, die sich sowohl in der Geometrie als auch in den Dampferzeuereigenschaften hinsichtlich der einzelnen Optimierungskriterien unterscheiden.
3. Der geeignetste Dampferzeuger ist der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-3524*. In Tabelle 4.11 und 4.28 sind die wichtigsten Eigenschaften dieses Dampferzeugers aufgelistet. In Tabelle 4.28 sind zusätzlich zur Gegenüberstellung der jeweils geeignetste Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger sowie der mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ für BP III optimierte Rippenrohrbündeldampferzeuger aufgeführt.

4. Insgesamt liegt ein flaches Optimum für die Dampferzeugeroptimierung vor.
5. Dampferzeugertyp und geometrische Ausführung sind auch vom Bauraum abhängig, welcher in dieser Arbeit vorgegeben und somit nicht variiert wird.
6. Die Ergebnisse der Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung werden in dieser Arbeit nicht validiert, da ein Rippenrohrbündel bei den vorgegebenen Optimierungskriterien kein geeigneter Dampferzeuger für die mobile AWN mittels Dampfkraftprozess ist.
7. Eine Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen ist mit den ausgewählten Berechnungsgleichungen für den abgasseitigen Druckverlust nicht ohne Überprüfung mittels Versuchsprogramm möglich. Die Ergebnisse der Berechnung des Wärmeübergangs sind bei der exemplarisch durchgeführten Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen plausibel.
8. Das in dieser Arbeit vorgestellte Optimierungsverfahren kann für beliebige Arbeitsmedien des Dampfkraftprozesses eingesetzt werden.

Zu 1.) Das vorgestellte Optimierungsverfahren $\omega(1, 5; 1; 5)$, angewendet auf BP III, führt in der exemplarisch durchgeführten Optimierungsaufgabe zu Dampferzeugern, die bei der Kontrollsimulation im Referenzzyklus mittels $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ die geeignetsten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger sind (*RB-Eth-3524* und *KSPL-Eth-20928*). Das gleiche Verfahren führt zu dem dritt geeignetsten Rippenrohrbündeldampferzeuger (*RRB-Eth-14230*). Dies bestätigt die Optimierung mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ und die Anwendung auf die Geometrievariation für BP III. Die Anwendung auf die Geometrievariation für BP II ist zur Kontrolle und zur Überprüfung einer Überdimensionierung notwendig. Weitere Erklärungen hierzu sind im Zuge der exemplarischen Anwendung des Optimierungsverfahrens im Kapitel 4.2 und in der Gegenüberstellung der Dampferzeugertypen im Kapitel 4.5 aufgeführt.

Zu 2.) Das Ergebnis bezüglich der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ ist bei den geeignetsten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugern nahezu identisch und höher als beim Rippenrohrbündeldampferzeuger. Die Ergebnisse bezüglich der einzelnen Bewertungsfunktionen BWF \hat{A} , \hat{B} und \hat{C} unterscheiden sich jedoch, was sich auch in der Geometrie widerspiegelt.

Die optimierten Kreuzstromplattendampferzeuger haben ein höheres Gewicht und eine größere Wärmeübertragerfläche gegenüber den optimierten Rohrbündeldampferzeugern. Dafür ist der limitierende Wärmeübergangskoeffizient auf der Abgasseite α_{HM} bei den Rohrbündeldampferzeugern größer und kompensiert so die fehlende

Wärmeübertragerfläche. Die übertragenen thermische Energie ist bei den optimierten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugern nahezu identisch. Der des Rippenrohrbündeldampferzeugers ist im Referenzzyklus 12% bis 14% geringer. Siehe auch Tabelle 4.28.

Zu 3.) Neben den wichtigsten Dampferzeuereigenschaften in Tabelle 4.11 und 4.28 sind die Geometrien der drei Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928* sowohl den Abbildungen 4.22, 4.23, 4.30 bis 4.32, 4.40 und 4.41 als auch den Abbildungen A.63 bis A.66 im Anhang A.12 zu entnehmen.

Zu 4.) Dass die Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ zu einem flachen Optimum führt, wird im Kapitel 4.2.3 erläutert. Zudem zeigt sich an den vergleichbaren Ergebnissen der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ in Tabelle 4.27, dass sowohl moderate⁵⁶ Änderungen in den Gewichtungskoeffizienten der Optimierungsfunktion ω , als auch moderate Änderungen in den charakteristischen Betriebspunkten nicht dazu führen, dass die Optimierung wiederholt werden muss. Die genannten Änderungen führen zwar zu unterschiedlichen Dampferzeugern, was anhand der Auflistung in Tabelle 4.27 ersichtlich wird, jedoch sind die Unterschiede in den Ergebnissen der Optimierungsfunktion $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ gering. Es erfüllen mehrere Dampferzeuger die vorgegebenen Optimierungsanforderungen.

Zu 5.) Wie im Kapitel 4.2.3 und im dazugehörigen Anhang A.15 aufgezeigt wird, ist die Wahl des geeignetsten Dampferzeugers abhängig vom Bauraum. Ein großer Bauraum führt z. B. eher zu einer Geometrie, die einen großen übertragenen Wärmestrom über eine große Wärmeübertragerfläche und nicht über einen hohen limitierenden, abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten ermöglicht. Erstes ist bei ausreichend Bauraum möglich, ohne zu einem signifikanten Anstieg des Druckverlustes zu führen. Zweites ist bei einem kleinen Bauraum notwendig, da eine große Wärmeübertragerfläche die freie abgasseitige Durchströmungsfläche stärker reduziert.

Es ist zu berücksichtigen, dass der Bauraum in der Geometrievariation des Optimierungsverfahrens ω nicht variiert und somit der Bauraum nicht optimiert wird. Um den Einfluss des Bauraums zu berücksichtigen, muss die Optimierung mit der Vorgabe eines größeren und kleineren Bauraums wiederholt werden. Dies wird in

⁵⁶Der Gewichtungskoeffizient γ des wichtigsten Optimierungskriteriums η_{DE} wurde exemplarisch um $\pm 15\%$ geändert (s. Kapitel 4.2.3). Die Änderungen der Abgastemperatur, des -massenstroms und des -drucks sowie der Arbeitsmedieneintrittstemperatur, -austrittstemperatur und des -austrittsdrucks beim Wechsel von BP II zu BP III sind den Tabellen 4.2 und 4.3 im Kapitel 4.1 zu entnehmen.

dieser Arbeit nicht durchgeführt, sollte aber in weiterführenden Arbeiten untersucht werden.

Zu 6.) Zu berücksichtigen ist bei der Begründung der nicht durchgeführten Validierung des Rippenrohrbündeldampferzeugers, dass auch eine ungenaue Berechnung des Rippenrohrbündeldampferzeugers dazu führen kann, dass das Rippenrohrbündel bei der Optimierung mittels ω kein geeigneter Dampferzeuger für die AWN mittels Dampfkraftprozess ist. Wird z. B. der übertragene Wärmestrom um zehn Prozent zu niedrig berechnet, ist dies der Grund dafür, dass das Rippenrohrbündel in der Optimierung mittels ω und Kontrolle im Zyklus mittels $\hat{\omega}$ gegenüber den Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugern schlechter abschneidet.

Grundsätzlich ist nicht davon auszugehen, dass die Berechnungsgleichungen für den übertragenen Wärmestrom beim Rippenrohrbündel nach Schmidt (2006b) fehlerhaft und somit ungeeignet sind. Es zeigt sich jedoch bei der in dieser Arbeit durchgeführten abgasseitigen Druckverlustvermessung des Rohrbündels, dass bei dünnen Rohren (5 mm) Abweichungen zwischen Berechnung und Vermessung auftreten⁵⁷. Der Druckverlust wird im Mittel bei dünnen Rohren zu hoch berechnet. Die Messergebnisse und die zugehörige Auswertung werden im Kapitel 6.3 vorgestellt.

Da die Rohr- und Rippendurchmesser der Validierungsrippenrohrbündel, die zur Erstellung der Berechnungsgleichungen von Schmidt (2006b) genutzt wurden, ebenfalls größer sind als die der optimierten Rippenrohrbündel, ist zu prüfen, ob dies zu Abweichungen führt, wie es beim Druckverlust im Rohrbündel der Fall ist. Dies wird in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

Folgende allgemeine Überlegungen sprechen jedoch dagegen: Zum einen wirkt sich ein fehlerhaft berechneter Wärmedurchgangskoeffizient aufgrund der sich ändernden treibenden logarithmischen Temperaturdifferenz "gedämpft" auf den übertragenen Wärmestrom aus. Zum anderen treten trotz Abweichungen zwischen Simulation und Messung beim abgasseitigen Druckverlust am Rohrbündel diese Abweichungen nicht beim übertragenen Wärmestrom⁵⁸ auf. Daher ist zu vermuten, dass der übertragene Wärmestrom beim Rippenrohrbündel ebenfalls innerhalb der Berechnungsgenauigkeit liegt.

⁵⁷Die Rohrbündel, die von Gaddis und Gnielinski (1983) zur Validierung der Druckverlustberechnung genutzt werden, haben Rohrdurchmesser zwischen 7,9 und 50,8 Millimetern; die der optimierten Rohrbündeldampferzeuger liegen im Mittel lediglich bei fünf Millimetern.

⁵⁸Der vermessene übertragene Wärmestrom der Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* (Rohrdurchmesser kleiner oder gleich fünf Millimeter) liegt innerhalb der Berechnungsgenauigkeit von $\pm 15\%$. Die zugehörigen Messwerte und die Auswertung sind in den Kapiteln 6.1 und 6.2 aufgeführt.

Zu 7.) Die Auswertungen der Simulationsergebnisse für den übertragenen Wärmestrom und den abgasseitigen Druckverlust bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der zugehörigen Korrelationsgleichungen zeigen, dass beim Rohrbündel- und Rippenrohrbündeldampferzeuger (s. Kapitel 4.2.4 und 4.3.3) der abgasseitige Druckverlust unplausibel berechnet wird. Für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms haben sich bei diesen Untersuchungen keine unplausiblen Ergebnisse gezeigt. Es ist jedoch anzumerken, dass es sich um eine exemplarische Plausibilisierung mit einer vorgegebenen Überschreitung der Geometriegrenzen handelt (s. Kapitel 4.2.4, 4.3.3 und 4.6). Somit ist eine allgemeingültige Aussage nicht zu treffen.

Da Versuche zur Bestimmung des übertragenen Wärmestroms aufwendiger und ungenauer sind als Versuche zur Bestimmung des abgasseitigen Druckverlustes, wird für die Abschätzung der Dampferzeuereigenschaften neuartiger Dampferzeuger empfohlen, den Druckverlust zu vermessen und den übertragenen Wärmestrom mit den vorhandenen Korrelationsgleichungen, angewendet auch außerhalb der zugehörigen Geometriegültigkeitsgrenzen, zu berechnen.

Zu 8.) Allgemeine Überlegungen und die Ergebnisse der Dampferzeueroptimierung mit dem zusätzlichen Arbeitsmedium Wasser zeigen, dass durch die Wahl des Mediums das Optimierungsverfahren nicht limitiert wird. In keinem Schritt der Berechnung oder Optimierung des Dampferzeugers erfolgt durch die Wahl des Arbeitsmediums eine Einschränkung. Vorausgesetzt wird, dass die notwendigen Stoffdaten der untersuchten Medien verfügbar sind.

Neben der Überprüfung der Anwendbarkeit des Optimierungsverfahrens beim Wechsel des Mediums bestimmt die Dampferzeueroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser den geeignetsten Dampferzeuger jedes Dampferzeugertyps für das neue Medium. Hierbei werden die Arbeitsmedienrandbedingungen an das Medium angepasst, damit eine Dampferzeueroptimierung für ein realistisches AWN-System⁵⁹ erfolgt, welches so auch im Fahrzeug eingesetzt wird. Anhand dieses Dampferzeugers ist eine Bewertung des Gesamtsystems möglich.

Dies führt im Umkehrschluss dazu, dass die Randbedingungen der Wasserdampferzeueroptimierung nicht den Randbedingungen der Ethanolampferzeueroptimierung entsprechen. Für die Untersuchung des Einflusses des Mediums auf die Ergeb-

⁵⁹ *Realistisch* bedeutet in diesem Fall, dass die arbeitsmedienseitigen Temperaturen und Drücke so gewählt werden, dass das AWN-System einen möglichst hohen Gesamtwirkungsgrad erzielt. Hierzu werden anhand von Gesamtkreissimulationen mit der von Stinner (2008) vorgestellten Komponentenbibliothek für AWN-Systeme mit Dampfkraftprozess und einer Expansionsmaschinenauslegung die Randbedingungen vorgegeben (s. Tabelle 4.3).

nisse des Optimierungsverfahrens sollten die Randbedingungen konstant gehalten werden, damit die Änderung der Ergebnisse auf die Variation des Mediums zurückgeführt werden kann. Dies wird in dieser Arbeit nicht durchgeführt.

5 Experimentelle Untersuchungen

In den folgenden drei Kapiteln werden der Dampferzeuger- und Druckverlustversuchsstand sowie die verwendete Messtechnik erklärt.

5.1 Dampferzeugerversuchsstand

Der Versuchsstand dient der Vermessung von Dampferzeugern und somit der Validierung der Simulationsergebnisse. Hierfür müssen die Randbedingungen abgebildet werden, die sich sowohl aufgrund des AWN-Systems als auch aufgrund des Fahrzeuges einstellen können. Tabelle 5.1 listet diese Randbedingungen inklusive der Betriebsbereiche für die beiden Verschaltungen *Abgas* und *Abgasrückführung* auf.

Randbedingung	Betriebsbereich AG	Betriebsbereich AGR	Einheit
Eintrittstemperatur HM	120 - 550	120 - 450	°C
Eintrittsdruck HM	$p_{Umg} + \Delta p$ DE	1 - 5	bar
Massenstrom HM	5 - 100	5 - 85	g/s
Eintrittstemperatur AM	15 - 75	15 - 75	°C
Austrittstemperatur AM	15 - 550	15 - 450	°C
Austrittsdruck AM	1 - 60	1 - 60	bar
Maximale DE-Leistung	58	38	kW

Tabelle 5.1: Betriebsbereich des Dampferzeugerversuchsstandes

Anm.: AG $\hat{=}$ Abgas, AGR $\hat{=}$ Abgasrückführung, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p_{Umg} $\hat{=}$ Umgebungsdruck, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Die Randbedingungen und deren Betriebsbereich dienen zusätzlich der Vorgabe der Kalibriergrenzen und der Rahmenbildung für die Messunsicherheitsbestimmung, welche im Kapitel 5.3 thematisiert wird.

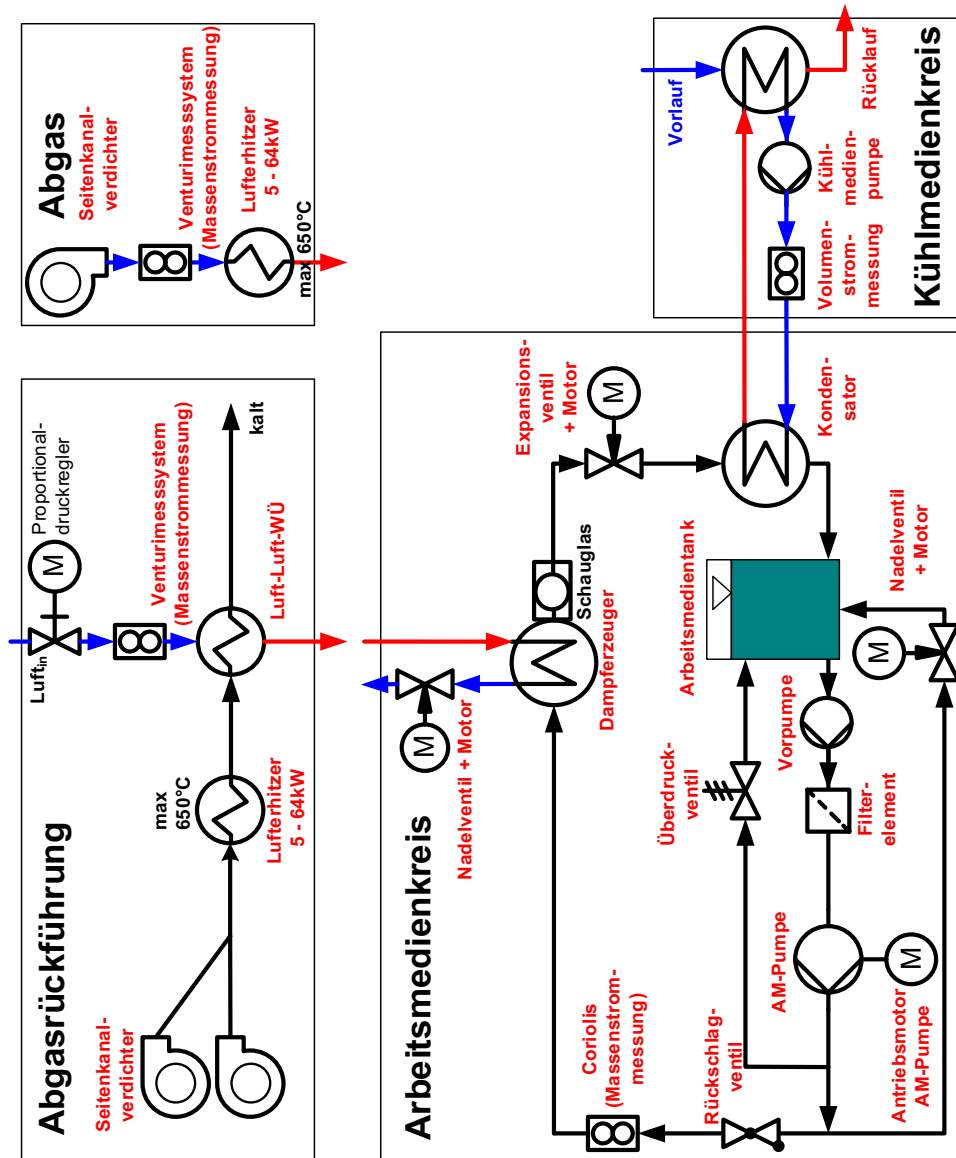


Abbildung 5.1: Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes
Anm.: WÜ $\hat{=}$ Wärmeübertrager, M $\hat{=}$ Motor, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

5.1.1 Aufbau

In diesem Kapitel wird in den zugehörigen Unterpunkten *Arbeitsmedienkreis*, *Abgasbereitstellung*, *Kühlmedienkreis* sowie *Steuerung und Regelung* der Aufbau und die Funktionsweise des Dampferzeugerversuchsstandes erklärt. Für einen Gesamtüberblick ist in Abbildung 5.1 das Fließbild des kompletten Versuchsstandes dargestellt.

5.1.1.1 Arbeitsmedienkreis (Abb. 5.2)

Der Arbeitsmedienkreis dient der Abbildung des Dampfkraftprozesses und somit der Bereitstellung der arbeitsmedienseitig geforderten Dampferzeugerrandbedingungen. Neben dem Dampferzeuger sind zur Vervollständigung des Kreisprozesses ein Arbeitsmedientank, eine Pumpe, ein Expansionsventil und ein Kondensator eingebaut (vgl. Kapitel 2.2). Zusätzlich gewährleisten ein Filter, ein Überdruckventil, eine Vorpumpe und ein Rückschlagventil einen sicheren bzw. langlebigeren Betrieb. Die Vorpumpe sichert hierbei einen konstanten Vordruck für die Hauptpumpe ab und gewährleistet somit Pumpeneintrittsbedingungen für einen langlebigen Betrieb. Die Expansionsmaschine wird aus Kostengründen durch ein Nadelventil (Drossel), gekoppelt mit einem Schrittmotor zur Steuerung, ersetzt. Zudem ist ein Bypass (Absteuerung) hinter der Arbeitsmedienpumpe eingebaut. Er ermöglicht das gesteuerte Zurückführen des Arbeitsmediums in den Tank, um Massenströme unterhalb der zulässigen geringsten Förderleistung der Pumpe bereitzustellen. Somit kann der geforderte Betriebsbereich des Massenstroms mit einer einzigen Pumpe realisiert werden. Die Regelung des Massenstroms wird im Kapitel 5.1.1 erläutert.

Auf eine detaillierte Erklärung der restlichen Einzelkomponenten wird an dieser Stelle verzichtet, da die Komponenten nur der Bereitstellung der Prozessbedingungen dienen. Eine umfassende Erläuterung des Aufbaus und der Einzelkomponenten des Versuchsstandes liefert Sydow (2009). In seiner Arbeit können die Funktionsprinzipien, die Leistungsdaten und weitere Kenngrößen der Einzelkomponenten nachgeschlagen werden.

Um die Austauschbarkeit der Dampferzeuger zu ermöglichen, sind die Anschlüsse und der Bauraum des Dampferzeugers variabel gehalten. Klemmverbindungen und verstellbare Halterungen erlauben den einfachen und schnellen Austausch der verschiedenen Dampferzeuger.

Zur Bestimmung der relevanten Messgrößen Temperatur, Druck, Massenstrom und Differenzdruck ist entsprechende Messtechnik (s. Kapitel 5.3) verbaut. Zusätzlich zur

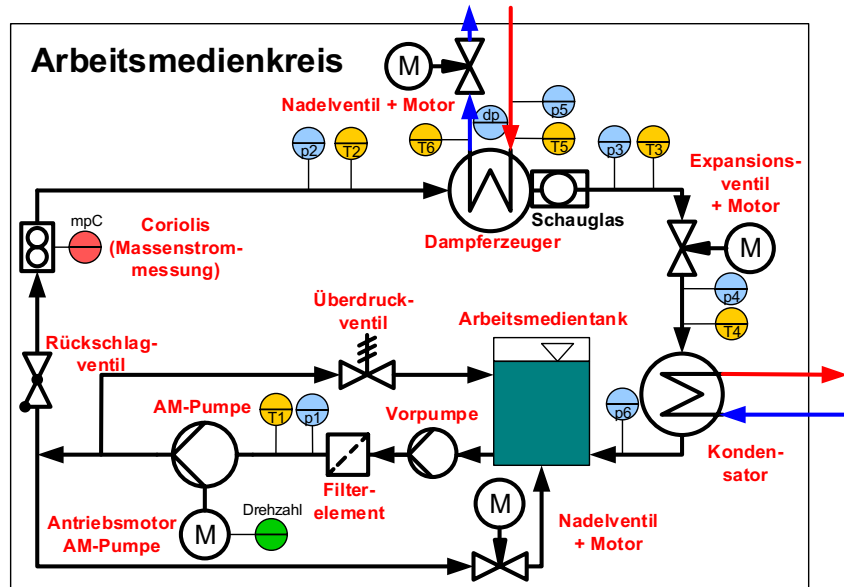


Abbildung 5.2: Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Arbeitsmedienkreis
Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, p $\hat{=}$ Drucksensor, mp $\hat{=}$ Massenstromsensor, dp $\hat{=}$ Differenzdrucksensor, M $\hat{=}$ Motor, C $\hat{=}$ Coriolis, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Messdatenerfassung ist für die Untersuchung und Bewertung der Dampferzeuger ein Schauglas direkt hinter dem Dampferzeuger eingebaut.

5.1.1.2 Abgasbereitstellung (Abb. 5.3)

Für die Bereitstellung des Abgasmassenstroms sind zwei Verschaltungen, ersichtlich in Abbildung 5.3, am Versuchsstand vorgesehen. Zum einen wird Abgas und zum anderen Abgas einer Abgasrückführung abgebildet. Die Abgassimulation einer Abgasrückführung ist hierbei aufwendiger, da Abgasdrücke von 1-5 bar auftreten können. Hierfür wird mit Hilfe von vier Lufterhitzern ein Luftmassenstrom erhitzt, der durch zwei Seitenkanalverdichter zu einem Luft-Luft-Wärmeübertrager gefördert wird. Mittels des Luft-Luft-Wärmeübertragers wird in einem zweiten Schritt die unter Druck stehende Abgasrückführungsluft erhitzt. Eine direkte Erwärmung der Druckluft der Abgasrückführung wäre nur mit sehr teuren Lufterhitzern möglich gewesen.

Für die Bereitstellung des Abgases kann die erhitzte Luft direkt nach den Lufterhitzern zum Dampferzeugerprüfling geführt werden. Dies erlaubt eine deutlich bessere Ausnutzung der Lufterhitzerleistung, da der Luft-Luft-Wärmeübertrager eingespart wird. Die Unterschiede in den resultierenden Dampferzeugereintrittstemperaturen

sind Tabelle 5.1 zu entnehmen. In Kombination mit den zugehörigen Luftmassenströmen lassen sich die maximal zu realisierenden Leistungsgrenzen der Abgas- und der Abgasrückführungsverschaltung bestimmen. Diese sind ebenfalls in Tabelle 5.1 aufgeführt.

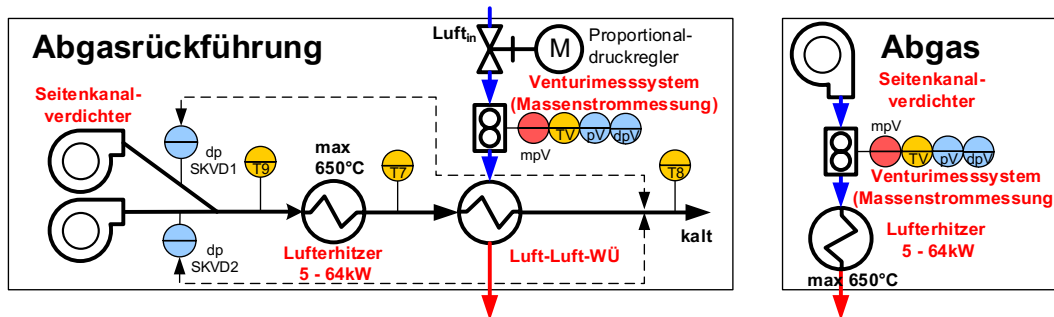


Abbildung 5.3: Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Abgasbereitstellung

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, p $\hat{=}$ Drucksensor, mp $\hat{=}$ Massenstromsensor, dp $\hat{=}$ Differenzdrucksensor, SKVD $\hat{=}$ Seitenkanalverdichter, V $\hat{=}$ Venturi, WÜ $\hat{=}$ Wärmeübertrager.

5.1.1.3 Kühlmedienkreis (Abb. 5.4)

Der Kühlmedienkreis besteht aus einer Pumpe, einem Volumenstrommesser und einem Wärmeübertrager. Über den Wärmeübertrager ist der Kühlmedienkreis mit

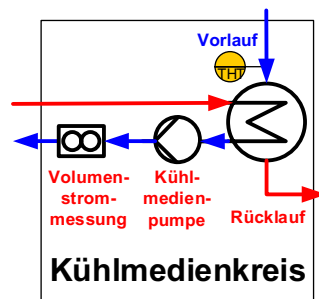


Abbildung 5.4: Fließbild des Dampferzeugerversuchsstandes - Kühlmedienkreis

Anm.: HT $\hat{=}$ Haustechnik.

der Kühlmedienversorgung der Prüfstandszelle verbunden. Dies ermöglicht über die Vorgabe der Zulufttemperatur des prüfstandszellenseitigen Kühlmediums T_{HT} die Konditionierung des Kühlmedienkreises der Versuchsanlage und somit das gesteuerte Kondensieren des Arbeitsmediums im Kreisprozess. Aufgrund der Tatsache, dass es sich um einen Komponentenversuchsstand für den Dampferzeuger handelt, ist das vollständige Kondensieren des Arbeitsmediums ausreichend. Detaillierte Bilanzie-

rungen des Kondensators sind nicht notwendig. Die Steuerung der Eintrittstemperatur des Arbeitsmediums in den Dampferzeuger ist in der ausgeführten Verschaltung gewährleistet und wird im folgenden Kapitel erläutert.

5.1.1.4 Steuerung und Regelung

Sowohl die Steuerung und Regelung als auch die Messdatenerfassung und -ausgabe werden mit Hilfe des Mess-, Regel- und Automatisierungssystems *LabView* umgesetzt. Alle erfassten Messgrößen werden ebenso wie die Steuergrößen an der Leitwarte angezeigt und online abgespeichert.

Der Versuchsstand bietet nur für den Arbeitsmedienmassenstrom eine voll automatisierte Regelung, die im Anhang A.17 erklärt wird. Sowohl Dampferzeugereintrittstemperatur als auch Dampferzeugeraustrittsdruck und -temperatur des Arbeitsmediums müssen vom Bediener des Versuchsstandes eingestellt werden. Gleiches gilt für die Abgasrandbedingungen Massenstrom, Eintrittsdruck und -temperatur. In Tabelle 2.1 sind die anzufahrenden Randbedingungsgrenzen aufgelistet. Die zur Einstellung notwendigen Stellgrößen werden im Folgenden bei der Auflistung der Randbedingungen genannt und deren Auswirkungen auf diese aufgezeigt.

Arbeitsmedienaustrittstemperatur

Die Steuerung der Austrittstemperatur des Arbeitsmediums aus dem Dampferzeuger erfolgt über die Vorgabe des Arbeitsmedienmassenstroms. Dieser wird variiert, bis die Zieltemperatur erreicht ist. Bei einer vorgegebenen und konstanten Wärmequelle durch das Abgas (Temperatur und Massenstrom) und der Vorgabe eines Arbeitsmedienmassenstroms stellt sich eine konstante Arbeitsmedienaustrittstemperatur ein.

Arbeitsmedienaustrittsdruck

Zur Steuerung des Arbeitsmediendrucks dient ein Nadelventil hinter dem Dampferzeuger, welches über einen Schrittmotor gesteuert wird. Das Auf- und Zufahren des Ventils ermöglicht das Vorgeben des Austrittsdrucks des Dampferzeugers. Da die Nadelventilstellung neben dem Austrittsdruck auch den Massenstrom beeinflusst, erfasst die Arbeitsmedienmassenstromregelung dies als Störung und regelt den Massenstrom nach (Reglerkonzept s. Anhang A.17). Durch die Vorgabe des Arbeitsmediendrucks kann sich der Wärmeübergang ändern und es ist eine Korrektur der Massenstromvorgabe zur Steuerung der Arbeitsmedienaustrittstemperatur erforderlich. Somit erfolgt die Steuerung des Dampferzeugeraustrittsdrucks und der -temperatur durch ein iteratives Vorgeben des Massenstroms und der Nadelventilstellung. Mas-

senstrom und Nadelventilstellung sind frei und dienen der Einstellung der Arbeitsmedienaustrittstemperatur und der Einstellung des Arbeitsmedienaustrittsdrucks.

Arbeitsmedieneintrittstemperatur

Zur Einstellung der arbeitsmedienseitigen Eintrittstemperatur in den Dampferzeuger wird die Vorlauftemperatur des Kühlmediums eingestellt und somit die arbeitsmedienseitige Kondensatoraustrittstemperatur so gewählt, dass sich die gewünschte Temperatur am Eintritt des Dampferzeugers einstellt. Auch dies beeinflusst die anderen arbeitsmedienseitigen Randbedingungen und bedingt ein Nachstellen der zuvor genannten Stellgrößen.

Die Abgasrandbedingungen Massenstrom, Eintrittstemperatur und -druck werden für die Verschaltungen Abgas und Abgasrückführung wie folgt eingestellt:

Abgasmassenstrom und Abgasdruck - AGR

Der Massenstrom des Abgases wird zusammen mit dem Abgasdruck durch das iterative Stellen des Proportionaldruckreglers und des Nadelventils am Austritt des Dampferzeugers abgasseitig gesteuert. Hierbei bedingt das Schließen des Nadelventils einen Anstieg des Abgasdrucks und einen Abfall des Abgasmassenstroms. Das Stellen des Proportionaldruckreglers ermöglicht ebenfalls das Ändern des Massenstroms und des Abgasdrucks. Hierbei gibt es nicht nur eine Einstellungskombination, die zu dem gewünschten abgasseitigen Massenstrom und Druck führt. Die Wahl der Kombination ist frei.

Abgaseintrittstemperatur - AGR

Die Abgaseintrittstemperatur in den Dampferzeuger wird von mehreren Größen beeinflusst und somit auch über mehrere Stellglieder geregelt. Dies ist zum einen der Massenstrom der Seitenkanalverdichter (sekundäre Luft-Luft-Wärmeübertragerseite), der über die Drehzahl der Verdichter vorgegeben wird. Zum anderen die Leistungsvorgabe der Lufterhitzer, welche die Eintrittstemperatur in den Luft-Luft-Wärmeübertrager auf der sekundären Seite beeinflusst sowie der Abgasmassenstrom (primäre Luft-Luft-Wärmeübertragerseite), der, wie oben beschrieben, variiert werden kann. Da der Abgasmassenstrom vorgegeben wird, die Leistungsvorgabe der Lufterhitzer ($T_{vLLWÜ}$) sowie der Lufterhitzermassenstrom jedoch frei sind, werden diese beiden Größen solange iterativ variiert, bis die gewünschte Abgastemperatur am Eintritt in den Dampferzeuger vorliegt. Es gibt hierfür mehrere Kombinationen und die Wahl der Kombination ist frei.

Abgasmassenstrom, -eintrittstemperatur und -druck - AG

Hierbei ist der Abgasmassenstrom über die Drehzahlvorgabe der Seitenkanalverdichter einzustellen. Die Eintrittstemperatur in den Dampferzeuger wird über die

Lufterhitzerleistung vorgegeben. Eine Steuerung des Abgasdruckes ist nicht möglich. Aufgrund des Druckverlustes stellt sich ein Druck am Eintritt in den Dampferzeuger ein.

5.1.2 Versuchsobjekt und -programm

Die Validierung der Dampferzeugerberechnung erfolgt anhand der Vermessung von zwei Dampferzeugern (*RB-I* und *RB-II*), wovon der erste durch die Variation der Passzahl zweimal validiert wird (*RB-Ia* und *RB Ib*). Diese Dampferzeuger wurden im Rahmen eines Kooperationsprojektes optimiert und gefertigt. Hierbei wurde mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ und $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ - wie es in dieser Arbeit vorgestellt wird - und unter Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen optimiert. Es handelt sich jedoch nicht um einen Dampferzeuger aus der zuvor betrachteten Dampferzeugeroptimierung der Kapitel 4.2 bis 4.4. Die Validierungsdampferzeuger werden im folgenden Unterpunkt detailliert vorgestellt. Die zugehörigen Versuchsprogramme sind im darauffolgenden Unterpunkt aufgeführt. Tabelle 5.2 am Ende dieses Kapitels listet alle Geometrieparameter der validierten Rohrbündeldampferzeuger zusammenfassend auf.

5.1.2.1 Versuchsobjekt

Die vermessenen Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* bestehen aus 65 Rohrreihen, die abwechselnd sieben und acht Rohre in versetzter Anordnung hintereinander aufweisen. Die einzelnen Rohre haben hierbei einen Außen- bzw. Innendurchmesser von fünf bzw. vier Millimetern. Die Außenmaße Höhe, Breite und durchströmte Länge des reinen Rohrbündels sind in Durchströmungsrichtung des Abgases 134, 66,4 und 325 Millimeter, was zu einem Volumen von 2,89 Litern führt. Abbildung 4.7 zeigt den prinzipiellen Aufbau des Rohrbündels.

Die zwei unterschiedlichen Arbeitsmedienführungen der Dampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* werden durch eine Variation der Sammler- und Umlenkungsdeckel umgesetzt. Die reine Rohrbündelgeometrie inklusive Rohrabständen zueinander bleibt hierbei jedoch unverändert. Für die Arbeitsmedienführung bedeutet dies, dass beim Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* über den ganzen Dampferzeuger eine Passzahl von zwei vorliegt. Das Arbeitsmedium in den Rohrreihen mit sieben Rohren strömt durch drei Rohre aufwärts und durch vier Rohre abwärts. Erst dann strömt das Arbeitsmedium in die folgende Rohrreihe mit acht Rohren. Hier erfolgt eine Aufteilung auf je vier Rohre je Strömungsrichtung.

Für den Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ib* wird diese Arbeitsmedienführung nur für den Bereich bis zum Siedepunkt (Erwärmung) umgesetzt und dann wird die komplette Rohrreihe für eine Strömungsrichtung genutzt. Abbildung 5.5 verdeutlicht beide Strömungsführungen anhand einer Gegenüberstellung.



Abbildung 5.5: Arbeitsmedienführung der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib*

Der zweite Validierungsdampferzeuger *RB-II* besteht aus 49 versetzten Rohrreihen mit je 20 Rohren je Reihe. Die einzelnen Rohre haben hierbei einen Außen- bzw. Innendurchmesser von drei bzw. 2,4 Millimetern. Die Außenmaße Höhe, Breite und durchströmte Länge des reinen Rohrbündels sind in Durchströmungsrichtung des Abgases 132, 120 und 157 Millimeter. Dies führt zu einem Volumen von 2,48 Litern. Abbildung 5.6 zeigt den Rohrbündeldampferzeuger mit geöffnetem Deckel zur Ansicht der Arbeitsmedienführung.

Die Geometrieoptimierung des *RB-II* mittels $\omega(1, 5; 1; 5)$ und $\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)$ ergab eine Passzahl von drei für den Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt. Ab dem Bereich der Verdampfung teilt sich der gesamte Massenstrom auf eine Rohrreihe auf (Passzahl 1). Somit ist die Massenstromdichte bis zum Beginn des Siedens dreimal so groß wie bei der Verdampfung und Überhitzung.

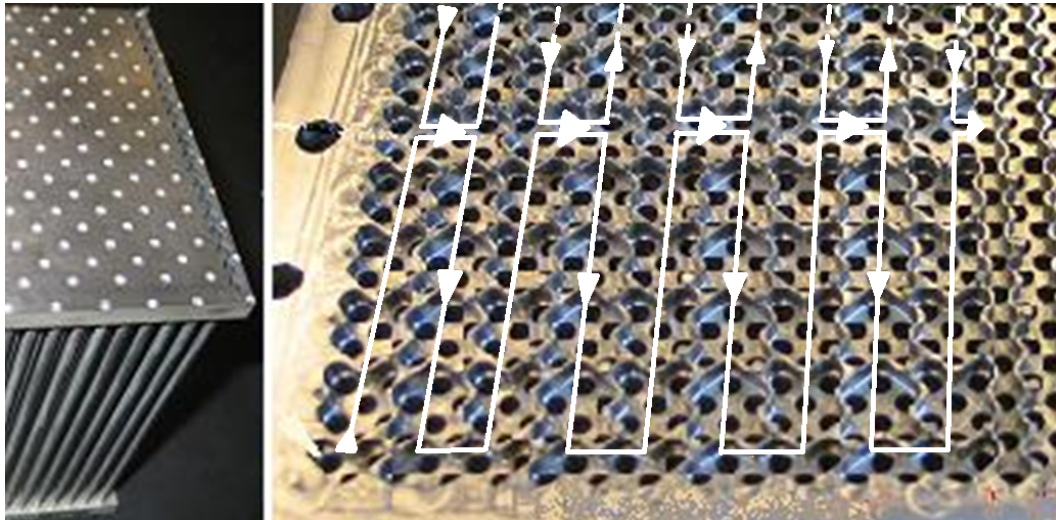
Mit dem Ziel einer Vergrößerung der freien Querschnittsfläche bei den Umlenkungen auf der Arbeitsmedienseite im Bereich der Passzahl von drei und aufgrund von Limitierungen durch die Fertigung wurde der gefertigte Dampferzeuger jedoch geringfügig angepasst. Bei einer Passzahl von drei und 20 Rohren je Reihe müsste das Arbeitsmedium in einer Rohrreihe durch 6,67 Rohre ($20/3=6,67$) strömen. Die Umlenkung von einem Set von 6,67 Rohren zum nächsten Set müsste über einen Umlenker mit der Breite einer Rohrreihenbreite (Rohrdurchmesser = 3 mm) erfolgen. Wenn der Druckverlust pro durchströmter Längeneinheit in diesen Umlenkungen im Verhältnis zu den durchströmten Rohren nicht ansteigen soll, muss hier eine vergleichbar große, freie Querschnittsfläche wie in einem Set von 6,67 Rohren vorliegen. Dies kann über die Tiefe oder eine geänderte Breite der Umlenkungen erfolgen. Eine

Vergrößerung der Tiefe der Umlenkungen erhöht den notwendigen Bauraum des Dampferzeugers, welcher vorgegeben ist. Diese Vergrößerung der Tiefe der Umlenkungen kann somit nur über eine Reduzierung der Rohrlänge zwischen den Umlenkungen erfolgen. Dies wiederum verringert jedoch die Wärmeübertragerfläche und somit die übertragene Leistung. Daher wird die Breite des Umlenkens erhöht, indem die Anordnung der 6,67 Rohre nicht in einer Reihe sondern in einem Quader von zwei mal drei Rohren umgesetzt wird. Bei sechs Rohren je Umlenkung ergibt dies eine Passzahl von 3,33. Die Abweichungen in der Berechnung werden im Kapitel 4.7.7 abgeschätzt und bewertet.

Die Umsetzung dieser geänderten Arbeitsmedienführung erfolgt im gefertigten Dampferzeuger wie folgt: Der Arbeitsmedienmassenstrom am Eintritt in den Dampferzeuger wird in zwei gleich große Massenströme aufgeteilt und strömt durch jeweils drei Rohre - verteilt über drei Rohrreihen - von beiden Rändern des Dampferzeugers und jeweils von der Unterseite des Dampferzeugers nach oben (Passzahl 3,33 umgesetzt durch 2x3 Rohre). Hier umgelenkt strömt das Medium durch die jeweils drei nächsten Rohre, wieder verteilt über drei Rohrreihen, zur Unterseite des Dampferzeugers zurück. Diese mäanderartig Strömung von jeder Seite führt zu einer Zusammenführung der aufgeteilten Strömung auf der Mittelachse des Dampferzeugers. Der gesamte Arbeitsmedienstrom strömt nun entgegen der Abgasströmungsrichtung in den Bereich der nächsten drei Rohrreihen (Rohrreihen 4 - 6). Hier teilt sich der Strom wieder auf und "mäandert" zu den Rändern des Dampferzeugers zurück. Bis zur Rohrreihe 27, dem berechneten Beginn des Siedevorgangs, ist diese Stromführung im gefertigten Dampferzeuger umgesetzt. Mit dem Übergang zu Rohrreihe 28 verteilt sich die Strömung auf die gesamte Rohrreihe und es liegt eine Passzahl von eins bis zum Ende des Dampferzeugers vor (Verdampfung und Überhitzung). In Abbildung 5.6 ist die Gestaltung der Umlenkungen zur Realisierung der Arbeitsmedienführung und die Strömungsrichtung des geteilten Massenstroms im Bereich der Erwärmung bis zum Siedepunkt ersichtlich. Die Auswirkungen der Abweichungen der Fertigung von der Vorgabe der Optimierung werden bei der Auswertung der Versuchsergebnisse im Kapitel 6.2 diskutiert.

5.1.2.2 Versuchsprogramm

Für die Validierung werden für den Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* insgesamt 44, für den Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ib* 53 und für Rohrbündeldampferzeuger *RB-II* 13 Betriebspunkte des Motors bzw. Motorkennfeldes, für den die Dampferzeuger

Abbildung 5.6: Geöffneter Boden des Rohrbündeldampferzeugers *RB-II*

entworfen wurden, im Versuch als Stationärpunkte vermessen und mittels Auslegungssoftware nachgerechnet. Bei dem Validierungsfahrzeug handelt es sich um einen Vertreter der Kompaktklasse mit Dieselmotor und Abgasrückführung. Der Dampferzeuger soll den vorhandenen Abgasrückführungskühler substituieren. Die auftretenden Randbedingungen bezüglich des Heiz- und Arbeitsmediums, welche Grundlage der Validierung sind, können den Tabellen A.46, A.47 und A.48 im Anhang A.24.1 und A.24.2 entnommen werden. Hierbei ist zu beachten, dass die Wärmequelle im Versuch anstatt mit Motorabgas mit erhitzter Luft abgebildet wird. Für die Validierung wird daher auch die Nachrechnung mit Luft durchgeführt. Arbeitsmedium ist Ethanol.

5.2 Druckverlustversuchsstand / Strömungskanal

Aufgrund der großen Bedeutung des abgasseitigen Druckverlustes bei der AWN und der Fragestellung zur Möglichkeit der Anwendung der Druckverlustkorrelationsgleichungen bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen wird der Dampferzeugerversuchsstand um einen Druckverlustversuchsstand erweitert. Dies ermöglicht eine isolierte Validierung der Druckverlustberechnung beliebiger Dampferzeugergeometrien. Vorteil dieser isolierten Betrachtung ist der deutlich einfachere Aufbau der Prüflinge. Die gesamte Arbeitsmedienführung kann infolgedessen eingespart werden. Es ist eine schnelle und vor allem kostengünstige Variation der abgasseitigen Dampferzeugergeometrie und demzufolge die Erstellung eines umfangreichen Versuchsprogramms

	RB-Ia	RB-Ib	RB-II	Einheit
Rohranordnung	versetzt	versetzt	versetzt	-
Rohre je Reihe	7,5	7,5	20	-
Rohrreihen	65	65	49	-
Rohrdurchmesser	5	5	3	mm
Rohranordnung s1	8,3	8,3	5,8	mm
Rohranordnung s2	5,0	5,0	3,2	mm
Rohranordnung s3	4,2	4,2	2,9	mm
Rohrwandstärke	0,5	0,5	0,3	mm
Stromführung AM Erwärmung	2	2	3	-
Stromführung AM Verdampfung	2	1	1	-
Stromführung AM Überhitzung	2	1	1	-
$A_{DE, HM}$	1,03	1,03	1,22	m ²
$A_{DE, AM}$	0,82	0,82	0,98	m ²
$A_{DE, m}$	0,92	0,92	1,10	m ²

Tabelle 5.2: Geometriedaten der drei Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II*
 Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 4.7 und Anhang A.9 Abb. A.19 sowie
 Gl. 4.4. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

möglich. Speziell die Bewertung der Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Rohrbündeldampferzeuger und die Validierung der Berechnung der Wirbelzellendruckverluste soll in den folgenden Kapiteln 5.2.2 und 6.3 sowie 5.2.3 und 6.4 untersucht werden.

5.2.1 Aufbau

In den Abbildungen 5.7 und 5.8 sind das Fließbild und eine Prinzipskizze des Druckverlustversuchsstandes dargestellt.

Für die Bestimmung des Druckverlustes kann zum einen Luft bei Umgebungstemperatur und zum anderen erhitzte Luft genutzt werden. Hierfür wird im Strömungskanal die zu untersuchende Geometrie eingebracht und bei einer sukzessiven Erhöhung und wieder Absenkung des Massenstroms vermessen. Bei der Messung mit nicht erhitzter Luft wird sowohl die Druckluftversorgung der Prüfstandzelle als auch der Luftmassenstrom der Seitenkanalverdichter verwendet (s. Abb. 5.7). Für die Vermessung mit variierenden Temperaturniveaus steht nur der Massenstrom der Druckluftversorgung zur Verfügung, da die Seitenkanalverdichter zusammen mit den

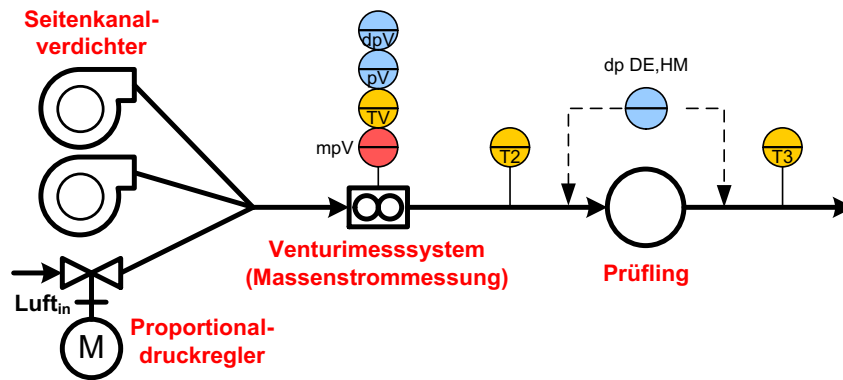


Abbildung 5.7: Fließbild des Druckverlustversuchsstandes

Anm.: M $\hat{=}$ Motor, dp $\hat{=}$ Differenzdrucksensor, V $\hat{=}$ Venturi, p $\hat{=}$ Drucksensor, T $\hat{=}$ Temperatursensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

Lufterhitzern des Dampferzeugerversuchsstandes zur Erhitzung benötigt werden¹. Die zu realisierenden Temperatur- und Massenstromvariationen sind in Tabelle 5.3 aufgelistet.

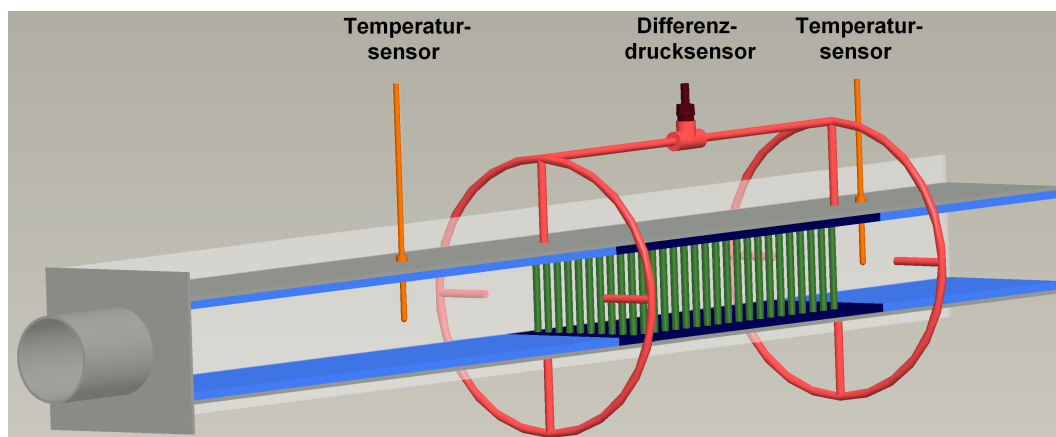


Abbildung 5.8: Prinzipskizze des Druckverlustversuchsstandes

Für eine möglichst exakte Druckverlustmessung sind vor und nach dem Prüfling jeweils vier Druckaufnehmermessstellen kreisförmig um den Strömungskanal angebracht. Dies sorgt dafür, dass Unterschiede in den lokalen Drücken, die z. B. von einer nicht symmetrischen Dampferzeugergeometrie herrühren können, an den Messstellen gemittelt werden.

Zur Reduzierung der Messunsicherheiten wird der Druckverlust mit drei an den Messbereich angepassten Differenzdrucksensoren erfasst. Zusätzlich zu den Druck-

¹Um die Luft zu erhitzen, wird der Abgasrückführungsteil des Dampferzeugerversuchsstandes genutzt. S. linker Teil der Abb. 5.3.

Variationsgröße	Betriebsbereich	Einheit
<u>ohne Erhitzung</u>		
Eintrittstemperatur	20 - 50*	°C
Massenstrom	5 - 185	g/s
<u>mit Erhitzung</u>		
Eintrittstemperatur	10 - 450	°C
Massenstrom	5 - 85	g/s

Tabelle 5.3: Betriebsbereich des Druckverlustversuchsstandes

* Die Luftverdichtung in den Seitenkanalverdichtern führt zu der Temperaturerhöhung.

aufnehmermessstellen sind zwei Temperaturmessstellen vor und nach dem Prüfling angebracht.

Die beiden folgenden Kapitel 5.2.2 und 5.2.3 geben die Geometrievariationen und die Versuchsprogramme für die Untersuchung der abgasseitigen Druckverluste in den Rohrbündel- und Wirbelzelligeometrien vor. Die zugehörigen Auswertungen der Versuche erfolgen in den Kapiteln 6.3 und 6.4.

5.2.2 Versuchsobjekt und -programm für die Rohrbündelgeometrien

Die Variation der Rohrbündelgeometrie dient der Untersuchung der Simulationsgenauigkeit bei Einhaltung und Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen. Diese Anforderung geht aus den Ergebnissen der Rohrbündeldampferzeugeroptimierung im Kapitel 4.2 hervor, da die berechneten abgasseitigen Druckverluste bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen unplausibel sind. Zusätzlich dient das Versuchsprogramm der Überprüfung der Berechnungsgenauigkeit der Korrelationsgleichungen.

5.2.2.1 Versuchsobjekt

Untersucht werden sechs Rohrbündelvariationen mit fluchtender und 21 mit versetzter Rohranordnung². In Abbildung 5.9 ist exemplarisch ein Rohrbündelversuchsobjekt abgebildet.

Die Auswahl der fluchtenden Bündel besteht aus zwei Literaturvergleichsrohrbündeln (f1 und f3) und vier potentiellen Rohrbündelgeometrien für einen Abwärmenutzungsampferzeuger (f2, f4 - f6). Die Auswahl der versetzten Bündel besteht ebenfalls

²In Abb. 2.15 ist eine Prinzipskizze eines fluchtenden und versetzten Rohrbündels inklusive zugehöriger Geometriegrößen dargestellt.

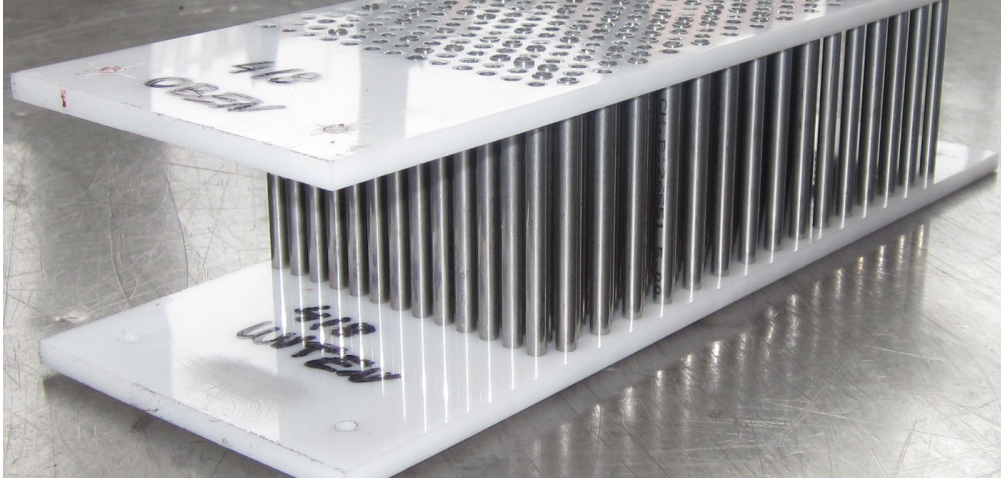


Abbildung 5.9: Exemplarisches Rohrbündelversuchsobjekt für die Druckverlustvermessung

aus zwei Literaturvergleichsrohrbündeln (v16 und v22), zwei Bündeln eines gefertigten und vom Autor vermessenen ganzen Rohrbündeldampferzeugers (v9 und v21)³ sowie 17 potentiellen Rohrbündelgeometrien (v1, v3 - v8, v10 - v15, v17 - v20). Die Variation der potentiellen Rohrbündelgeometrien ist so gewählt, dass sowohl die Gültigkeitsgrenzen überschritten werden als auch Abhängigkeiten von den Geometriegrößen bei Veränderung nur einer Geometriegröße erkannt werden können. Tabelle 5.4 (fluchtend) und Tabelle 5.5 (versetzt) listen für alle 27 Rohrbündelvariationen die zugehörigen Geometriegrößen auf. Hierin sind z die Anzahl der Rohre je Reihe, n die Anzahl an Rohrreihen sowie s_1 und s_2 bzw. a und b der Rohrabstand senkrecht und längs zur Anströmung.

Die Größen a , b und c sind dimensionslose Rohrabstände und dienen dem Vergleich von Rohrbündeln gemäß der Ähnlichkeitstheorie, beschrieben von Herwig und Moschallski (2006, S. 9-13) sowie Baehr und Stephan (2008, S. 18-28). a , b und c sind hierbei wie folgt definiert:

$$a = \frac{s_1}{d_a} \quad b = \frac{s_2}{d_a} \quad c = \frac{s_d}{d_a} \quad (\text{vgl. Abb. 2.19}) \quad (5.1)$$

Die vier Literaturvergleichsrohrbündel (f1, f3, v16 und v22) werden von Gaddis und Gnielinski (1983) zur Auswertung der eigenen Messwerte und zum Vergleich von Versuchsergebnissen anderer Autoren verwendet und sind anhand der dimensionslosen Geometriegrößen a und b definiert. Sie stellen somit ideale Validierungsrohrbündel

³Die Rohrbündelgeometrien v9 und v21 entsprechen den Rohrbündelanordnungen der Validierungsdampferzeuger *RB-I* und *RB-II*, dessen Validierungsergebnisse in den Kapiteln 6.1 und 6.2 vorgestellt werden.

Nr.	z	n	s_1	s_2	a	b	c	Breite	Tiefe	Höhe
-	-	-	-	m	m	-	-	-	m	m
f1	16	24	0,0075	0,0063	1,25	1,25	-	0,103	0,149	0,06
f2	14	50	0,0075	0,0063	1,50	1,25	-	0,109	0,311	0,06
f3	14	40	0,0075	0,0075	1,50	1,5	-	0,109	0,298	0,06
f4	14	40	0,0075	0,0100	1,50	2,0	-	0,109	0,395	0,06
f5	14	30	0,0075	0,0150	1,50	3,0	-	0,109	0,440	0,06
f6	14	22	0,0075	0,0200	1,50	4,0	-	0,109	0,425	0,06

Tabelle 5.4: Variationen der fluchtenden Rohrbündelgeometrien f1 bis f6 für die Druckverlustvermessung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s_1 , s_2 , a und b s. Abb. 2.19. $z \hat{=}$ Rohranzahl je Reihe, $n \hat{=}$ Rohrreihenanzahl, $s_1 \hat{=}$ Rohrabstand senkrecht zur Anströmung, $s_2 \hat{=}$ Rohrabstand parallel zur Anströmung, $a \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand senkrecht zur Strömungsrichtung, $b \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand in Strömungsrichtung, $c \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand schräg (Diagonale) zur Anströmung.

dar. Gaddis und Gnielinski (1983, S. 416) bezeichnen die vier Rohrbündel als: "... in der Praxis sehr gebräuchliche Rohrbündelanordnungen...".

Die Rohrbündel v1-v15 bilden eine Variation von Rohrbündeln ab, die durch die schrittweise Erhöhung des Rohrabstandes längs zur Strömungsrichtung definiert sind. Dies führt zu einem Anstieg des dimensionslosen Rohrabstandes b (vgl. Abb. 5.10). Zu jedem b-Wert werden mögliche Variationen der Rohranzahl je Reihe (a-Wert) im Bereich 1,1-2 umgesetzt. Bei größer werdenden Rohrreihenabständen (b-Wert) kann der Abstand der Rohre senkrecht zur Strömungsrichtung (a-Wert) verkleinert werden (s. Kennzeichnung "|" in Tabelle 5.5).

Die Rohrbündel v1, v3, v5, v6 und v7 zeichnen sich zudem durch eine sehr kompakte Rohranordnung aus und unterschreiten hierbei die Gültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen (vgl. c-Wert in Tabelle 5.5 mit Tabelle 2.4). Die Vermessung und Untersuchung von Rohrbündeln mit sehr dichter Rohranordnung wird durchgeführt, um der Anforderung einer sehr kompakten Bauweise der Abwärmenutzungsampferzeuger gerecht zu werden.

Die weiteren versetzten Rohrbündel v14 und v16-v20 dienen der Vervollständigung der Variationsreihe des dimensionslosen Rohrabstandes b, bei konstantem a mit $a = 1,5$ (s. Kennzeichnung "1,5" in Tabelle 5.5). Diese Variation ermöglicht die Untersuchung der Abhängigkeiten des Druckverlustes von der ausschließlichen Veränderung des Rohrreihenabstandes (b-Wert) über einen großen Variationsbereich (8 Rohrbündel; $0,8 \leq b \leq 6$). Zusätzlich überschreiten die Rohrbündel v19 und v20

Nr.	z	n	s_1	s_2	a	b	c	Breite	Tiefe	Höhe
-	-	-	-	m	m	-	-	-	m	m
v1	10	30	0,0100	0,0030	<u>2,00</u>	0,6	1,166	0,105	0,090	0,06
v3	13	15	0,0075	0,0040	<u>1,5</u>	0,8	1,097	0,101	0,060	0,06
v4	10	22	0,0100	0,0050	<u>2,00</u>	0,8	1,281	0,105	0,088	0,06
v5	18	10	0,0055	0,0050	1,10	1,0	1,141	0,102	0,050	0,06
v6	17	12	0,0060	0,0050	1,20	1,0	1,166	0,105	0,060	0,06
v7	15	13	0,0065	0,0050	1,30	1,0	1,193	0,101	0,065	0,06
v8	13	23	0,0075	0,0050	<u>1,5</u>	1,0	1,250	0,101	0,115	0,06
v9	12	30	0,0083	0,0050	1,66	1,0	1,300	0,104	0,150	0,06
v10	10	40	0,0100	0,0050	<u>2,00</u>	1,0	1,414	0,105	0,200	0,06
v11	18	10	0,0055	0,0060	1,10	1,2	1,320	0,102	0,060	0,06
v12	17	12	0,0060	0,0060	1,20	1,2	1,342	0,105	0,072	0,06
v13	15	13	0,0065	0,0060	1,30	1,2	1,365	0,101	0,078	0,06
v14	13	23	0,0075	0,0060	<u>1,5</u>	1,2	1,415	0,101	0,138	0,06
v15	10	40	0,0100	0,0060	<u>2,00</u>	1,2	1,562	0,105	0,240	0,06
v16	13	30	0,0075	0,0065	<u>1,5</u>	1,3	1,501	0,101	0,195	0,06
v17	13	40	0,0075	0,0075	<u>1,5</u>	1,5	1,677	0,101	0,298	0,06
v18	13	25	0,0075	0,0150	<u>1,5</u>	3,0	3,092	0,101	0,365	0,06
v19	13	15	0,0075	0,0250	<u>1,5</u>	5,0	5,056	0,101	0,355	0,06
v20	13	12	0,0075	0,0300	<u>1,5</u>	6,0	6,047	0,101	0,335	0,06
v21	10	40	0,0098	0,0054	<u>1,95</u>	1,07	1,448	0,102	0,216	0,06
v22	16	17	0,0063	0,0054	1,25	1,0825	1,250	0,103	0,092	0,06

Tabelle 5.5: Variationen der versetzten Rohrbündelgeometrien v1 bis v22 für die Druckverlustvermessung

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s_1 , s_2 , a und b s. Abb. 2.19. $z \hat{=}$ Rohranzahl je Reihe, $n \hat{=}$ Rohrreihenanzahl, $s_1 \hat{=}$ Rohrabstand senkrecht zur Anströmung, $s_2 \hat{=}$ Rohrabstand parallel zur Anströmung, $a \hat{=}$ dimensionsloser senkrecht zur Strömungsrichtung, $b \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand in Strömungsrichtung, $c \hat{=}$ dimensionsloser Rohrabstand schräg zur Anströmung (Diagonale).

die Gültigkeitsgrenzen und ermöglichen somit eine Bewertung dieser Überschreitung. Hinzukommend ermöglichen die Rohrbündel v1, v4, v10, v15 und v21 (s. Kennzeichnung “_” in Tabelle 5.5) eine weitere Variationsreihe mit konstantem a bei $a = 2$ und schrittweiser Erhöhung der Größe b (5 Rohrbündel; $0,6 \leq b \leq 1,2$).

Für die Rohranordnung f2 - f6 gilt gleiches wie für die Variation der versetzten Rohrbündel bei konstantem a -Wert. Auch für die fluchtenden Rohrbündel wird der Abstand senkrecht zur Strömungsrichtung konstant gehalten ($a = 1,5$) und der Rohrreihenabstand schrittweise erhöht ($1,25 \leq b \leq 4$). Hierbei liegen f5 und f6 genau auf bzw. außerhalb der Gültigkeitsgrenzen.

Der Variationsbereich der dimensionslosen Größen a , b und c bezüglich aller Versuchsrohrbündel ist in Tabelle 5.6 aufgeführt:

Fluchtende Rohranordnung	Versetzte Rohranordnung
$1,25 \leq a \leq 1,5$	$1,1 \leq a \leq 2,0$
$1,25 \leq b \leq 4,0$	$0,6 \leq b \leq 6,6$
	$1,03 \leq c \leq 6,05$

Tabelle 5.6: Variationsbereich der dimensionslosen Größen a , b und c der Rohrbündel v1 bis v22 und f1 bis f6

Anm.: Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen a , b und c s. Abb. 2.19.

Abbildung 5.10 zeigt exemplarisch die Rohrspiegel der Rohrbündelgeometrien v3 und v16 der Variationsreihe für steigende Rohrreihenabstände bei konstantem Rohrabstand quer zur Strömungsrichtung.

5.2.2.2 Versuchsprogramm

Die Validierung der Druckverlustberechnung der Teilgeometrie Rohrbündel wird anhand einer Vermessung bei unterschiedlichen Reynoldszahlen durchgeführt. Da die jeweilige Geometrie der Rohrbündel Einfluss auf die Reynoldszahl hat und der Luftmassenstrom des Druckverlustversuchsstandes limitiert ist, ist der explizite Reynoldszahlbereich jeder Rohrbündelgeometrie den Auswertungsdiagrammen im Kapitel 6.3 und im Anhang A.24.3 zu entnehmen. Jede Vermessung eines Rohrbündels beginnt mit dem Anfahren des Messbereichsendwertes. Daran schließt sich eine Massenstromvariation vom kleinsten, zum größten und wieder zum kleinsten Massenstrom an. Zum Vergleich ist in Abbildung A.109 im Anhang A.19.2 der Verlauf der Druckvariation bei der Drucksensorkalibrierung dargestellt, der einen vergleichbaren qualitativen Verlauf aufweist.

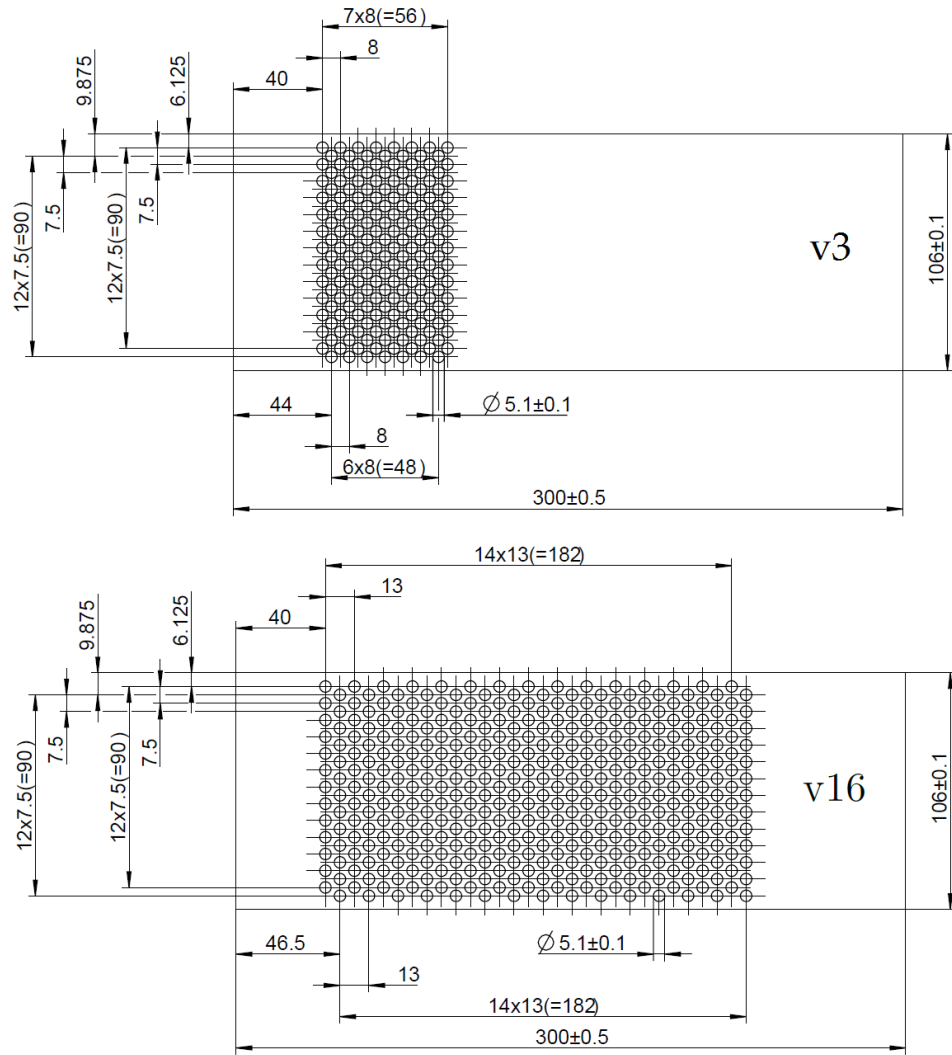


Abbildung 5.10: Rohrbündelspiegel der Rohrbündelgeometrien v1 und v16

5.2.3 Versuchsobjekt und -programm für die Wirbelzellen

5.2.3.1 Versuchsobjekt

Im Gegensatz zur Druckverlustvermessung der Rohrbündel ist das Ziel der Wirbelzellenvermessung die Validierung der Berechnung eines realen Kreuzstromplattendampferzeugers mit fester Wirbelzellengeometrie (s. Abb. 5.11, 5.12 und 4.40). Daher beschränkt sich die Geometrievariation zum einen auf die durchströmte Länge X_1 der gesamten Wirbelzellenstruktur und zum anderen auf die Höhe H der Arbeitsmedienplatten zwischen den Wirbelzellen. Zweites führt zu einer Variation der Anzahl der Wirbelzellenplatten und somit der Wirbelzellenanströmfläche, da die Gesamthöhe des Strömungskanals fest ist.

$$\begin{aligned} l &= 1,6 \text{ mm} \\ h &= 3,05 \text{ mm} \\ s &= 2,35 \text{ mm} \\ t &= 0,15 \text{ mm} \end{aligned}$$

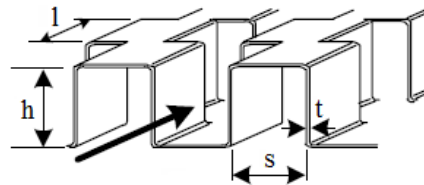


Abbildung 5.11: Geometriegrößen der Wirbelzellen für die Druckverlustvermessung

Für die Vermessung dieser Geometrievariation sind in dem Druckverlustversuchsstand abwechselnd Wirbelzellen- und Abstandsplatten eingebracht. Die Abstandsplatten substituieren die Arbeitsmedienplatten, die in einem realen Kreuzstromplattendampferzeuger zwischen den Wirbelzellenplatten liegen. Abbildung 5.12 zeigt eine Prinzipskizze dieses Plattenstapels.

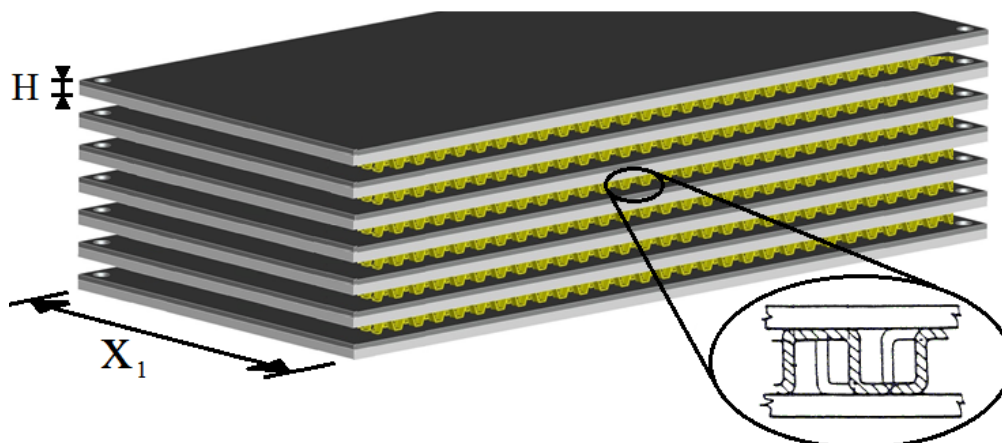


Abbildung 5.12: Prinzipskizze eines Wirbelzellenplattenstapels
Anm.: $H \hat{=}$ Höhe, $X_1 \hat{=}$ Durchströmungslänge Abgas.

Für die Positionierung der Plattenstapel im Strömungskanal ist eine Halterung notwendige. Diese Halterung ist für die kurzen Plattenstapel (80 mm) eine andere als für die langen Plattenstapel (160 mm). Da die unterschiedlichen Halterungen unterschiedlich hohe Bodenplatten erfordern, um einen stufenlosen Übergang vom Strömungskanalboden zum Plattenstapel sicherzustellen, kann bei den Versuchen mit den langen Stapeln eine Wirbelzellenplatte mehr eingebracht werden. Im Anschluss an jeden Aufbau wurde eine Randgängigkeit überprüft und konnte ausgeschlossen werden. Die Variation der Wirbelzellen und die zugehörigen Geometrieparameter sind in Tabelle 5.7 aufgelistet.

Nr.	Durchströmte Länge X1	Arbeitsmedien- plattenhöhe H	Anzahl Wirbelzellenplatten
W1	80 mm	2 mm	11
W2	80 mm	2,5 mm	10
W3	80 mm	3 mm	9
W4	160 mm	2 mm	12
W5	160 mm	2,5 mm	11
W6	160 mm	3 mm	10

Tabelle 5.7: Variationen der Wirbelzelligeometrien W1 bis W6 für die Druckverlustvermessung

5.2.3.2 Versuchsprogramm

Für das Versuchsprogramm der Wirbelzellen gilt gleiches wie für das Versuchsprogramm der Rohrbündel. Die Validierung erfolgt anhand einer Vermessung bei unterschiedlichen Reynoldszahlen. Hierzu wird mittels Variation des Luftmassenstroms zu erst der Messbereichsendwert eingestellt und anschließend eine Massenstromvariation vom kleinsten, zum größten und wieder zum kleinsten Massenstrom durchgeführt. Die expliziten Reynoldszahlbereiche der jeweiligen Wirbelzellen sind den Auswertungsdiagrammen im Kapitel 6.4 und im Anhang A.24.4 zu entnehmen.

5.3 Messtechnik

Um eine exakte Vermessung der Prüflinge an den Versuchsständen zu gewährleisten, ist meistens eine Kalibrierung⁴ der Messtechnik unumgänglich. Da in dieser Arbeit

⁴Kalibrieren bedeutet nach Ausführungen des Deutschen Kalibrierdienstes das Bestimmen und Dokumentieren der Abweichung der Anzeige eines Messgerätes oder des angegebenen Wertes einer

die Prüfstände der Validierung der Berechnungsgleichungen dienen, die eine Berechnungsgenauigkeit von $\pm 10\%$ bis $\pm 35\%$ aufweisen (vgl. Kapitel 6), ist eine Überprüfung der durch die Hersteller der Messtechnik zugesicherten und deutlich höheren Messgenauigkeiten ausreichend. Im weiteren Verlauf wird daher eine Kalibrierung bis zu dem Punkt durchgeführt, an dem die Messwerte der einzelnen Sensoren mit den erfassten Messunsicherheiten korrigiert werden müssten. Diese Korrektur erfolgt jedoch nicht. Es wird lediglich untersucht, welche Messgenauigkeit an den Prüfständen sicher gewährleistet wird. Dies kann die Herstellermessgenauigkeit oder eine erweiterte Messgenauigkeit sein. Angegeben wird die Messgenauigkeit mit Hilfe einer Spanne, wie z. B. $\pm 3\%$ oder ± 150 mbar. Eigentlich handelt es sich jedoch bei dieser Spanne um eine Messungenauigkeit bzw. Messunsicherheit, da innerhalb dieses Bereichs der Messwert variieren kann. Die Bezeichnung Messgenauigkeit wird aber größtenteils in der Literatur verwendet und daher auch in dieser Arbeit.

Das Anforderungsprofil der Sensoren an den Versuchsständen (Messgenauigkeit) kann in zwei Klassen eingeteilt werden. Zum einen gibt es die Klasse der Sensoren, die direkt der Vermessung des Prüflings dienen (Klasse I) und zum anderen die Klasse der Sensoren, welche die Überwachung und Steuerung der Prozessbedingungen ermöglichen (Klasse II). Tabelle 5.8 listet die gesamte Messtechnik der Versuchsstände inklusive Fließbildbezeichnung, Messgenauigkeitsklasse, Messprinzip bzw. Sensortyp und Messbereich auf. Die im Folgenden aufgeführten Erklärungen und Kalibrierergebnisse gelten sowohl für den Dampferzeugerversuchsstand als auch für den Strömungskanal. Der Index DE bei den Sensoren bzw. Messgrößen steht für Dampferzeuger und beschreibt in beiden Versuchsständen die Prüflinge, auch wenn es sich bei diesen teilweise nur um Dampferzeugerteilkomponenten handelt.

Für die zehn Messgrößen der Genauigkeitsklasse I, die für die Bilanzierung der Dampferzeuger und die Validierung der Berechnung notwendig sind, werden in Tabelle 5.9 zusätzlich die vom Hersteller angegebene Messgenauigkeit und die durch die Kalibrierung gesicherte Messgenauigkeit unter Versuchsbedingungen (erweiterte Messgenauigkeit) aufgelistet. Diese erweiterte Messgenauigkeit basiert hierbei auf den Ergebnissen der Kalibrierung, dargelegt in der folgenden Messunsicherheitsbestimmung und im Anhang A.19.

Die nicht durchgeführte Korrektur der Messwerte mit den Ergebnissen der Kalibrierung ist eine Abweichung von der üblichen Durchführung einer Kalibration. Dennoch werden in den Abbildungen im Kapitel 6 - *Vergleich zwischen Simulation und Mes-*

Maßverkörperung vom konventionell richtigen Wert der Messgröße. [Deutscher Kalibrierdienst (1998)]

Name	Bezeichnung	Messgenauigkeitsklasse	Messprinzip / Sensortyp	Messbereich
T_{vPumpe}	T1	II	PT100	0 - 100°C
$T_{vDE,AM}$	T2	I	PT100	0 - 100°C
$T_{nDE,AM}$	T3	I	PT100	0 - 550°C
T_{vKond}	T4	II	PT100	0 - 550°C
$T_{vDE,HM}$	T5	I	PT100	0 - 550°C
$T_{nDE,HM}$	T6	I	PT100	0 - 550°C
$T_{vLLW\ddot{U}}$	T7	II	PT100	0 - 550°C
$T_{nLLW\ddot{U}}$	T8	II	PT100	0 - 550°C
T_{nSKVD}	T9	II	PT100	0 - 100°C
$T_{Venturi}$	TV	II	PT100	0 - 50°C
$T_{Haustechnik}$	THT	II	PT100	0 - 100°C
p_{vPumpe}	p1	II	relativ	0 - 2,5 bar
$p_{vDE,AM}$	p2	I	relativ	0 - 60 bar
$p_{nDE,AM}$	p3	I	relativ	0 - 60 bar
p_{vKond}	p4	II	relativ	0 - 6 bar
$p_{vDE,HM}$	p5	I	relativ	0 - 6 bar
p_{vTank}	p6	II	relativ	0 - 2,5 bar
$p_{Venturi}$	pV	II	relativ	0 - 6 bar
$p_{Umgebung}$	pUmgebung	II	absolut	800 - 1100 mbar
\dot{m}_{AM} (Coriolis)	mpC	I	Coriolis	2 - 100 g/s
\dot{m}_{HM} (Venturi)	mpV	I	Venturi	5 - 100 g/s
$\Delta p_{DE,HM}$	dp	I	relativ	0 - 10 mbar
				0 - 150 mbar
				0 - 300 mbar
$\Delta p_{Venturi}$	dpV	II	relativ	0 - 200 mbar
Δp_{SKVD1}	dp	II	relativ	0 - 300 mbar
	SKVD1			
Δp_{SKVD2}	dp	II	relativ	0 - 300 mbar
	SKVD2			

Tabelle 5.8: Gesamte Messtechnik der Versuchsstände

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, p $\hat{=}$ Drucksensor, \dot{m} bzw. mp $\hat{=}$ Massenstromsensor, Δp bzw. dp $\hat{=}$ Differenzdrucksensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Kond $\hat{=}$ Kondensator, HM $\hat{=}$ Heizmedium, LLW \ddot{U} $\hat{=}$ Luft-Luft-Wärmeübertrager, SKVD $\hat{=}$ Seitenkanalverdichter, C $\hat{=}$ Coriolis, V $\hat{=}$ Venturi.

ung - die Messunsicherheitsbalken entsprechend der erweiterten Messgenauigkeit den Messwerten zugeordnet.

Name	Bezeichnung	Hersteller-messgenauigkeit	Erweiterte Messgenauigkeit	Messbereich
$T_{vDE,AM}$	T2	$\pm 0,15 - \pm 0,35$ K	$\pm 0,3 - \pm 0,7$ K	0 – 100°C
$T_{nDE,AM}$	T3	$\pm 0,15 - \pm 1,25$ K	$\pm 0,3 - \pm 2,5$ K	0 – 550°C
$T_{vDE,HM}$	T4	$\pm 0,15 - \pm 1,25$ K	$\pm 0,3 - \pm 2,5$ K	0 – 550°C
$T_{nDE,HM}$	T5	$\pm 0,15 - \pm 1,25$ K	$\pm 0,3 - \pm 2,5$ K	0 – 550°C
$p_{vDE,AM}$	p2	$\pm 0,5$ % des MS	$\pm 0,25$ % der MS	0 – 60 bar
$p_{nDE,AM}$	p3	$\pm 0,5$ % des MS	$\pm 0,25$ % der MS	0 – 60 bar
$p_{vDE,HM}$	p5	$\pm 0,5$ % des MS	$\pm 0,75$ % der MS	0 – 6 bar
\dot{m}_{AM} (Coriolis)	mpC	$\pm 0,5$ % des MW $\pm 0,2$ % des MW $\pm 0,1$ % des MW	$\pm 0,5$ % des MW	2 – 8 g/s 8 – 40 g/s 40 – 100 g/s
\dot{m}_{HM} (Venturi)	mpV	$\pm 2,0$ % des MW $\pm 1,0$ % des MW $\pm 0,5$ % des MW	$\pm 2,0$ % des MW $\pm 1,0$ % des MW $\pm 0,5$ % des MW	5 – 10 g/s 10 – 30 g/s 30 – 100 g/s
Δp_{HM}	dp	$\pm 0,07$ % des MS $\pm 0,25$ % des MS $\pm 0,12$ % des MS	$\pm 1,0$ % der MS	0 – 10 mbar 0 – 150 mbar 0 – 300 mbar

Tabelle 5.9: Messtechnik der Messgenauigkeitsklasse I inkl. erweiterter Messgenauigkeit

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, p $\hat{=}$ Drucksensor, \dot{m} bzw. mp $\hat{=}$ Massenstromsensor, Δp bzw. dp $\hat{=}$ Differenzdrucksensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium, MS $\hat{=}$ Messspanne, MW $\hat{=}$ Messwert, C $\hat{=}$ Coriolis, V $\hat{=}$ Venturi.

Die Messtechnik der Klasse II wird ebenfalls teilkalibriert (ohne Korrektur), um Sensoren mit groben Messunsicherheiten auszutauschen und somit die Bereitstellung und Reproduzierbarkeit der Prozessbedingungen zu gewährleisten. Für die Klasse-II-Sensoren ist hierbei eine Messgenauigkeit von $\pm 5\%$ von der Messspanne ausreichend.

Messunsicherheitsbestimmung

Für die Bewertung der Dampferzeuger am Versuchsstand sind die übertragene Leistung und der abgasseitige Druckverlust die wichtigsten Größen. Für beide wird eine Unsicherheitsbestimmung durchgeführt. Der Druckverlust wird direkt über einen Sensor erfasst und somit liefert die Kalibrierung dieses eine Aussage über die zu erwartende Messgenauigkeit.

Bezüglich der übertragenen Leistung ist diese Unsicherheitsbestimmung nicht nur von einer Messgröße abhängig und daher wird anhand einer Fehlerfortpflanzung die relevante Einzelmessunsicherheit die Messgenauigkeit berechnet. Hierfür wird die maximale Messunsicherheit der übertragenen Leistung für den Betriebsbereich des Versuchsstandes bestimmt. Die maximale Messunsicherheit ergibt sich aus der Annahme, dass sich die Einzelmessunsicherheiten aufsummieren.

In einem zweiten Schritt wird abgeschätzt, welche Messgenauigkeit sich unter realistischen Annahmen wahrscheinlich einstellen wird. Hierbei ist entsprechend der Ausführungen von Hoffmann (2007) davon auszugehen, dass sich systematische und/oder durch die Art der Anordnung des Sensors bedingte Messunsicherheiten vor und nach dem Dampferzeuger teilweise aufheben. Die Unsicherheit, der z. B. durch die Wärmeübertragung vom Fluid an den Sensor aufgrund der Anordnung des Sensors (z. B. quer oder längs angeströmt) entsteht, hebt sich bei gleichem Volumenstrom größtenteils gegenseitig auf.

Für die Berechnung der Fehlerfortpflanzung wird die Änderung der übertragenen Leistung bei Änderung aller eingehenden Messgrößen bestimmt. Ausgehend von Gleichung 2.3

$$\dot{Q} = \dot{M} \cdot (h_{in} - h_{out}) = \dot{M} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out}) \quad (2.3)$$

wird hierfür mit Hilfe einer Taylorreihe, abgebrochen nach dem ersten Glied⁵, die Änderung, z. B. des abgasseitigen Wärmestroms, wie folgt beschrieben:

$$\begin{aligned} \Delta \dot{Q}_{HM} = & \frac{\partial \dot{Q}_{HM}}{\partial T_{HM,in}} \Delta T_{HM,in} + \frac{\partial \dot{Q}_{HM}}{\partial T_{HM,out}} \Delta T_{HM,out} \\ & + \frac{\partial \dot{Q}_{HM}}{\partial p_{HM}} \Delta p_{HM} + \frac{\partial \dot{Q}_{HM}}{\partial \dot{M}_{HM}} \Delta \dot{M}_{HM} \end{aligned} \quad (5.2)$$

Hierin sind die Terme $\Delta T_{HM,in}$, $\Delta T_{HM,out}$, Δp_{HM} und $\Delta \dot{M}_{HM}$ die Messunsicherheiten der einzelnen Sensoren. Die partiellen Ableitungen sowie die detaillierten Taylorreihenentwicklungen sind im Anhang A.20 für den Wärmestrom der Abgas- und der Abgasrückführungsverschaltung und für den Wärmestrom des Arbeitsmediums aufgeführt.

Basierend auf den Messunsicherheiten der teilkalibrierten Temperatur- und Massensensorsensoren (erweiterte Messgenauigkeit), die im Anhang A.19 aufgeführt werden,

⁵Die Genauigkeit der Taylorreihe bei Abbruch nach dem ersten Glied ist hierbei ausreichend, vgl. Papula (2001, S. 562 ff.).

ergeben sich die in Tabelle 5.10, Spalte $\Delta\dot{Q}_{AG}/\dot{Q}_{AG}$, aufgelisteten maximalen Messunsicherheiten für die Bestimmung des Abgaswärmestroms.

Die Messunsicherheiten des Abgasrückführungswärmestroms und des arbeitsmedienseitigen Wärmestroms sind ebenfalls berechnet und im Anhang A.20 in den Tabellen A.42 und A.43 aufgelistet. Aufgrund der unterschiedlichen Temperatur- und Massenstrombereiche bei denen diese Wärmeströme auftreten, ergeben sich andere Messunsicherheiten.

Betriebspunkt							
Nr.	$T_{HM,in}$	$T_{HM,out}$	p_{HM}	\dot{M}_{HM}	\dot{Q}_{AG}	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AG}}{\dot{Q}_{AG}}$	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AG,real}}{\dot{Q}_{AG,real}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%	%
1	120	15	1	5	0,53	$\pm 3,1$	$\pm 2,3$
2	120	55	1	5	0,33	$\pm 4,0$	$\pm 2,5$
3	550	15	1	5	2,80	$\pm 2,6$	$\pm 2,2$
4	550	55	1	5	2,60	$\pm 2,7$	$\pm 2,2$
5	120	15	1	100	10,60	$\pm 1,6$	$\pm 0,8$
6	120	55	1	100	6,57	$\pm 2,5$	$\pm 1,0$
7	550	15	1	100	55,97	$\pm 1,1$	$\pm 0,7$
8	550	55	1	100	51,94	$\pm 1,2$	$\pm 0,7$
9	550	350	1	5	1,08	$\pm 4,4$	$\pm 2,6$
10	450	250	1	5	1,06	$\pm 3,9$	$\pm 2,5$
11	400	200	1	5	1,05	$\pm 3,6$	$\pm 2,4$
12	350	150	1	5	1,04	$\pm 3,4$	$\pm 2,4$
13	550	500	1	100	5,49	$\pm 11,6$	$\pm 3,3$
14	450	400	1	100	5,37	$\pm 9,5$	$\pm 2,8$
15	400	350	1	100	5,31	$\pm 8,5$	$\pm 2,5$
16	350	300	1	100	5,26	$\pm 7,5$	$\pm 2,2$

Tabelle 5.10: Messunsicherheitsbestimmung für den Abgaswärmestrom \dot{Q}_{AG}

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AG $\hat{=}$ Abgas, real $\hat{=}$ Erklärung s. nachfolgender Text.

Die in den Tabellen 5.10, A.42 und A.43 vorgegeben Betriebspunkte und die zugehörigen Messunsicherheiten liefern einen Überblick über die Messgenauigkeit des Wärmestroms beim Betrieb des Versuchsstandes. Diese Messgenauigkeiten bzw. Messunsicherheiten sind in den jeweiligen Abbildungen zu den Validierungsergebnissen in den Kapiteln 6.1 bis 6.4 eingetragen.

Für die Vorgabe der Betriebspunkte werden sowohl die Grenzen des Betriebsbereichs des Versuchsstandes bezüglich Temperatur und Massenstrom entsprechend Tabelle 5.1 (gilt für Nr. 1-8 in Tabelle 5.10, A.42 und A.43) als auch ausgewählte Temperatur- und Massenstromkombinationen, die zu maximalen Messunsicherheiten aufgrund der Temperatur- und Massenstromrandbedingungen führen (gilt für Nr. 9-16 in Tabelle 5.10 und A.42), genutzt. Hierbei ist zu beachten, dass mit abnehmendem Massenstrom und/ oder sinkender Temperaturdifferenz die prozentuale Messunsicherheit des Wärmestroms bei sonst gleichbleibenden Messunsicherheiten zunimmt. Daher berücksichtigen jeweils die letzten acht Betriebspunkte in den Tabellen 5.10 und A.42 im Anhang A.20 diese Kombinationen bei Einhaltung einer realistischen Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Austritt. Dabei sind die Temperaturdifferenzen zum einen auf dem allgemeinen Leistungsbereich der Abwärmernutzungsdampferzeuger (s. Anhang A.2 : $\dot{Q} < 50 \text{ kW}$) und zum anderen auf den Ergebnissen der Dampferzeugeroptimierung (s. Kapitel 4.2-4.4 : $1 \text{ kW} < \dot{Q} < 40 \text{ kW}$) begründet. Dies bedeutet, dass bei dem geringsten Abgas- oder Abgasrückführungsmassenstrom von fünf g/s die Temperaturdifferenz für einen Wärmestrom von einem Kilowatt bestimmt wird. Für den maximalen Massenstrom von 100 g/s sind fünf Kilowatt die Grundlage der Temperaturdifferenzbestimmung. Bei Berücksichtigung dieser Randbedingungen ergibt sich somit eine maximale Unsicherheit von 12% für den Abgaswärmestrom und von 11% für den Abgasrückführungswärmestrom. Für die Bestimmung des arbeitsmedienseitigen Wärmestroms treten die größten Abweichungen an den Grenzen des Betriebsbereichs des Versuchsstandes auf und somit reichen die Betriebspunkte Nr. 1-8 aus. Die maximale Unsicherheit beläuft sich hierbei auf 2,5%.

Unter der Annahme, dass systematische und/ oder durch die Art der Anordnung⁶ des Sensors bedingte Temperaturmessunsicherheiten vor und nach dem Prüfling nahezu identisch sind und sich dementsprechend gegenseitig aufheben, wird bei der realistischen Messunsicherheitsbestimmung (wahrscheinliche Unsicherheit - $\dot{Q}_{...,real}$) nur 25% der Terme $\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{in}} \Delta T_{in}$ und $\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T_{out}} \Delta T_{out}$ in der Taylorreihenentwicklung berücksichtigt. Diese Annahme beruht auf der Tatsache, dass die größten Messunsicherheiten des übertragenen Wärmestroms bei kleinen Temperaturdifferenzen zwischen Ein- und Austritt auftreten; hierbei jedoch die Unterschiede der Messunsicherheiten an den Sensoren vor und nach dem Dampferzeuger gering sind. Geringe Temperaturunterschiede bei konstantem Massenstrom führen zu geringen Volumenstrom-

⁶Die Einbaulage der Temperaturmessstellen im Dampferzeugerversuchsstand ist im Anhang A.21 in den Abb. A.126 und A.127 dargestellt.

differenzen und somit zu geringen Unterschieden in den Messunsicherheiten⁷. Bei großen Temperaturunterschieden und einem konstanten Massenstrom würde sich der Volumenstrom und somit die Geschwindigkeit am Ein- und Austritt stärker unterscheiden und die Temperaturunsicherheit sich nicht so stark gegenseitig aufheben wie bei geringen Temperaturunterschieden.

Somit reduzieren sich für alle Betriebspunkte die Wärmestromunsicherheiten und es ergeben sich für die realistischen Unsicherheiten die in Tabelle 5.11 aufgeführten Abweichungen entsprechend der ungünstigsten Betriebspunkte. Die realistischen Messunsicherheiten aller Betriebspunkte sind den Spalten $\Delta\dot{Q}_{...,real}/\dot{Q}_{...,real}$ in den Tabellen 5.10, A.42 und A.43 zu entnehmen.

Betriebspunkt	\dot{Q}	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AG,real}}{\dot{Q}_{AG,real}}$	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AGR,real}}{\dot{Q}_{AGR,real}}$	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AM,real}}{\dot{Q}_{AM,real}}$
Nr.13	5,37 kW	$\pm 3,3\%$	$\pm 4,2\%$	—
Nr.3	6,49 kW	—	—	$\pm 0,7\%$

Tabelle 5.11: Realistische Messunsicherheitsbestimmung für die Wärmeströme $\dot{Q}_{AG,real}$, $\dot{Q}_{AGR,real}$ und $\dot{Q}_{AM,real}$

Anm.: AG $\hat{=}$ Abgas, AGR $\hat{=}$ Abgasrückführung, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, real $\hat{=}$ Erklärung s. Text zuvor.

Eine letzte Unsicherheitsbestimmung (Tabelle 5.12 sowie A.44 und A.45 im Anhang A.20) basiert auf der realistischen Messunsicherheitsbestimmung und Betriebspunkten, die für einen optimierten Dampferzeuger angestrebt werden. Hierbei ist ein hoher Dampferzeugernutzungsgrad das Ziel, was einer realistischen Anwendung im Fahrzeug entspricht. Wertet man die Ergebnisse der Tabellen 5.12, A.44 und A.45 aus, ergibt sich eine Messunsicherheit für $\dot{Q}_{AG,real,\eta_{DE}}$ und $\dot{Q}_{AGR,real,\eta_{DE}}$ von $\pm 2,3\%$ und für $\dot{Q}_{AM,real,\eta_{DE}}$ von $\pm 0,5\%$.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass für die Differenzdruckmessung die Messgenauigkeit von der regelmäßigen Überprüfung bzw. Kalibrierung des Differenzdrucksensors abhängig ist. Hierbei wird vorausgesetzt, dass für den Messaufbau im Versuchsstand die Vorgaben des Deutschen Kalibrierdiensts berücksichtigt werden [Deutscher Kalibrierdienst (1998)]. Für die Messgenauigkeit der Wärmestromerfassung sind zwei Punkte von besonderer Bedeutung. Zum einen ist die Messunsicherheit stark betriebspunktabhängigkeit und zum anderen ist die Messunsicherheit des

⁷Dies können z. B. Ableitungsfehler oder Unsicherheiten aufgrund der Wärmeübertragung vom Fluid an den Sensor sein.

Betriebspunkt						
Nr.	$T_{HM,in}$	$T_{HM,out}$	p_{HM}	\dot{M}_{HM}	\dot{Q}_{AG}	$\frac{\Delta \dot{Q}_{AG,real,\eta_{DE}}}{\dot{Q}_{AG,real,\eta_{DE}}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%
17	550	120	1	5	2,27	$\pm 2,2$
18	450	120	1	5	1,72	$\pm 2,2$
19	400	120	1	5	1,45	$\pm 2,3$
20	350	120	1	5	1,19	$\pm 2,3$
21	550	120	1	100	45,37	$\pm 0,7$
22	450	120	1	100	34,44	$\pm 0,7$
23	400	120	1	100	29,07	$\pm 0,8$
24	350	120	1s	100	23,76	$\pm 0,8$

Tabelle 5.12: Realistische Messunsicherheitsbestimmung bei hohem Dampferzeugernutzungsgrad η_{DE} für den Abgaswärmestrom $\dot{Q}_{AG,real,\eta}$

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, HM $\hat{=}$ Heizmedium $\hat{=}$ Abgas, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AG $\hat{=}$ Abgas, real und η_{DE} $\hat{=}$ Erklärung s. Text zuvor.

abgasseitigen Wärmestroms deutlich größer als die Messunsicherheit des arbeitsmedienseitigen Wärmestroms.

Dies führt dazu, dass eine Validierung der Berechnung der optimierten Dampferzeuger im angestrebten Betriebsbereich bei Messunsicherheiten des Wärmestroms von $\pm 2,3\%$ für die Abgasseite und $\pm 0,5\%$ für die Arbeitsmedienseite durchgeführt werden kann.

Für eine Validierung einer einzelnen Nusseltkorrelation anhand des übertragenen Wärmestroms ist eine Vermessung über einen weiten Bereich der Betriebsparameter Temperatur und Massenstrom notwendig. Daher kann die Messgenauigkeitsbestimmung für hohe Dampferzeugernutzungsgrade (eingeschränkter Betriebsbereich) nicht herangezogen werden. Die realistische Messgenauigkeit liegt für den gesamten Betriebsbereich für die Abgasseite bei $\pm 3,3$ bzw. $\pm 4,2\%$ sowie für die Arbeitsmedienseite bei $\pm 0,7\%$. Für eine Validierung, speziell einer abgasseitigen Nusseltkorrelation, ist dann die Korrektur der Messunsicherheiten anhand der Kalibrierdaten zu empfehlen, um die Messgenauigkeit weiter zu erhöhen.

6 Vergleich zwischen Simulation und Messung

Zur Validierung der Ergebnisse der Dampferzeugerauslegung und -optimierung wurden zum einen ganze Dampferzeuger, die mittels der in dieser Arbeit vorgestellten Auslegungs- und Optimierungsrechnung entworfen wurden, und zum anderen einzelne Dampferzeugerteilgeometrien vermessen. Hierzu erfolgt entsprechend der Validierungsobjekte Rohrbündeldampferzeuger *RB-I*, Rohrbündeldampferzeuger *RB-II*, abgasseitiges Rohrbündel und abgasseitige Wirbelzelle eine Unterteilung in die folgenden vier Kapitel 6.1 - 6.4. Die beiden letzten Kapitel befassen sich mit abgasseitigen Geometrieformen eines Dampferzeugers, die im Druckverlustversuchsstand anhand von Geometrievariationen zur Validierung der Druckverlustgleichungen vermessen wurden. Bei den Validierungsobjekten der beiden ersten Unterkapitel handelt es sich um komplette Dampferzeugerprototypen.

Die zugehörigen Geometrieparameter aller Versuchsobjekte sind in den Kapiteln 5.1.2, 5.2.2 und 5.2.3 aufgeführt. Hier wird auch das jeweilige Versuchsprogramm vorgestellt. Für die beiden Rohrbündeldampferzeuger *RB-I* und *RB-II* ist dies die Vorgabe der Abgas- und Arbeitsmedienrandbedingungen Temperatur, Druck und Massenstrom. Für die isolierte Validierung der Druckverlustberechnung der Teilgeometrien Rohrbündel und Wirbelzelle wird eine Vermessung bei unterschiedlichen Reynoldszahlen durchgeführt. Diese Reynoldszahlen sind den jeweiligen Abbildungen mit den Validierungsergebnissen in den Kapiteln 6.3 und 6.4 zu entnehmen.

6.1 Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib*

Sowohl bei der Optimierung als auch bei der Validierung am Prüfstand werden die arbeitsmedienseitige Ein- und Austrittstemperatur sowie der Austrittsdruck vorgegeben. Auf der Abgasseite werden die Eintrittstemperatur, der -druck und der Massenstrom vorgegeben. Somit sind der arbeitsmedienseitige Massenstrom \dot{M}_{AM} , die abgasseitige Austrittstemperatur $T_{nDE, HM}$ sowie die beiden Druckverluste Δp_{HM}

und Δp_{AM} Ergebnis der Simulation und des Versuchs und werden miteinander verglichen.

Für die Validierung sind in den Abbildungen 6.1 bis 6.12 sowie A.148 und A.149 im Anhang A.24.1 die gemessenen und simulierten Validierungsgrößen (primäre Ordinate) sowie die zugehörigen prozentualen Abweichungen (sekundäre Ordinate) über der absoluten Messgröße aufgetragen. Zudem sind die entsprechenden Messunsicherheitsbalken der erweiterten Messgenauigkeit der Sensoren (s. Tabelle 5.9) den absoluten Messgrößen und den prozentualen Unsicherheiten zugeordnet. Teilweise liegen die Messunsicherheiten im Bereich der Größe der Symbole und sind nicht zu erkennen.

Für die Auswertung der Validierung, d. h. dem Vergleich zwischen Messung und Simulation, wird der prozentuale Anteil der Betriebspunkte, welche die Simulationsgenauigkeit einhalten, berechnet. Aufgeführt ist die Simulationsgenauigkeit in den Kapiteln 2.3.1 und 2.3.2. Die Betriebspunkte sind durch das zum Dampferzeuger gehörende Motorkennfeld definiert. Die Simulationsgenauigkeit ist mit Hilfe einer Spanne, wie z. B. $\pm 35\%$, angegeben. Wie bei der Messgenauigkeit handelt es sich auch bei der Simulationsgenauigkeit eigentlich um eine Simulationsungenauigkeit, da die angegebene Spanne den Bereich bestimmt, innerhalb der die Simulationsergebnisse variieren können. Die Bezeichnung Simulations- oder Berechnungsgenauigkeit wird aber größtenteils in der Literatur verwendet und daher auch in dieser Arbeit.

Beim Vergleich der Messwerte mit den Simulationswerten werden die Messunsicherheitsbalken der Messwerte berücksichtigt, so dass ein Simulationswert, der z. B. eine prozentuale Abweichung von $\pm 50\%$ vom Messwert hat, aufgrund des Messunsicherheitsbalkens von $\pm 100\%$ nur eine Übereinstimmung von 100% zur Simulationsgenauigkeit von $\pm 150\%$ hat (s. Abb. 6.5).

Die untersuchten Betriebspunkte sind so gewählt, dass das Motorkennfeld mit äquidistanten Schritten abgebildet wird (vgl. Abb. 6.16). Dies kann dazu führen, dass einzelne Validierungsgrößen bezogen auf ihren Validierungsbereich, z. B. der Arbeitsmedienmassenstrom \dot{M}_{AM} innerhalb $\dot{M}_{AM,min}$ und $\dot{M}_{AM,max}$, keine äquidistante Schrittweite aufweisen. Dies muss berücksichtigt werden, wenn die Validierungsergebnisse von der Fahrzeuganwendung auf andere Anwendungen übertragen werden sollen. Wenn z. B. 78% der Messwerte des Arbeitsmedienmassenstroms innerhalb einer Simulationsgenauigkeit von $\pm 7,5\%$ liegen, gilt dies für die Anwendung des Dampferzeugers im zugehörigen Motorkennfeld. Diese Genauigkeit kann mit guter Übereinstimmung auf andere Fahrzeuge übertragen werden, da ein repräsentatives

Motorkennfeld untersucht wurde. Es kann jedoch sein, dass sich die zu den Motorbetriebspunkten gehörenden Arbeitsmedienmassenströme bezüglich ihres Wertes in einem oder in mehreren Bereichen häufen. Somit gilt die prozentuale Angabe der Zugehörigkeit zu einem Simulationsgenauigkeitsbereich nicht automatisch für eine Anwendung, in der keine oder andere Häufungen auftreten.

6.1.1 Arbeitsmedienmassenstrom / Wärmestrom

Die arbeitsmedienseitige Massenstrommessung dient zugleich der Validierung des übertragenen Wärmestroms, da die arbeitsmedienseitigen Ein- und Austrittstemperaturen vorgegeben werden. Hierbei wird der Fehler in der Bestimmung der Enthalpie bzw. der spezifischen Wärmekapazität durch eine ungenaue Druckbestimmung sowohl in der Simulation als auch bei der Messung vernachlässigt. Dies ist aufgrund der Simulationsgenauigkeit des Eintrittsdrucks¹ von maximal $\pm 2,2$ bar (vgl. Abb. A.148 und A.149 im Anhang A.24.1²) und der erweiterten Messgenauigkeit der arbeitsmedienseitigen Drucksensoren von ± 150 mbar gerechtfertigt. Der Einfluss des Druckes auf die Stoffdaten ist gering.

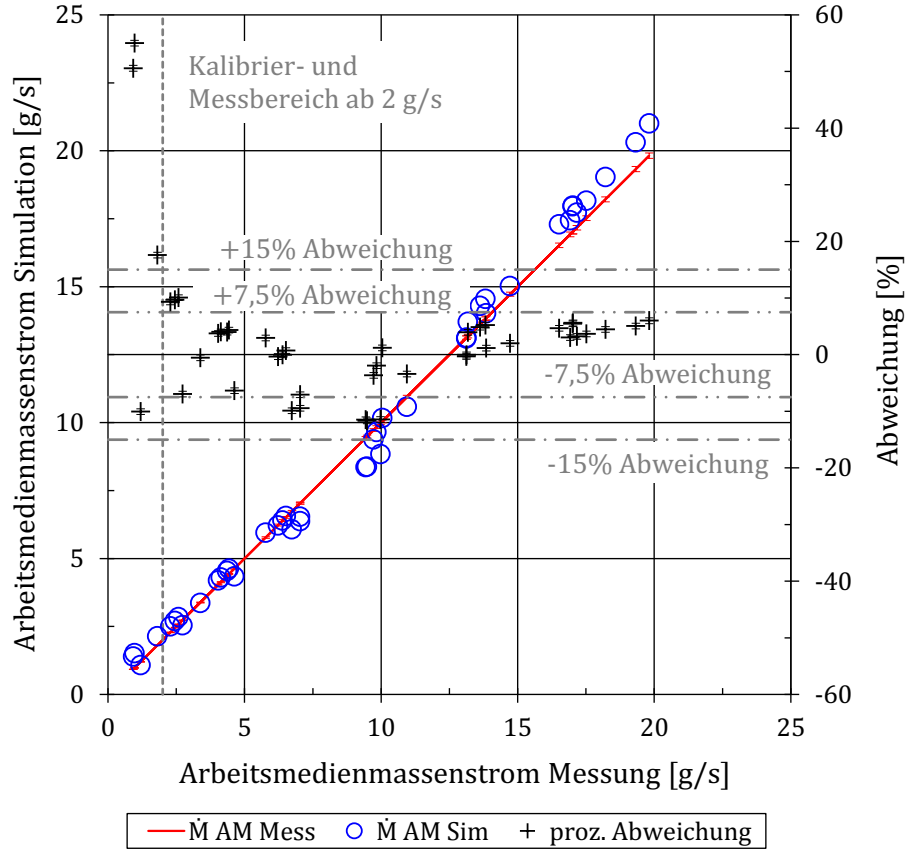
Zudem wird vernachlässigt, dass die Vorgabe der Ein- und Austrittstemperaturen (das Einstellen der Temperaturen) am Prüfstand Messunsicherheiten unterliegt. Dies ist jedoch ebenfalls gerechtfertigt, da die erweiterte Messgenauigkeit der Temperatursensoren, abhängig vom Betriebspunkt der Validierung, zwischen 1,3 K und 1,7 K liegt. Bezogen auf die Temperaturspreizung von 120 - 206 K ist dies maximal 1,1% und ist daher zu vernachlässigen.

Die Ergebnisse der Massenstromvalidierung für *RB-Ia* sind in Abbildung 6.1 dargestellt. Es ist zu erkennen, dass für den Kalibrier- und Messbereich, der bei zwei g/s beginnt, alle Abweichungen zwischen Simulation und Messung kleiner $\pm 15\%$ sind und bei 78% der Messwerte die Abweichung im Bereich von $\pm 7,5\%$ liegen. Die deutlich größeren Abweichungen bei Massenströmen von weniger als zwei g/s beruhen auf der Unterschreitung des Messbereichs des Sensors (vgl. Akukwe (2011)).

Zuvor Beschriebenes gilt ebenfalls für den Rohrbündel *RB-Ib*, dessen Validierungsergebnisse in Abbildung 6.2 dargestellt sind. Hier liegen 98% der Betriebspunkte innerhalb der Genauigkeit von $\pm 15\%$ und 80% innerhalb von $\pm 7,5\%$. Die absoluten

¹Dieser wird anhand des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes berechnet und hierbei die Simulationsgenauigkeit des Druckverlustes berücksichtigt.

²Im Anhang A.24.1 sind die Validierungsergebnisse für den arbeitsmedienseitigen Eintrittsdruck in den Abb. A.148 und A.149 aufgeführt. Für *RB-Ia* und *RB-Ib* liegen jeweils 100% im Bereich einer Simulationsgenauigkeit von $\pm 12,5\%$ und 80% bzw. 85% im Bereich von $\pm 10\%$.

Abbildung 6.1: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia - \dot{M}_{AM}$ Anm.: $\dot{M} \hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Temperaturmessabweichungen liegen für $RB-Ib$ ebenfalls zwischen 1,3 K und 1,7 K, was bei einer Betriebspunktabhängigen Temperaturspreizung von 129 K - 208 K zu einer auf die Spreizung bezogenen Abweichung von maximal 1,1% führt.

Zusätzlich wird der arbeitsmedienseitig aufgenommene Wärmestrom mit Hilfe einer Energiebilanz berechnet ($\dot{Q}_{AM} = \dot{m}_{AM} \cdot (h_{nDE,AM} - h_{vDE,AM})$) und mit den Ergebnissen der Massenstromvalidierung verglichen. Die Messgenauigkeit für den arbeitsmedienseitigen Wärmestrom wird, entsprechend der Ergebnisse der Wärmestrommessunsicherheitsbestimmung aus Tabelle 5.11, mit $\pm 0,7\%$ berücksichtigt. Hierbei ergeben sich für die arbeitsmedienseitige Wärmestromvalidierung (Energiebilanz) die gleichen Simulationsgenauigkeiten wie bei der arbeitsmedienseitigen Massenstromvalidierung. Die Abweichungen der Arbeitsmedienmassenstromvalidierung (s. Abb. 6.1 und 6.2) und der Wärmestromvalidierung unterscheiden sich für die Dampfzeuger $RB-Ia$ und $RB-Ib$ in allen 97 Validierungspunkten um weniger als $\pm 0,6\%$ -Punkte.

Die Validierungsergebnisse des Massenstroms bzw. des übertragenen Wärmestroms

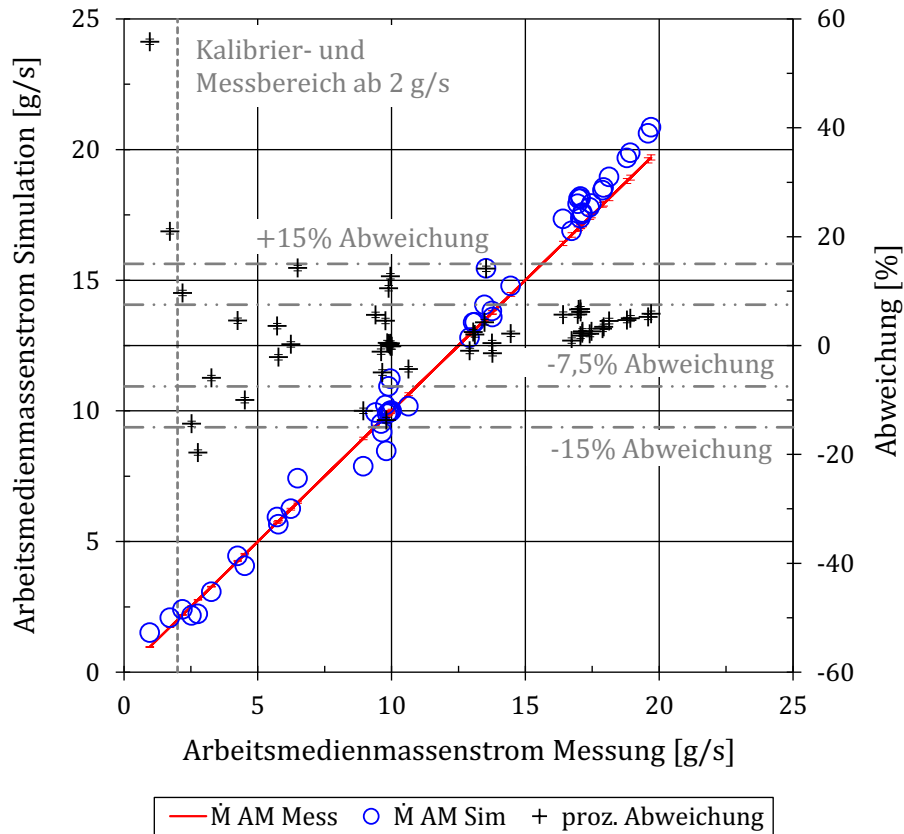


Abbildung 6.2: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ib - \dot{M}_{AM}$
 Anm.: $\dot{M} \hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

entsprechen der Erwartung. Die Berechnungsgenauigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite, der sowohl den Wärmeübergang an sich als auch die Berechnungsgenauigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten limitiert, liegt nach Gnielinski (1978) bei $\pm 15\%$ (vgl. Kapitel 6.1.3). Ein- und Austrittstemperaturen sowie Austrittsdruck auf der Arbeitsmedienseite werden vorgegeben. Des Weiteren sind die Dichte sowie die sensible und latente Wärme berechenbar. Die hierfür notwendigen Temperaturen und Drücke sind mit ausreichender Genauigkeit, wie zuvor beschrieben, am Prüfstand einstellbar bzw. berechenbar³.

Berücksichtigt man die zugrundeliegende Geometrievariation der Dampferzeugeroptimierung, der die Simulation gerecht werden muss, und die zugehörige Variation der Betriebspunkte, ist die erzielte Auslegungsgenauigkeit der Dampferzeugerleistung für eine Auslegung im Vorserienstadium⁴ nach Erfahrungen des Autors gut.

³Der Eintrittsdruck wird mit Hilfe des simulierten arbeitsmedienseitigen Druckverlustes berechnet.

⁴Im Fall einer Serienentwicklung und somit einer höheren Stückzahl von Dampferzeugern erfolgt

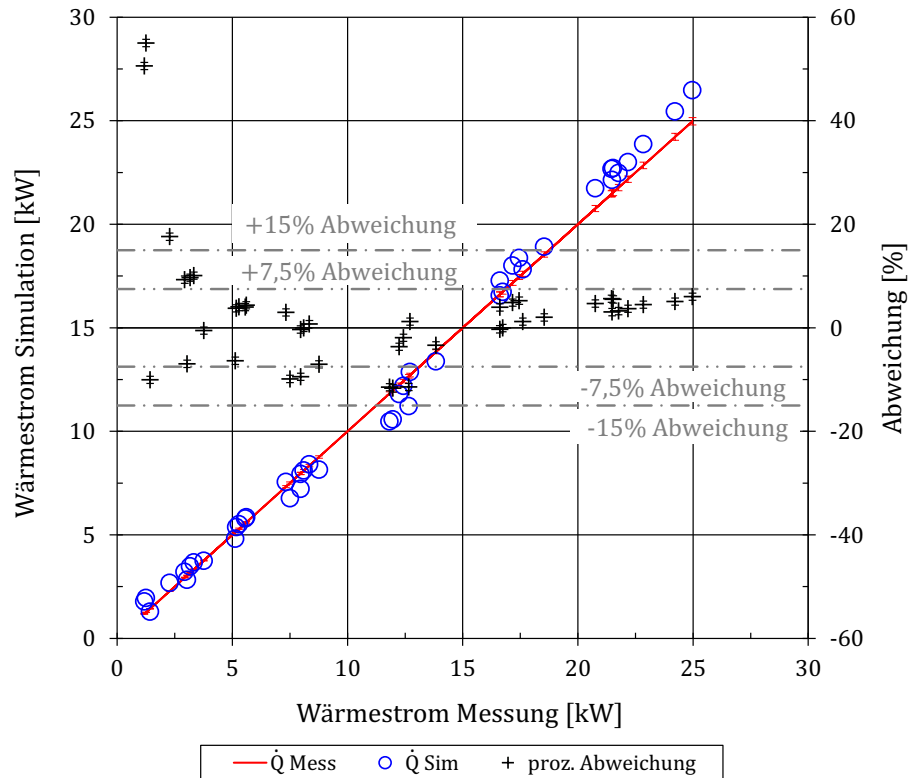


Abbildung 6.3: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia - \dot{Q}_{AM}$
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

An dieser Stelle wird vorab die Vernachlässigung der abgasseitigen Ein- und Austrittstrichter genannt. Wie groß der Einfluss der Trichter auf den Wärmeübergang bei den Dampfzeugern $RB-Ia$ und $RB-Ib$ ist, kann nicht abschließend bestimmt werden. Da jedoch die Auswirkungen auf den heizmedienseitigen Druckverlust gering sind (vgl. Abb. 6.11 und 6.12) und die Simulationswerte des übertragenen Wärmestroms innerhalb der von Gnielinski (1978) angegebenen Genauigkeit von $\pm 15\%$ liegen, ist davon auszugehen, dass der Einfluss gering ist. Es zeigt sich jedoch im weiteren Verlauf der Validierung, dass der Einfluss beim Validierungsrohrbündel $RB-II$ größer ist.

nach Hoetger (2014) eine weiterführende Optimierung anhand zahlreicher Feldversuche. Hierbei werden die Simulationsgleichungen der Auslegung anhand der Feld Versuchsergebnisse angepasst. Dies würde zu einer Verbesserung der Simulationsgenauigkeit führen und es würde sich nicht mehr um eine Vorserie handeln.

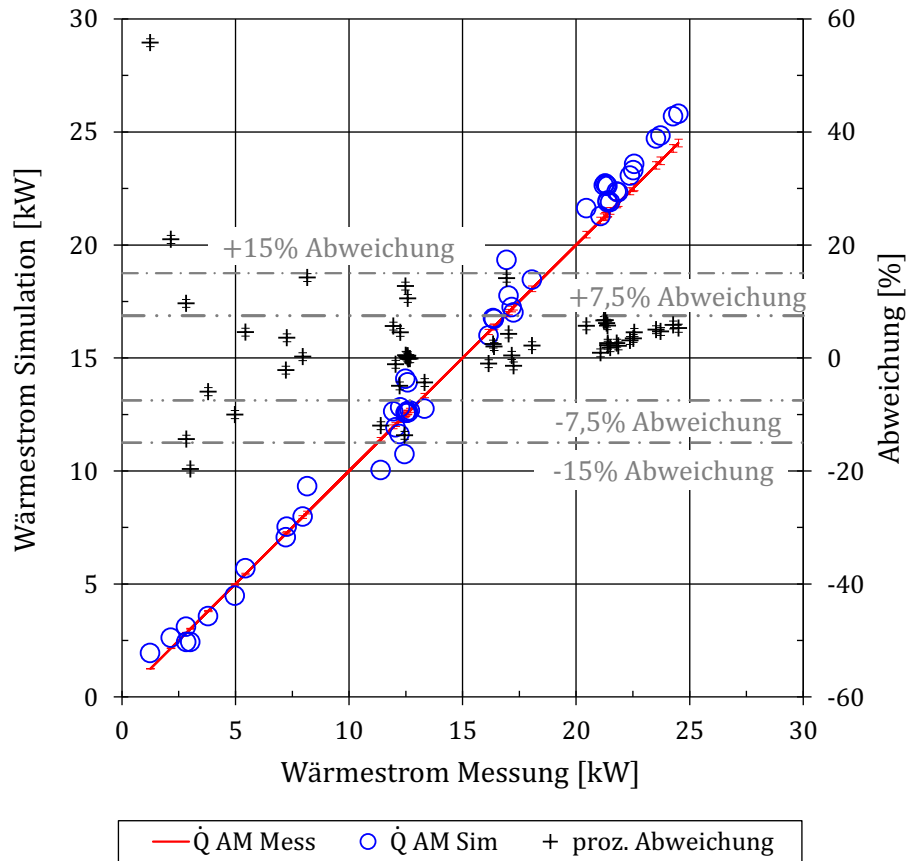


Abbildung 6.4: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ib - \dot{Q}_{AM}$
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

6.1.2 Arbeitsmedienseitiger Druckverlust

In den Abbildungen 6.5 und 6.6 sind die Ergebnisse der arbeitsmedienseitigen Druckverlustvalidierung dargestellt. Für $RB-Ia$ liegen 91% der untersuchten Betriebspunkte in einem Simulationsgenauigkeitsbereich von $\pm 200\%$ und 55% im Bereich von $\pm 100\%$. Für $RB-Ib$ sind es 87% und 30%. Die Abweichung von größer -100% entsteht in der Berechnung aufgrund der Tatsache, dass die prozentuale Abweichung zwischen Simulations- und Messwert, bezogen auf den Messwert, auf die zum Messwert gehörige Messunsicherheitsspanne addiert wird. Diese Rechenformalität kann zu Abweichungen größer -100% führen, was physikalisch bei einem Druck jedoch nicht möglich ist.

Neben der Angabe der Simulationsgenauigkeit ist jedoch viel entscheidender, dass der arbeitsmedienseitige Druckverlust für beide Dampfzeugervariationen zu niedrig berechnet wird. In den Abbildungen 6.5 und 6.6 ist diese Systematik zu erkennen.

Im Mittel liegen die simulierten Druckverluste für *RB-Ia* 65% und für *RB-Ib* 85% unterhalb der gemessenen Werte.

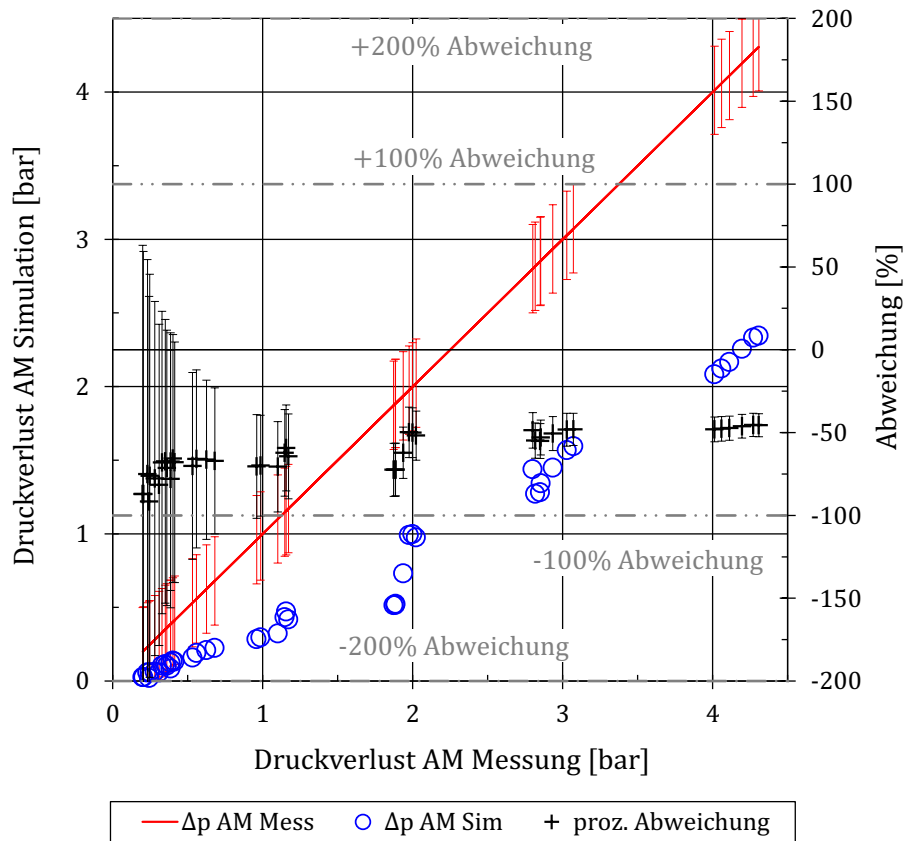


Abbildung 6.5: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ia* - Δp_{AM}
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Für die großen Abweichungen zwischen Simulation und Messung werden im Folgenden sechs Gründe diskutiert. Es ist jedoch nicht quantitativ zu bestimmen, welche Vereinfachung bzw. Annahme sich wie stark auf die Abweichungen auswirkt. Hierfür müssten die Einflussgrößen isoliert variiert und dann vermessen werden. Da dies mit Hilfe der bestehenden Validierungsdampferzeuger nicht möglich ist, werden im Folgenden die sechs Gründe erklärt. Im Anschluss werden, basierend auf den Erfahrungen mit der Dampferzeugeroptimierung und allgemeinen Überlegungen, mögliche Einflüsse und Abhängigkeiten von den Gründen aufgezeigt:

Erster Grund ist die große Messunsicherheit der arbeitsmedienseitigen Differenzdrucksensoren von ± 300 mbar. Bei kleinen Druckverlusten kann die Messunsicherheit somit größer als der gemessene Differenzdruck sein. Dies ist in den Abbildungen 6.5 und 6.6 an den Messunsicherheitsbalken zu erkennen. Ohne Berücksichtigung

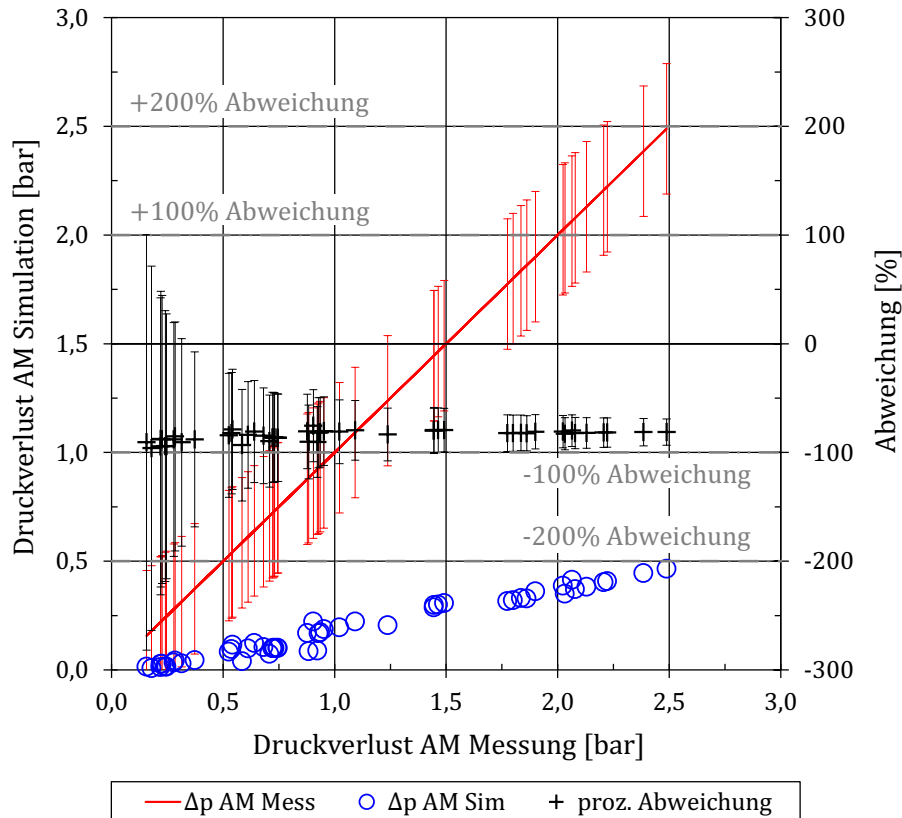


Abbildung 6.6: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ib* - Δp_{AM}
 Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

dieser Messunsicherheiten ergeben sich Unsicherheiten in einem Korridor für *RB-Ia* von -45% bis -92% und für *RB-Ib* von -75% bis -95%.

Der **zweite** Grund ist die Berechnung des Druckverlustes im Zweiphasengebiet mittels des heterogenen Modells. Die Berechnungsgenauigkeit wird von Kraume (2004) mit $\pm 50\%$ angegeben.

Der **dritte** Grund ist die Berechnungsgenauigkeit des Siedebeginns. Die Simulationsgenauigkeit der Wärmeübertragerleistung in jedem Sektor führt zu einer Unsicherheit bei der Bestimmung der Rohrreihe, in welcher der Siedevorgang beginnt. Für *RB-Ib* ist dies zudem der Punkt, an dem auf der Arbeitsmedienseite eine Änderung in der Arbeitsmedienführung vorliegt (Passzahlwechsel). Beginnt der Siedevorgang entsprechend der Berechnung beispielsweise nach der Hälfte der zur Wärmeübertragung zur Verfügung stehenden Fläche ergibt sich für den Siedebeginn folgende Berechnungsgenauigkeit:

Bei 65 Rohrreihen und einer Berechnungsgenauigkeit der übertragenen Leistung von

$\pm 15\%$ folgt eine Unsicherheit von ungefähr ± 5 Rohrreihen ($65/2 \cdot 0,15$). Auch die Bestimmung des Endes des Zweiphasengebietes ist ungenau. Wird nun der Druckverlust und die Größe eines Bereiches (Anzahl der Rohrreihen) ungenau berechnet, kann dies die ungenaue Berechnung des gesamten Druckverlustes verstärken.

Der **vierte** Grund ist die Annahme, dass konstruktiv bei allen Rohrbündeldampferzeugern die Umlenkungen der Arbeitsmedienströmung am Kopf und am Boden des Wärmeübertragers mit 180° -Bögen umgesetzt werden. Dies stellt bei den beiden Validierungsrohrbündeldampferzeugern eine Vereinfachung dar, da es sich eher um Umlenkungskästen in Form eines Rechtecks auf der Kopfseite und in Form eines Kanals auf der Bodenseite handelt (s. Abb. 5.5). Speziell die Umlenkungen auf der Bodenseite führen zu deutlich höheren Druckverlusten als bei der Abbildung mit je einem 180° -Bogen je Rohr berechnet werden. Dies liegt daran, dass das Arbeitsmedium aus drei bzw. vier Rohren in einen und durch einen Kanal mit der Breite und Höhe einer Rohrreihe, bei der Umlenkung im Bodenteil, strömt. Bei *RB-Ia* trifft dies im ganzen Dampferzeuger und bei *RB-Ib* im Bereich der einphasigen Erwärmung zu. Diese Einschnürung wird in der Simulation nicht berücksichtigt. Im Rohrbündel verteilt sich nach der Einschnürung der Massenstrom wieder auf drei bzw. vier Rohre.

Der **fünfte** Grund ist die vereinfachte Berechnung der Arbeitsmedienaufteilung auf halbe Rohre bei einer Passzahl von zwei. Die Auswirkungen werden im Kapitel 4.7.7 abgeschätzt. Für *RB-Ia* führt dies zu einem um 2% und für *RB-Ib* um 1% zu hoch berechneten arbeitsmedienseitigen Druckverlust, was jedoch nicht die Vermessung der höheren Druckverluste erklärt. Der **sechste** Grund ist die Vernachlässigung des Druckverlustes in der Umlenkung im Bereich der zweiphasigen Strömung. Für diesen Bereich haben die Gleichungen für die 180° -Bögen nach Kraume (2004) keine Gültigkeit.

Die ersten drei Gründe beruhen auf Sensor- oder Simulationsgenauigkeiten, für die keine Richtung der Abweichung (positiv oder negativ) vorhergesagt werden kann. Es kommt zu einer statistischen Verteilung. Der Einfluss des ersten Grundes wirkt sich, speziell bei höheren Druckverlusten, prozentual am geringsten aus, da zum einen die Messunsicherheit hier geringer ist als der gemessene Druck und zum anderen sich die systematischen Messunsicherheiten vor und nach dem Dampferzeuger teilweise gegenseitig aufheben. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass das Arbeitsmedium am Eintritt flüssig und am Austritt gasförmig vorliegt und mit deutlich höherer Geschwindigkeit strömt. Dies reduziert das gegenseitige Aufheben der Messunsicherheiten. Der vierte und sechste Grund sind Vereinfachungen, die beide zu einem zu

gering berechneten Druckverlust führen. Grund fünf führt zu zu hoch berechneten Druckverlusten, hat mit 2% bzw. 1% jedoch einen geringen Einfluss.

Hinsichtlich der reinen Simulationsgenauigkeit ist festzuhalten, dass die getroffenen Annahmen zur Berechnung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes für eine präzise Druckverlustbestimmung unzureichend sind. Da jedoch der arbeitsmedienseitige Druckverlust keine Bewertungsgröße der Optimierung darstellt, sind die vereinfachenden Annahmen für die Anforderungen dieser Dampferzeugerauslegung und -optimierung ausreichend. Sie ermöglichen die Berechnung aller Rohrbündelgeometrieausprägungen trotz großer Geometrievariation.

6.1.3 Abgasaustrittstemperatur / Wärmestrom

In den Abbildungen 6.7 und 6.8 sind die Ergebnisse der Heizmedienaustrittstemperaturvalidierung dargestellt. Es liegen bezüglich *RB-Ia* 93% der Betriebspunkte innerhalb einer Genauigkeit von $\pm 15\%$ und 82% innerhalb von $\pm 10\%$. Für die Geometrievariation *RB-Ib* liegen 91% und 87% innerhalb dieser Gültigkeitsgrenzen. Zudem liegt für beide Dampferzeuger eine geringe Systematik hin zu zu hoch berechneten Abgasaustrittstemperaturen vor. Der Großteil der Abweichungen liegt zwischen 0% und +5%.

Neben der Validierung der Temperaturberechnung dienen die Ergebnisse ebenso der Untersuchung der Simulationsgenauigkeit des übertragenen Wärmestroms. Sowohl der simulierte als auch der gemessene Wärmestrom werden anhand einer Energiebilanz mit Hilfe der abgasseitigen Ein- und Austrittstemperaturen sowie des Massenstroms berechnet ($\dot{Q}_{HM} = \dot{m}_{HM} \cdot c_{p,HM} \cdot (T_{vDE,HM} - T_{nDE,HM})$). Die Messgenauigkeit des heizmedienseitigen Wärmestroms beträgt, entsprechend der Ergebnisse der Wärmestrommessunsicherheitsbestimmung aus Tabelle 5.11, $\pm 3,3\%$. Die zugehörigen Validierungsergebnisse sind in den Abbildungen 6.9 und 6.10 dargestellt.

Bei der Berechnung des übertragenen Wärmestroms anhand der Heizmedientemperaturen werden, wie auch in der Dampferzeugerberechnung im Kapitel 4, die Verluste an die Umgebung aufgrund der guten Isolierung⁵ vernachlässigt. Für den Dampferzeuger *RB-Ia* ergibt sich für den heizmedienseitigen Wärmestrom eine Einhaltung der Genauigkeit von $\pm 20\%$ zu 100% und von $\pm 10\%$ zu 73%. Für den Dampferzeuger

⁵Im Anhang A.24.1 werden für die Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* die Wärmeverluste an die Umgebung berechnet. Diese sind im Mittel kleiner als 5% des übertragenen Wärmestroms vom Heizmedium zum Arbeitsmedium. Absolut sind dies im Mittel Wärmeverluste von 0,7 kW und maximal 1,3 kW.

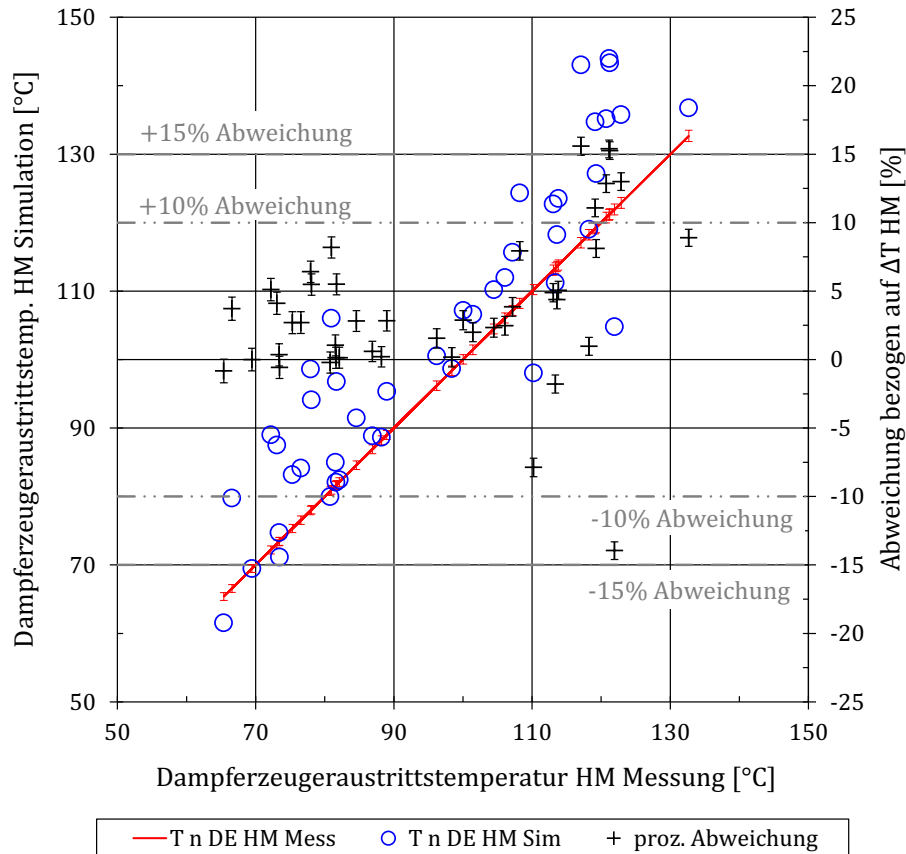


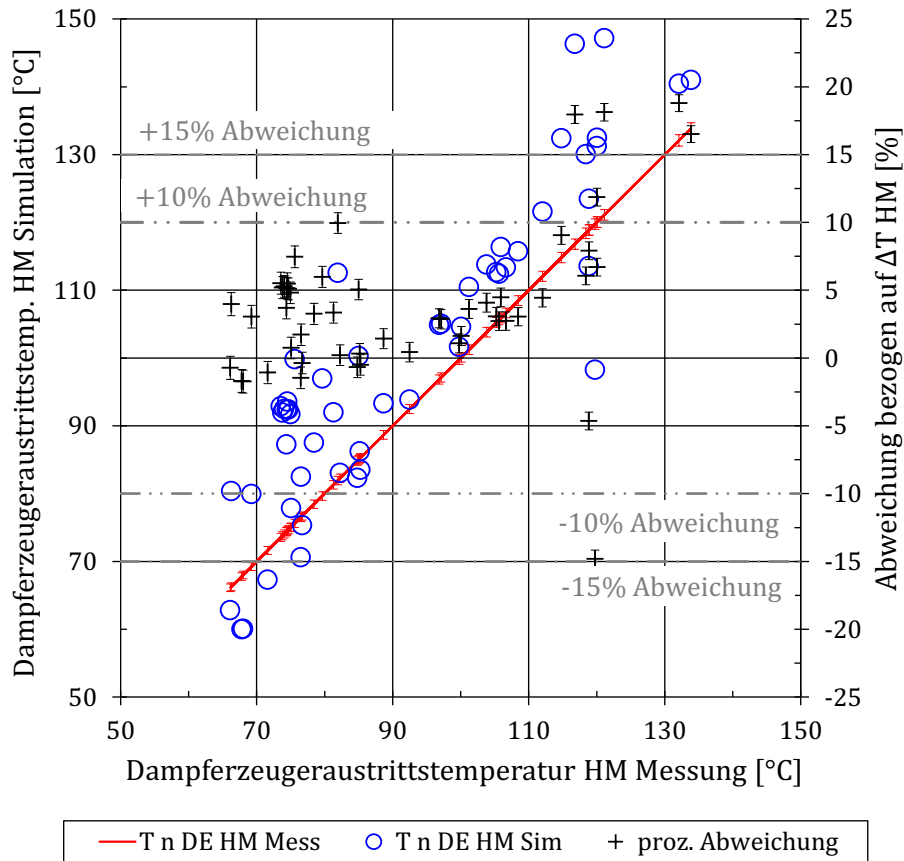
Abbildung 6.7: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia - T_{nDE, HM}$

Anm.: $T \hat{=}$ Temperatur, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $Mess \hat{=}$ Messung, $Sim \hat{=}$ Simulation.

$RB-Ib$ sind es 94% und 81%. Die Systematik der zu hoch berechneten Temperaturen und folglich der zu niedrig berechneten Wärmeströme besteht weiterhin.

Gnielinski (1978), dessen Berechnungsgleichungen in der Auslegung verwendet werden, gibt für den Reynoldszahlbereich von 10^3 bis $5 \cdot 10^4$ eine Simulationsgenauigkeit von $\pm 15\%$ für die Berechnung des heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten an. Bei der Validierung der Berechnung der Dampferzeuger $RB-Ia$ und $RB-Ib$ wird dieser Reynoldszahlbereich von 96% der Messwerte eingehalten. Die Ergebnisse bei der Rohrbündeldampferzeuger zusammen betrachtet, führen zu einer Übereinstimmung von 88% hinsichtlich der Genauigkeit von $\pm 15\%$, was den Ergebnissen von Gnielinski (1978) sehr nahe kommt.

Für den Vergleich der Versuchsergebnisse des heizmedienseitigen Wärmestroms mit der Berechnungsgenauigkeit für den heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten sind jedoch zwei Annahmen zu treffen, von denen mindestens eine zutreffen



muss. Zum einen, dass die Simulationsungenauigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten der Arbeitsmedienseite (Rohrströmung) kleiner ist als die auf der Heizmedienseite (Rohrbündel) und somit die Heizmedienseite bestimmend für die Simulationsungenauigkeit ist. Zum anderen, dass der heizmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient den Wärmedurchgangskoeffizient limitiert. Ersteres gilt für die einphasige Strömung und wird durch die Ausführungen im Grundlagenkapitel 2.3.1 bestätigt. Zweiteres ist näherungsweise der Fall, wenn der heizmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient viel geringer ist als der auf der Arbeitsmedienseite und als die Wärmeleitung in der Trennwand. Für den Quotienten aus Wärmeleitfähigkeit und Trennwanddicke trifft dies für beide Rohrbündeldampferzeuger zu. Er liegt in allen Bilanzräumen bei jedem Betriebspunkt mindestens um einen Faktor von 50 über dem heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten.

Der arbeitsmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient im Bereich der einphasigen

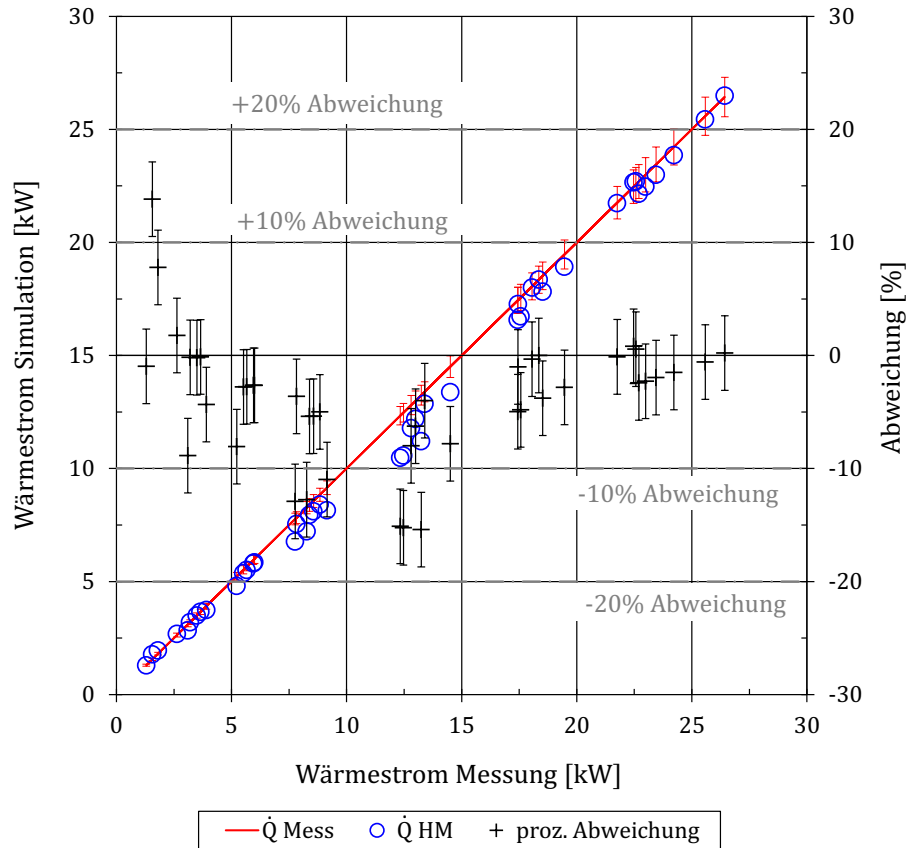


Abbildung 6.9: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia - \dot{Q}_{HM}$
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Strömung (Sektor I und III, s. Abb. 2.8) liegt im Mittel für $RB-Ia$ um einen Faktor von 2,4 und für $RB-Ib$ um einen Faktor von 2,0 über dem heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten.⁶ Im Bereich der Verdampfung weisen die Dampferzeugervariationen $RB-Ia$ und $RB-Ib$ im Mittel Faktoren von über 4,4 und 5,1 auf. Insgesamt trifft diese Annahme bei 88% der Betriebspunkte zu.

Bei 12% der 97 Betriebspunkte ist der heizmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient jedoch größer als der arbeitsmedienseitige Wärmeübergangskoeffizient. 8%-Punkte entfallen auf den Bereich der einphasigen Erwärmung und 4%-Punkte auf den Bereich der Verdampfung und hier auf die Bereiche des unterkühlten und kritischen Siedens (dryout).

⁶Der höhere mittlere Faktor von 2,4 beim $RB-Ia$ basiert auf der Arbeitsmedienführung. Bei $RB-Ia$ ist die Passzahl im gesamten Dampferzeuger zwei und bei $RB-Ib$ nur im Bereich bis zum Siedepunkt zwei und dann eins. Eine Passzahl von eins führt zu niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten und somit zu geringeren Wärmeübergangskoeffizienten.

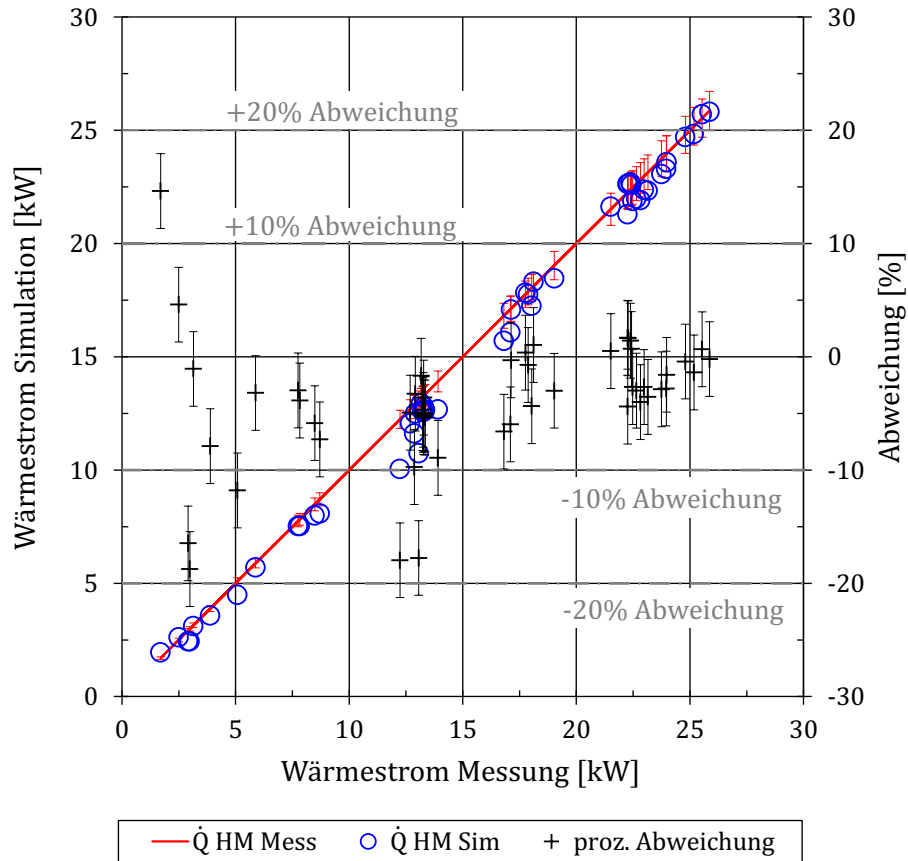


Abbildung 6.10: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ib - \dot{Q}_{HM}$
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Da im Bereich der einphasigen Strömung die Berechnungsgenauigkeit auf der Arbeitsmedienseite größer ist als auf der Heizmedienseite, trifft mindestens eine Annahme bei 96% der validierten Betriebspunkte zu. Somit ist der Vergleich der Validierungsergebnisse des heizmedienseitig übertragenen Wärmestroms mit den Validierungsergebnissen des heizmedienseitigen Wärmeübergangskoeffizienten nach Gnielinski (1978) gerechtfertigt.

Die bereits im Kapitel 6.1.1 genannte Vernachlässigung der Trichter hat keine anhand der Validierungsergebnisse erkennbaren Auswirkungen auf die Berechnung der Abgasaustrittstemperaturen. Eine mögliche Ungleichverteilung des Abgasstroms über den Eintrittsquerschnitt im Versuch würde zu einer verringerten Ausnutzung der Wärmeübertragerfläche und somit zu einer schlechteren Wärmeübertragung führen. Der gemessene Wärmestrom wäre folglich kleiner als der berechnete. Da jedoch die Simulationsergebnisse unterhalb der Messergebnisse liegen, trifft dies nicht zu

oder es gibt eine weitere Unsicherheit in der Berechnung, welche die Nichtberücksichtigung der Trichter überkompensiert und zu den zu niedrig berechneten Ergebnissen führt. Dies ist jedoch unwahrscheinlich.

6.1.4 Abgasseitiger Druckverlust

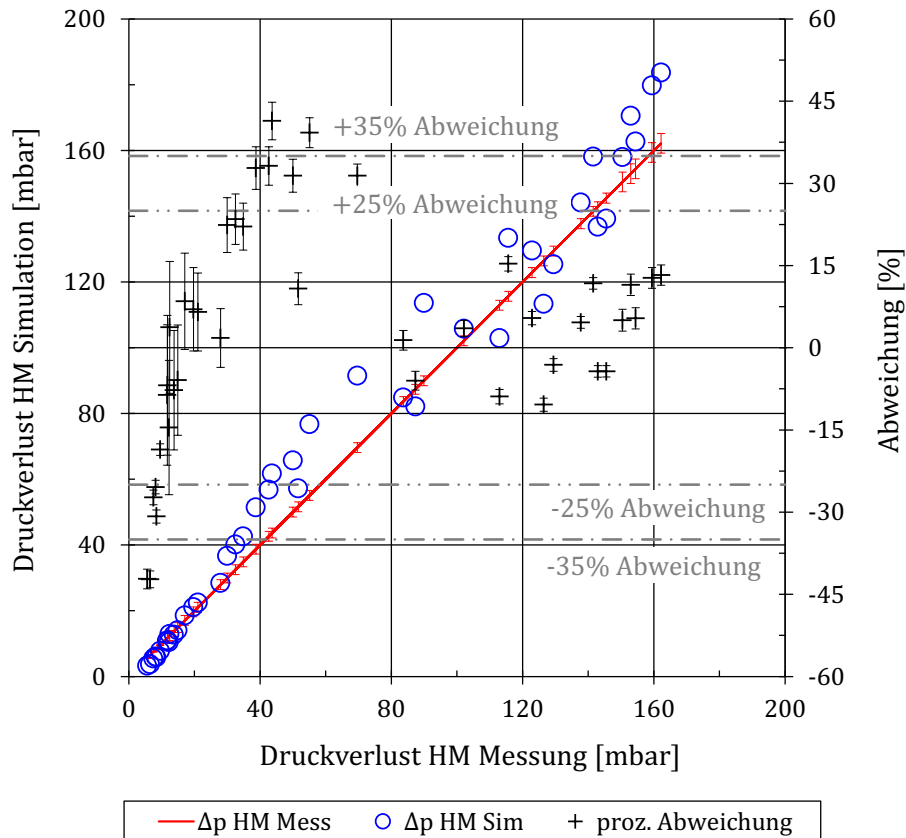
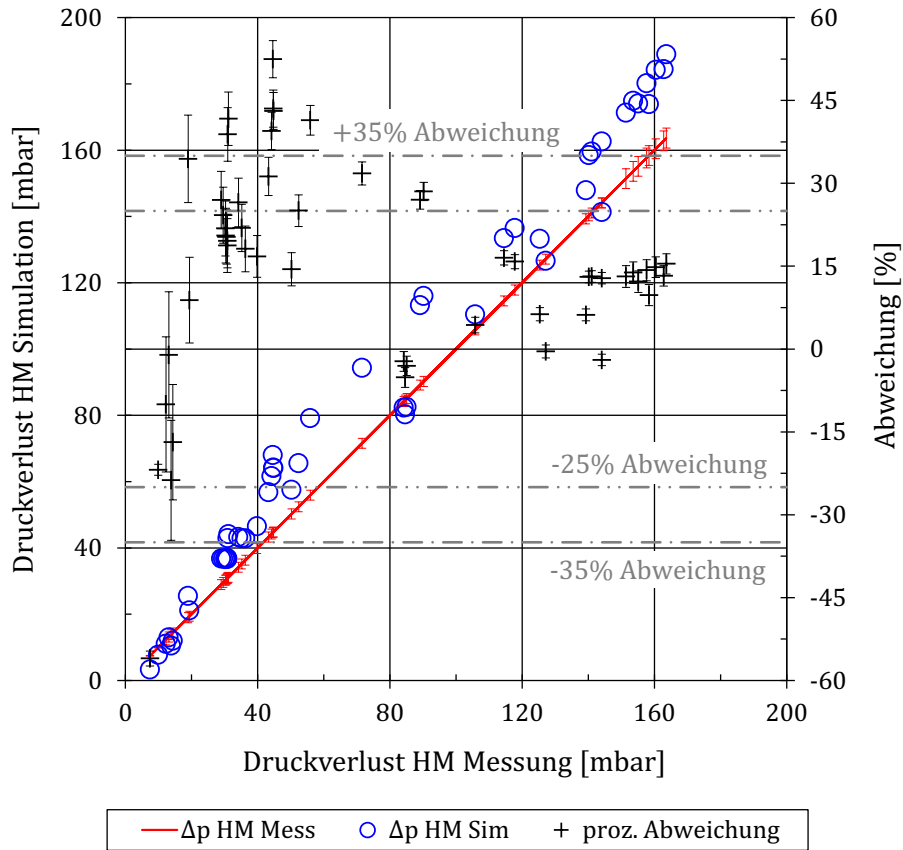


Abbildung 6.11: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ia* - Δp_{HM}

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Die zur Berechnung der heizmedienseitigen Druckverluste genutzten Korrelationen erfüllen nach Gaddis und Gnielinski (1983) die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ zu 97% und 90%. Aus diesem Grund werden die Validierungsergebnisse hinsichtlich dieser Toleranzen bewertet. In den beiden folgenden Abbildungen sind daher die Validierungsergebnisse der beiden Dampfzeugervariationen hinsichtlich der Druckverluste im Heizmedium dargestellt. Der Dampfzeuger *RB-Ia* erfüllt die Genauigkeitsbereiche von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ zu 86% und zu 64%. Beim Dampfzeuger *RB-Ib* liegen 83% und 57% der Betriebspunkte innerhalb dieser Bereiche. Es zeigt

Abbildung 6.12: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ib* - Δp_{HM} Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

sich, dass die Abweichungen bei beiden Dampferzeugern, speziell für den Genauigkeitsbereich von $\pm 25\%$, deutlich größer sind als von Gaddis und Gnielinski (1983) angegeben. Zudem deutet sich in den Messwerten eine Schwingung an, ersichtlich in den prozentualen Abweichungen in Abbildung 6.11 und 6.12. Festzuhalten ist, dass die Abweichungen sowohl positiv als auch negativ sind und sich über einen Bereich von ungefähr $\pm 40\%$ erstrecken. Bildet man trotz der Schwingung einen Mittelwert der prozentualen Abweichungen, deutet dieser auf einen um ca. 10% ⁷ zu hoch simulierten Druckverlust hin.

Als Ursache für die Abweichungen zwischen Messung und Berechnungsgenauigkeit nach Gaddis und Gnielinski (1983) werden im Folgenden drei Gründe diskutiert und zudem die Ergebnisse der reinen Druckverlustvermessungen des gleichen Rohrbündels v_9 ⁸ betrachtet. Die drei Gründe sind entstehende Wirbel aufgrund der Rohr-

⁷Die mittlere Abweichung bei *RB-Ia* ist 4% und bei *RB-Ib* 15%.⁸Das gleiche Rohrbündel, dessen Geometrieparameter im Anhang A.18 in Abb. A.81 dargestellt

anordnung, die kleinen Rohrdurchmesser der Validierungsrohrbündel und die Vernachlässigung der Ein- und Austrittstrichter.

Zur Überprüfung des **ersten Grundes**, des schwingenden Verhaltens der Validierungsergebnisse bei *RB-Ia* und *RB-Ib* werden in Abbildung 6.13 die prozentualen Abweichungen zwischen simuliertem und gemessenem abgasseitigen Druckverlust über der Reynoldszahl aufgetragen. Hierbei wird die Schwingung im gesamten Versuchsbereich deutlich. Vermutete Ursache hierfür sind Wirbel, die sich hinter den umströmten Rohren ablösen.

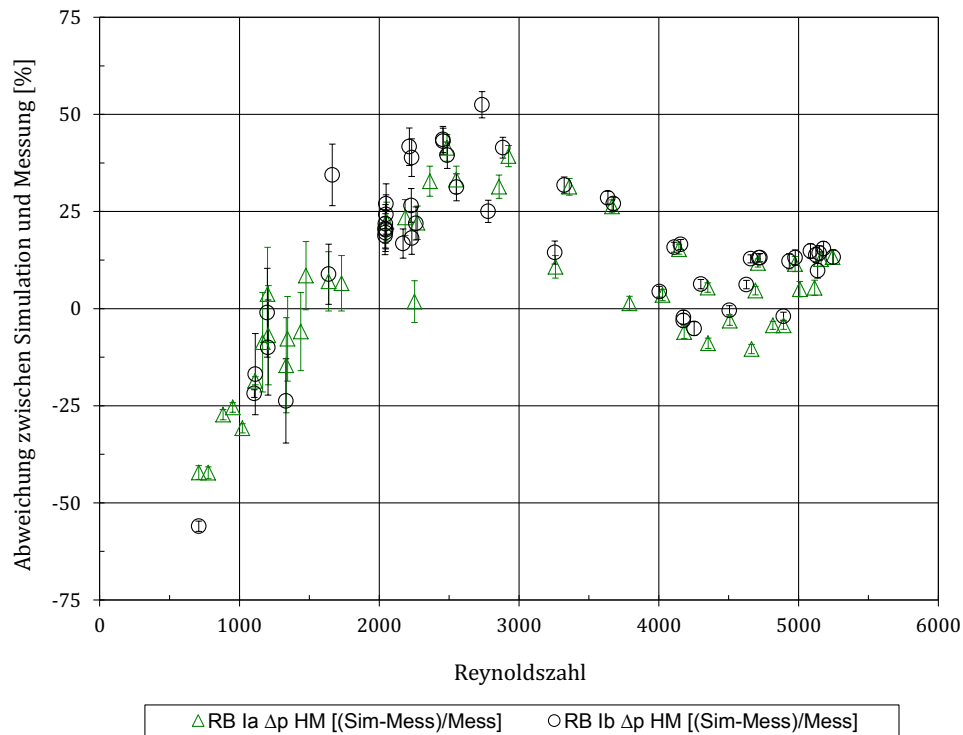


Abbildung 6.13: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ia* und *RB-Ib* - Schwingungen in den Δp_{HM} -Messwerten

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

Die Wirbeleigenschaften, wie z. B. Größe, Form, Abrisslänge und der Drall der Wirbel, sind von der Reynoldszahl abhängig. In dem Fall, dass eine Resonanz zwischen Wirbeleigenschaft und Rohranordnung auftritt, die z. B. zu einer Verstärkung der einzelnen Wirbel führen kann, ist dies in den Messwerten des Druckverlustes in Form

sind, wird entsprechend der Vorgabe von Gaddis und Gnielinski (1983) anhand der dimensionslosen Geometrieparameter $a=1,66$ und $b=1,0$ bestimmt. S. hierzu Abb. 2.19. Dieses Rohrbündel wird im Strömungskanal vermessen (s. Kapitel 6.3).

einer Schwingung zu erkennen. Im Mittel steigt der Druckverlust im Rohrbündel. Bei den beiden Validierungsrohrbündeln *RB-Ia* und *RB-Ib* liegt wahrscheinlich eine periodische Struktur einer oder mehrerer Wirbeleigenschaften (z. B. Wirbelabrislänge) vor, die der periodischen Struktur der Rohranordnung (z. B. Rohrreihenabstand) entspricht oder ähnelt. Ob die sich ähnelnde periodische Struktur dazu führt, dass sich die Wirbel gegenseitig verstärken oder abschwächen oder die Wirbel gerade auf ein folgendes Rohr stoßen und somit zu dem Anstieg des gemessenen Druckverlustes führen, wird an dieser Stelle nicht weiter untersucht. Es ist jedoch davon auszugehen, dass zumindest einer dieser Effekte auftritt und sich auf den Druckverlust auswirkt. Dies kann in weiterführenden Arbeiten untersucht werden. Speziell mit Blick auf die Fertigung eines Dampferzeugers ist die Kenntnis über das Auftreten von Wirbeln und die daraus resultierenden Effekte wie Druckverlustanstieg, Lärmentwicklung oder Schwingungen der Rohre von Interesse. Auch der Reynoldszahlbereich, in dem die Wirbel auftreten, sollte untersucht werden.

Allgemein ist zum Thema Wirbel festzuhalten, dass es Stand der Wissenschaft ist, dass sich hinter einem umströmten Körper Wirbel ablösen. Man spricht von Kármánschen Wirbeln. Weiterführende Beschreibungen zu dieser Thematik werden von Bohl und Elmendorf (2005, S. 265 f.) dargelegt.

Die Ergebnisse der Validierung der reinen Druckverlustversuche an variierenden Rohrbündelgeometrien im Kapitel 6.3 (s. Abb. A.158, A.162 bis A.164, A.169, und A.175 im Anhang A.24.3) deuten ebenfalls auf Wirbel hin. Auch in diesen Versuchen treten in Abhängigkeit von der Rohrbündelgeometrie und der Reynoldszahl wellenartige Verläufe (Schwingungen) der Widerstandsbeiwerte bei sechs der 27 Rohrbündelanordnungen auf, welche durch die Korrelationsgleichungen nicht beschrieben werden.

Um die Auswirkungen der Wirbel auch auf die Größen abgasseitige Austrittstemperatur $T_{nDE, HM}$ und abgasseitig übertragener Wärmestrom \dot{Q}_{HM} abzuschätzen, sind in den Abbildungen 6.14 und 6.15 die entsprechenden Abweichungen zwischen Simulation und Messung dieser Validierungsgrößen über der Reynoldszahl aufgetragen. In beiden Abbildungen ist der wellenartige Verlauf nicht oder nur deutlich abgeschwächt zu erkennen. Die Auswirkungen der Wirbel auf die Validierungsergebnisse $T_{nDE, HM}$ und \dot{Q}_{HM} sind zu vernachlässigen.

Bezüglich der Wirbel ist festzuhalten, dass die in den Auslegungs- und Optimierungsrechnungen verwendeten Korrelationsgleichungen die Effekte der Wirbel nicht berücksichtigen. Speziell für den abgasseitigen Druckverlust kann hierdurch ein Fehler in der Berechnung auftreten. Aufgrund der Tatsache, dass die Wirbel nur bei

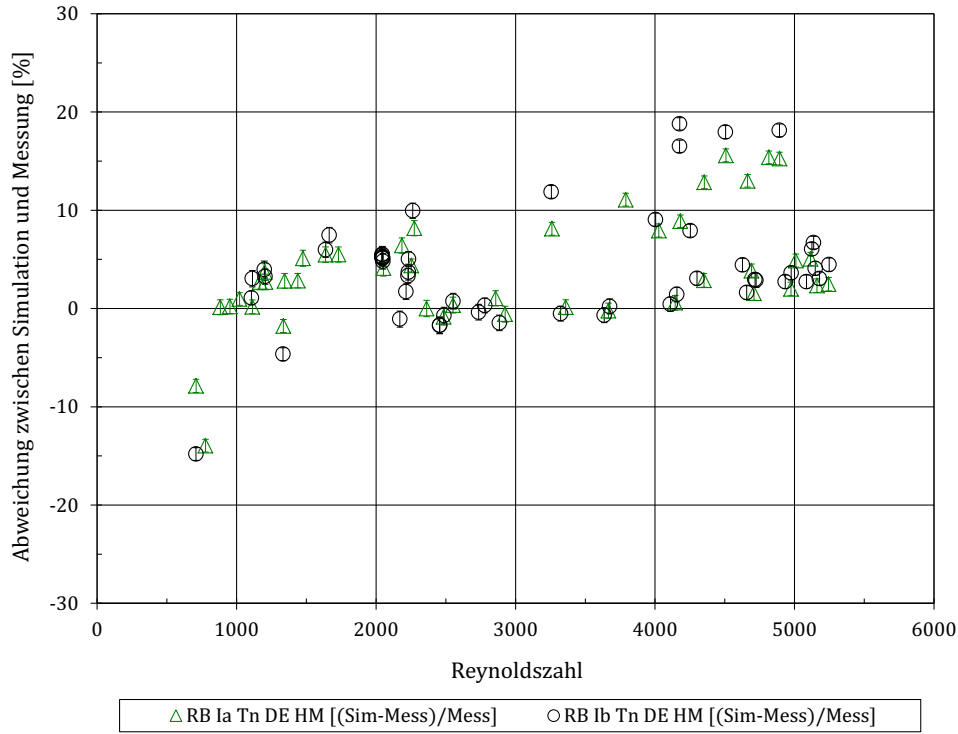


Abbildung 6.14: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ia* und *RB-Ib* - $T_{nDE, HM}$ über der Reynoldszahl

Anm.: $T \hat{=}$ Temperatur, $DE \hat{=}$ Dampferzeuger, $HM \hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

einzelnen Rohrbündelanordnungen⁹ und in einem eingeschränkten Reynoldszahlbereich auftreten, wird auf die Auswirkungen der Wirbel in dieser Arbeit nicht weiter eingegangen.

Zweiter Grund für die Abweichung zwischen Messung und Simulation sind die kleinen Rohrdurchmesser von fünf Millimetern. Die abgasseitigen Druckverlustmessungen an 27 Rohrbündelgeometrien, ausgewertet im Kapitel 6.3, führen zu der Annahme, dass kleine Rohrdurchmesser zu signifikant niedrigeren Widerstandsbeiwerten und somit zu geringeren Druckverlusten führen, als die Berechnungen von Gaddis und Gnielinski (1983) ergibt. Von den 27 vermessenen Rohrbündelgeometrien erfüllen 16 Rohrbündel¹⁰ die Geometriegültigkeitsanforderungen nach Ausführungen von Gaddis und Gnielinski (1983). Die gemessenen Widerstandsbeiwerte der 16 Rohrbündel liegen zu 74% unterhalb der Simulationswerte und dies im Mittel

⁹Bei sechs der 27 Validierungsrohrbündelgeometrien treten Wirbel in den Messergebnissen auf. Vgl. Kapitel 6.3. Bei den Rohrbündelgeometrien, bei denen die Wirbel nicht in den Messergebnissen auftreten, können diese jedoch im nicht untersuchten Reynoldszahlbereich auftreten.

¹⁰Dies sind die Rohrbündel v4, v8, v10, v13 bis v18, v21, v22 sowie f1 bis f5.

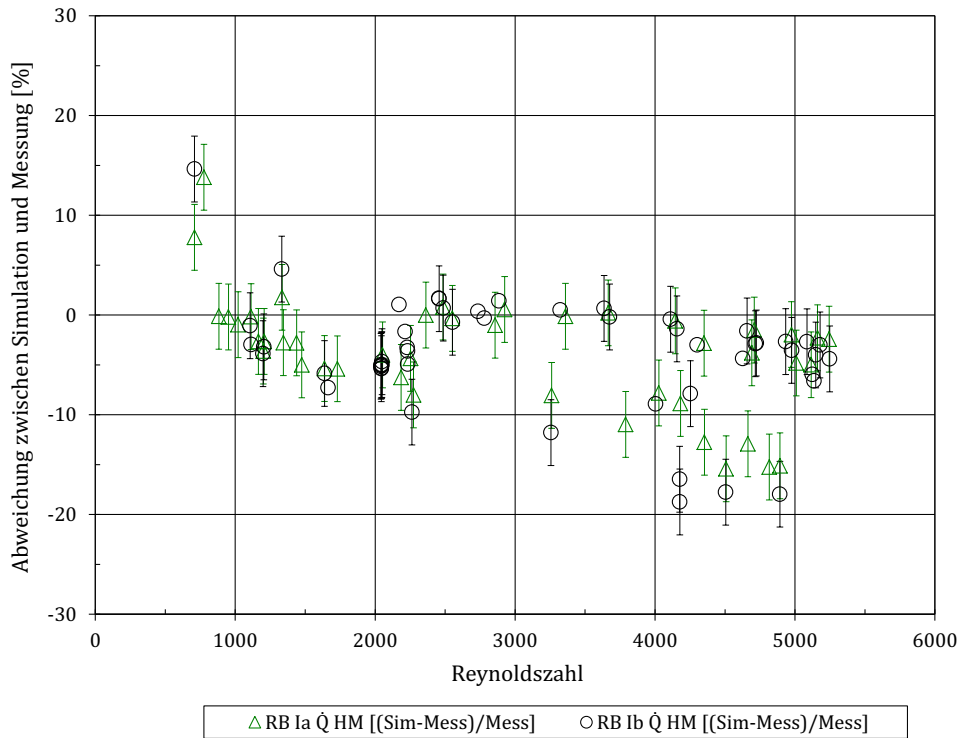


Abbildung 6.15: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-Ia* und *RB-Ib* - \dot{Q}_{HM} über der Reynoldszahl

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

um 19%. Gaddis und Gnielinski (1983) nutzen für die Validierung ihrer Korrelationsgleichungen Messwerte unterschiedlicher Autoren, wobei die Durchmesser dieser Validierungsversuche zwischen 7,9 und 50,8 Millimeter variieren. 7,9 mm wird hierbei von Gaddis und Gnielinski (1983, S. 412) als “...relativ kleiner Rohrdurchmesser...” bezeichnet.

Letzter, **dritter** möglicher Erklärungspunkt für die Abweichung zwischen Messung und Berechnungsgenauigkeit von Gaddis und Gnielinski (1983) ist die Tatsache, dass vereinfachend angenommen wird, dass im Fahrzeug Trichter verbaut werden, die zum einen eine homogene Anströmung des Dampferzeugers gewährleisten und zum anderen einen Druckverlust verursachen, der gegenüber dem reinen Dampferzeugerdruckverlust zu vernachlässigen ist. Daher werden die Trichter in der Simulation nicht berechnet. Da bei *RB-Ia* und *RB-Ib* der Trichterdruckverlust unter 1% des gesamten abgasseitigen Druckverlustes liegt (Berechnungsansatz s. Anhang A.24.1), ist die vereinfachende, nicht durchgeführte Berechnung der Trichterdruckverluste gerechtfertigt und liefert keinen Erklärungspunkt.

Jedoch bewirkt der Trichter am Eintritt nicht nur einen Druckverlust, sondern wirkt

sich auch auf die Anströmung des Rohrbündels aus. Bei einer steilen Aufweitung des Trichters kommt es zu einer inhomogenen Verteilung des Heizmediums über den Anströmungsquerschnitt des Rohrbündels, einem sogenannten Freistrah¹¹. Dies führt dazu, dass die erste Rohrreihe vermehrt in der Mitte angeströmt wird und sich das Heizmedium bei der Durchströmung der ersten Rohrreihen über den gesamten Querschnitt verteilen muss. Welche Auswirkungen dies auf die Ergebnisse der Validierung von *RB-Ia* und *RB-Ib* hat, ist nicht sicher anzugeben. Da jedoch beide Dampferzeuger über einen Trichter verfügen, der sich nur in der Höhe¹² aufweitet und mit 23° keine steile Aufweitung besitzt, ist nicht davon auszugehen, dass ein Freistrah vorliegt und zu einer signifikanten Abweichung zwischen Simulation und Messung bezüglich des übertragenen Wärmestroms führt. Auch der geringe absolute Druckverlust durch die Trichter bekräftigt diese Annahme.

Ebenso bestätigt wird dies durch den Vergleich der Druckverlustvermessungen des Rohrbündels v9 bei homogener Anströmung mit der Druckverlustvermessung der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib*. Beim Rohrbündel v9 liegen 100% der Messwerte innerhalb der Genauigkeit von $\pm 35\%$ und 91% innerhalb von $\pm 25\%$.

Tritt aufgrund der Trichter bei der Vermessung der Dampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* ein Freistahl auf, würde dieser zu einem Anstieg des Druckverlustes führen. Da jedoch der vermessene Druckverlust bei beiden Dampferzeugern im Mittel ungefähr 10% unterhalb des berechneten Druckverlustes liegt, ist dies unwahrscheinlich.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Einflüsse der Wirbel und der kleinen Rohrdurchmesser bei den Dampferzeugern *RB-Ia* und *RB-Ib* größer sind als die Vernachlässigung der Trichter. Der gemessene Druckverlust bei *RB-Ia* und *RB-Ib* liegt im Mittel 10% unterhalb des simulierten Druckverlustes, was der mittleren Tendenz der 17,5% zu hoch simulierten Druckverluste der 27 Rohrbündeln mit kleinen Rohrdurchmessern entspricht (vgl. Kapitel 6.3).

6.1.5 Motorrelevante Betriebspunkte

In der zuvor vorgestellten Validierung in den Kapiteln 6.1.1 bis 6.1.4 werden die Berechnungsgleichungen hinsichtlich ihrer Genauigkeit über einen weiten Variationsbereich der Betriebspunkte überprüft. Da jedoch einzelne Betriebspunkte im Betrieb eines Fahrzeuges öfter angefahren werden als andere, wird im Folgenden

¹¹Im Anhang A.24.1 ist in Abb. A.150 das Geschwindigkeitsprofil (CFD-Berechnung) eines exemplarischen Trichters dargestellt. Hier ist ein solcher Freistahl ersichtlich.

¹²Höhe und Breite beziehen sich auf die Abgasströmungsrichtung.

die Validierung für ein durchschnittliches Fahrverhalten¹³ durchgeführt. Dies erfolgt exemplarisch anhand des Arbeitsmedienmassenstroms, da dieser, ebenso wie die Abgasaustrittstemperatur, für die Validierung der Berechnung der übertragenen Leistung genutzt wird. Die übertragene Leistung im Dampferzeuger ist das wichtigste Bewertungskriterium der Dampferzeugeroptimierung.

In Abbildung 6.16 sind die Validierungsergebnisse des Arbeitsmedienmassenstroms des Rohrbündeldampferzeugers *RB-Ia* im Motorkennfeld¹⁴ des Fahrzeuges, für den der Dampferzeuger optimiert wurde, dargestellt. Stützstellen des Motorkennfeldes sind 44 Motorbetriebspunkte, die ebenfalls Grundlage der in den vorherigen Kapiteln vorgestellten Validierung sind. Gekennzeichnet werden die Stützstellen bzw. Betriebspunkte durch schwarze "X". Die prozentualen Abweichungen zwischen Messung und Simulation inklusive Messunsicherheiten¹⁵ sind diesen Betriebspunkten zugeordnet. Zudem sind in Abbildung 6.16 ebenfalls die Isolinien der gemessenen und simulierten Arbeitsmedienmassenströme eingezeichnet.

Der Bereich, in dem das Fahrzeug durchschnittlich betrieben wird, ist durch ein Oval gekennzeichnet. Es zeigt sich, dass die Abweichungen in diesem Bereich ungefähr bei $\pm 5\%$ liegen. Im gesamten Betriebsbereich¹⁶ liegt entsprechend Abbildung 6.1 eine Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung von $\pm 15\%$ vor.

Die drei größten Abweichungen im Motorkennfeld, $+18,1\%$, $+55,5\%$ und $+51,1\%$, sind Betriebspunkte, bei denen ein Arbeitsmedienmassenstrom von weniger als 2 g/s vorliegt. Dies ist ein Arbeitsmedienmassenstrom außerhalb des Mess- und Kalibrierbereichs des Massenstromsensors.

Zusammenfassend liefert die Validierung der Berechnung der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* folgendes Ergebnis: Die für die Bewertungsgröße übertragene Leistung relevanten Validierungsgrößen \dot{M}_{AM} und $T_{nDE, HM}$ weisen entsprechend der Berechnungsgenauigkeit des abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten¹⁷ von $\pm 15\%$ eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation auf. Diese Be-

¹³Betriebspunkte die entsprechend dem CADC oder auch des NEFZ prozentual im Motorkennfeld am Häufigsten angefahren werden.

¹⁴Erklärungen zum Motorkennfeld s. Kapitel 2.1.

¹⁵Die Messunsicherheiten werden entsprechend der Ergebnisse der Messunsicherheitsbestimmung im Kapitel 5.3 mit der erweiterten Messgenauigkeit bestimmt.

¹⁶Berücksichtigt wird der Arbeitsmedienmassenstrom größer 2 g/s , der dem Kalibrier- und Messbereich des Massenstromsensors entspricht.

¹⁷Der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite limitiert den Wärmeübergang und somit bestimmt die Berechnungsgenauigkeit dieses Koeffizienten auch die Berechnungsgenauigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten. Die Berechnungsgenauigkeit der übertragenen Leistung wird daher durch die Berechnungsgenauigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten bestimmt. Vgl. Kapitel 2.3.3.

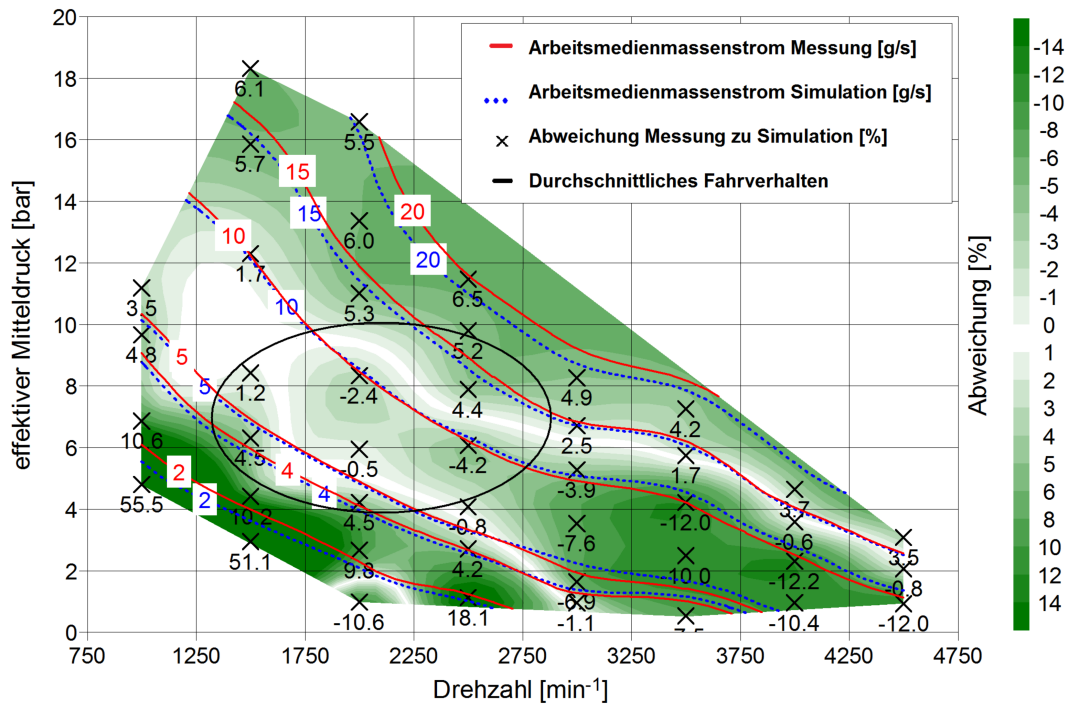


Abbildung 6.16: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia$ im Motorkennfeld - \dot{M}_{AM}

rechnungsgenauigkeit von $\pm 15\%$ erfüllen \dot{M}_{AM} zu 99%, $T_{nDE, HM}$ zu 92% und \dot{Q} zu 88%¹⁸. Bezüglich der Betriebspunkte eines durchschnittlichen Fahrverhaltens verbessert sich die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 15\%$ auf ungefähr $\pm 5\%$.

Bezüglich der Validierungsgröße Δp_{HM} , die u. a. auch Bewertungsgröße der Optimierung ist, liegt gegenüber der Berechnungsgenauigkeit von Gaddis und Gnielinski (1983) von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ eine niedrigere Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation vor. Die Simulationsgenauigkeit von Gaddis und Gnielinski (1983) wird zu 85% bzw. 60% eingehalten. Ursachen hierfür wurden im Kapitel 6.1.4 thematisiert.

Die deutlich schlechtere Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung hinsichtlich des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes Δp_{AM} wurde bereits im Kapitel 6.1.2 diskutiert. Zudem stellt Δp_{AM} keine Bewertungsgröße der Optimierung dar.

¹⁸Für die zusammenfassende prozentuale Zuordnung zu den Genauigkeitsbereichen (z.B. $\pm 15\%$) werden jeweils alle Messpunkte der beiden Dampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* gleich bewertet. Da für *RB-Ia* weniger Betriebspunkte als für *RB-Ib* (44 gegenüber 53) vermessen wurden, wird nicht einfach der Mittelwert der beiden prozentualen Zuordnungen zu ihrer Simulationsgenauigkeit bestimmt.

6.2 Rohrbündeldampferzeuger *RB-II*

In den folgenden Kapiteln sind in den Abbildungen 6.17 bis 6.21 die Ergebnisse der Vermessung und Simulation sowie die prozentualen Abweichungen des Arbeitsmedienmassenstroms \dot{M}_{AM} , der Abgasaustrittstemperatur $T_{nDE, HM}$ und der Druckverluste Δp_{HM} und Δp_{AM} des Rohrbündeldampferzeugers *RB-II* dargestellt. Die zuvor im Kapitel 6.1 beschriebenen Darstellungsformen der Validierungsergebnisse gelten ebenfalls für *RB-II*. Die Geometrieparameter und das Versuchsprogramm sind im Kapitel 5.1.2 aufgeführt.

6.2.1 Arbeitsmedienmassenstrom / Wärmestrom

Der gemessene und simulierte Arbeitsmedienmassenstrom, dargestellt in Abbildung 6.17, dient ebenso der Validierung des Wärmestroms. Es gelten die gleichen Annahmen wie zuvor bei *RB-I*. Die hierbei getroffenen Vereinfachungen¹⁹ sind ebenso gerechtfertigt. Die Massenstrommessergebnisse können daher ohne signifikante Auswirkungen²⁰ für die Validierung des übertragenen Wärmestroms genutzt werden. Für *RB-II* liegen 85% der simulierten Massenstromwerte in einem Genauigkeitsbereich von $\pm 15\%$. Im Bereich von $\pm 7,5\%$ sind es 15%.

Die erwartete Berechnungsgenauigkeit²¹ von $\pm 15\%$ wird weitestgehend eingehalten. Es zeigt sich jedoch auch, dass der Massenstrom im Mittel 10% zu groß berechnet wird. Die größten Abweichungen treten bei kleinen Massenströmen auf und sind auf die Nähe zum unteren Grenzwert des Kalibrier- und Messbereichs des Massenstromsensors zurückzuführen. Im Vergleich zu den Ergebnissen der Rohrbündeldampferzeuger-I-Validierung zeigen sich zudem größere Abweichungen zwischen Simulation und Messung. Die beiden Dampfzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* weisen zusammen Übereinstimmungen von 99% und 79% bezüglich der beiden Simulationsgenauigkeitsbereiche $\pm 15\%$ bzw. $\pm 7,5\%$ auf. Ursache für die geringere Übereinstimmung bei *RB-II* sind die abgasseitig verwendeten Trichter und deren Auswirkungen auf die Abgasmassenstromverteilung. Da für den Dampfzeuger *RB-II* aufgrund der engen Bauraumvorgaben im Fahrzeug Trichter verbaut sind, die eine Aufweitung bzw. Verjüngung in horizontaler und senkrechter Ausrichtung besitzen und diese zudem mit

¹⁹Diese Vereinfachungen sind, dass die Simulationsungenauigkeit des Arbeitsmediendrucks, welcher für die Berechnung der Enthalpie- bzw. der spezifischen Wärmekapazität genutzt wird, ebenso vernachlässigt wird, wie die Messunsicherheiten der Ein- und Austrittstemperatursensoren.

²⁰Ausführungen hierzu werden im Kapitel 6.1.1 und in Abb. A.151 im Anhang A.24.2 vorgestellt.

²¹Die Berechnungsgenauigkeit des Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite, der sowohl den Wärmeübergang an sich als auch die Berechnungsgenauigkeit des Wärmedurchgangskoeffizienten limitiert, liegt nach Gnielinski (1978) bei $\pm 15\%$.

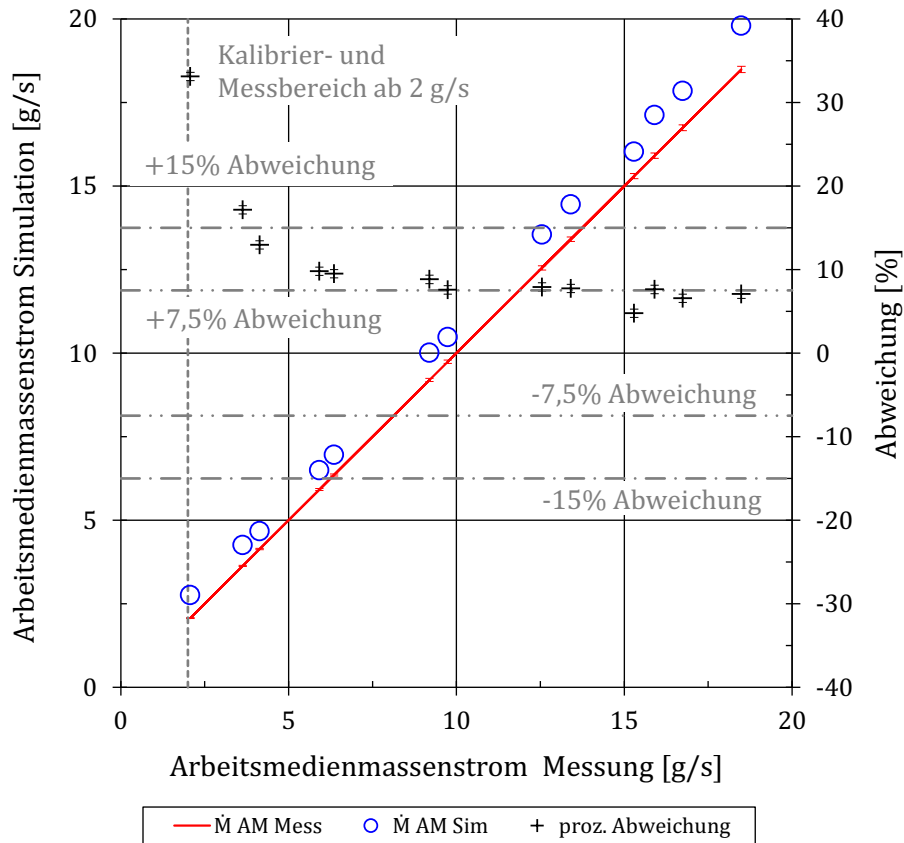


Abbildung 6.17: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - \dot{M}_{AM}$
 Anm.: $\dot{M} \hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

33° steiler als bei den Dampferzeugern $RB-I$ sind²², kommt es zu einer stärkeren Ungleichverteilung des Heizmediums beim Eintritt in das Rohrbündel. Dies bedingt eine kleinere effektive Wärmeübertragerfläche bei den ersten Rohrreihen und somit einen verringerten Wärmeübergang. Werden durch diese Ungleichverteilung z. B. 10% ²³ der Wärmeübertragerfläche nicht effektiv²⁴ genutzt, wirkt sich dies auf den übertragenen Wärmestrom aus. Dieser Effekt tritt bei $RB-II$ nicht nur aufgrund der Trichterform stärker als bei $RB-I$ auf, sondern auch aufgrund der Bauform des Rohrbündels. $RB-II$ besitzt eine breitere abgasseitige Anströmfläche und eine kürzere Durchströmungslänge gegenüber den Dampferzeugern $RB-Ia$ und $RB-Ib$. Bei den schmalen $RB-I$ -Dampferzeugern fällt die anfängliche Ungleichverteilung gerin-

²²Die Trichter der Dampferzeuger $RB-I$ haben nur in senkrechter Ausrichtung eine Aufweitung bzw. Verjüngung. Diese beträgt 23° .

²³Vgl. Ausführungen zur Sensitivität des Wärmeübergangskoeffizienten im Kapitel 2.3.3.

²⁴Eine nicht oder nur schwächer umströmte Wärmeübertragerfläche hat für diese Fläche einen reduzierten Wärmeübergangskoeffizienten und trägt somit nur geringer zum Wärmeübergang bei. Man spricht von einer nicht "effektiven" Wärmeübertragerfläche bzw. sich bildenden Toträumen.

ger aus und zudem ist der Anteil der reduzierten effektiven Wärmeübertragerfläche an der gesamten Übertragerfläche aufgrund der vielen Rohrreihen (65 gegenüber 49) kleiner. Der Effekt der nicht gleichmäßigen Abgasmassenstromverteilung über den Anströmungsquerschnitt des Rohrbündels wird in den Gleichungen von Gnielinski (1978) nicht berücksichtigt.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass die Messergebnisse des *RB-II*-Dampferzeugers innerhalb der erwarteten Simulationsgenauigkeit liegen, jedoch gegenüber *RB-Ia* und *RB-Ib* eine höhere Abweichung zwischen Messung und Simulation aufweisen.

6.2.2 Arbeitsmedienseitiger Druckverlust

In Abbildung 6.18 sind die gemessenen und simulierten arbeitsmedienseitigen Druckverluste dargestellt. Es zeigt sich eine deutliche Abweichung zwischen Simulation und Messung. Zudem ist eine Systematik zu erkennen. Die simulierten arbeitsmedienseitigen Druckverluste steigen mit Zunahme des Druckverlustes deutlich stärker als die Messergebnisse. Im Bereich kleiner Druckverluste liegen die Simulationswerte unterhalb der Messwerte, steigen jedoch stärker und liegen für größere Druckverluste über den Messwerten. Dies ist anders als bei *RB-Ia* und *RB-Ib*. Hier liegen die Simulationswerte im gesamten Messbereich unterhalb der Messwerte, die absoluten Abweichungen steigen mit Zunahme des Druckverlustes für höhere Druckverluste jedoch auch.

Bezüglich der Genauigkeitsbereiche liegen für *RB-II* 62% der simulierten Betriebspunkte in einem Bereich von $\pm 200\%$ und 8% in einem Bereich von $\pm 100\%$. Dies sind große Abweichungen, die größer sind als bei den Dampferzeugern *RB-Ia* und *RB-Ib*.

Bei *RB-II* werden die gleichen vereinfachenden Annahmen getroffen wie bei *RB-Ia* und *RB-Ib* und somit liegen die gleichen Gründe für die hohen Abweichungen zwischen Simulation und Messung vor. Dies sind:

1. Die Messunsicherheit von ± 300 mbar der Differenzdruckmessung, die teilweise größer als der Messwert ist.
2. Die Berechnungsgenauigkeit des Druckverlustes in der Zweiphasenströmung von $\pm 50\%$.
3. Die ungenaue Bestimmung der Phasenwechselgrenzen.
4. Die vereinfachte Abbildung der Arbeitsmedienströmung in den Umlenkungen am Kopf und Boden des Wärmeübertragers (s. Abb. 5.6).

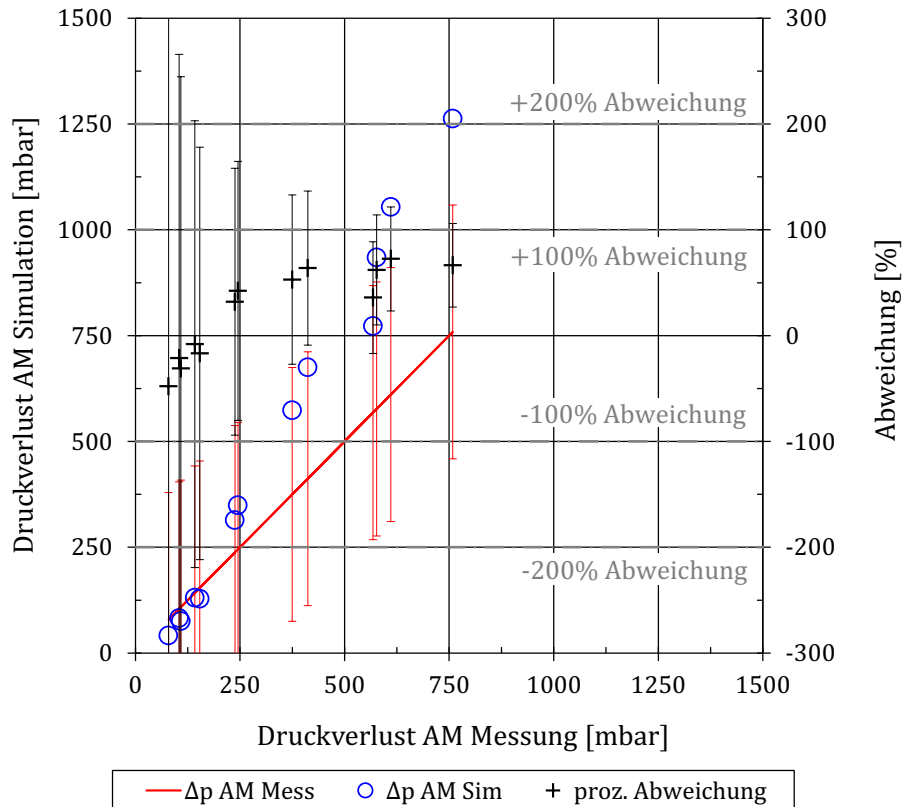


Abbildung 6.18: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - \Delta p_{AM}$
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

5. Die vereinfachte Berechnung der Arbeitsmedienaufteilung auf 1/2-Rohre und in diesem Fall auf 1/3-Rohre bei einer Passzahl von drei.
6. Die Vernachlässigung des Druckverlustes in den Umlenkungen im Zweiphasengebiet.

Die im Kapitel 6.1.2 für $RB-Ia$ und $RB-Ib$ diskutierten Einflüsse und Abhängigkeiten dieser Gründe gelten prinzipiell bei $RB-II$ weiterhin. Es ist jedoch zu beachten, dass sich die absoluten Druckverluste und die Aufteilung der Teildruckverluste auf die drei Sektoren Erwärmung, Verdampfung und Überhitzung unterscheiden. Die absoluten Druckverluste liegen bei $RB-II$ bei maximal 0,8 bar, jedoch bei $RB-Ia$ und $RB-Ib$ bei maximal 4,3 bar bzw. 2,5 bar²⁵. In Tabelle 6.1 sind zudem für alle drei Dampferzeuger die Druckverlustverteilungen auf die Sektoren als Mittelwerte über alle validierten Betriebspunkte angegeben (vgl. Kapitel 5.1.2).

²⁵Trotz einer geringeren Anzahl an Validierungsbetriebspunkten bei $RB-II$ wurden alle drei Dampferzeuger bei dem selben Betriebspunkt, der zu den maximalen arbeitsmedienseitigen Druckverlusten führt, vermessen.

Zusätzlich ist anzumerken, dass sich beim Dampferzeuger *RB-II* mit steigendem Druckverlust die Verteilung des Druckverlustes auf die drei Sektoren verschiebt. Bei arbeitsmedienseitigen Druckverlusten von mehr als 200 mbar macht der Teildruckverlust der zweiphasigen Strömung im Mittel 25% aus. Bei Druckverlusten kleiner 200 mbar sind es 34%. Im Mittel über alle Druckverluste sind es die in Tabelle 6.1 angegebenen 29%.

	Erwärmung (Sektor I)	Verdampfung (Sektor II)	Überhitzung (Sektor III)
<i>RB-Ia</i>	8%	73%	19%
<i>RB-Ib</i>	40%	48%	12%
<i>RB-II</i>	64%	29%	7%

Tabelle 6.1: Verteilung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes auf die drei Sektoren Erwärmung, Verdampfung und Überhitzung für *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II*

Anm.: Gemittelt über alle Betriebspunkte (vgl. Kapitel 5.1.2).

Die Tatsache, dass 64% des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes bei *RB-II* im Bereich der Erwärmung entsteht, führt dazu, dass der **zweite** Grund, die Simulationsgenauigkeit des Druckverlustes in der zweiphasigen Strömung von $\pm 50\%$, und der **sechste** Grund, die Vernachlässigung des Druckverlustes in den Umlenkungen im Zweiphasengebiet, einen geringeren Einfluss auf die Abweichung zwischen Messung und Simulation haben als bei den Dampferzeugern *RB-Ia* und *RB-Ib*. Hierbei führt die Vernachlässigung des Druckverlustes in den Umlenkungen im Zweiphasengebiet zu einem zu gering simulierten Druckverlust, was sich nun schwächer auswirkt.

Der **vierte** Grund hingegen, die vereinfachte Abbildung der Arbeitsmedienströmung in den Umlenkungen, hat bei *RB-II* einen größeren Einfluss. Im Bereich der Erwärmung ist beim *RB-II* die Passzahl drei. Die Umlenkungen sind hier so gestaltet, dass sie zu möglichst geringen Druckverlusten führen. Die freie Querschnittsfläche in den Umlenkungen ist an die freie Querschnittsfläche zwischen den Umlenkungen (Rohre) angepasst. Trotz einer Passzahl von drei im Bereich der Erwärmung entsteht keine Einschnürung der Strömung in der Umlenkung. Teilweise sind die freien Querschnittsflächen in den Umlenkungen sogar größer als in den Rohren. Eine detaillierte Erklärung der Arbeitsmedienführung im *RB-II* befindet sich in den Kapiteln 5.1.2 und 6.1.2.

Wird hierdurch nun die Geschwindigkeit in den Umlenkungen bei der Simulation zu hoch berechnet, führt dies zu zu hoch berechneten Druckverlusten. Zudem wirkt sich dieser Fehler aufgrund des quadratischen Einflusses der Geschwindigkeit

auf den Druckverlust mit steigendem Massenstrom stärker aus. Die Tatsache, dass der Einfluss des Bereichs Erwärmung mit steigendem Druckverlust und somit mit steigendem Massenstrom zunimmt, verstärkt nochmals den zu hoch berechneten Druckverlust in der Simulation mit steigendem Druckverlust.

Grund **fünf**, die vereinfachte Berechnung der Arbeitsmedienaufteilung, führt entsprechend der Auswertungen im Kapitel 4.7.7 zu einem um 11,7% zu niedrig berechneten Druckverlust. Dies ist ein größerer Einfluss gegenüber 2% und 1% zu hoch simulierten Druckverlusten bei *RB-Ia* und *RB-Ib*.

Auch der **erste** Grund hat bei *RB-II* einen größeren Einfluss. Die gemessenen Druckverluste sind kleiner und somit die Messunsicherheiten, die absolut die gleichen sind, prozentual größer. Der **dritte** und letzte Grund hat bei *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* einen vergleichbaren Einfluss.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass der Druckverlust im Bereich der Erwärmung zu hoch und im Bereich der Verdampfung zu niedrig berechnet wird. Die Verteilung der Druckverluste gewichtet diese Einflüsse und führt insgesamt zu einer mit steigendem absoluten Druckverlust zunehmender Abweichung zwischen Messung und Simulation, die zu zu hoch simulierten arbeitsmedienseitigen Druckverlusten tendiert.

Ein hinzukommender Grund bei *RB-II* gegenüber *RB-Ia* und *RB-Ib* ist, dass bei *RB-Ia* und *RB-Ib* der übertragene Wärmestrom keine Tendenz hin zu zu hoch berechneten Wärmeströmen aufweist. Es gilt die Simulationsgenauigkeit von $\pm 15\%$. Dies ist bei *RB-II* anders. Hier liegt eine Tendenz vor. Der simulierte Wärmestrom ist im Mittel ungefähr 10% zu hoch (s. Kapitel 6.2.1 und 6.2.3). Dies führt zu einem zu hoch berechneten Arbeitsmedienmassenstrom und somit zu einem zu hoch berechneten arbeitsmedienseitigen Druckverlust. Die Reduktion des Arbeitsmedienmassenstroms um 10% in jedem Validierungspunkt führt im Mittel zu einer Reduktion des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes um 27%. Bezüglich der Genauigkeitsbereiche liegen dann 31% statt 8% der simulierten Betriebspunkte im Bereich von $\pm 100\%$.

Ein letzter Unterschied zwischen den Rohrbündeldampferzeugern *RB-I* und *RB-II* soll an dieser Stelle genannt werden. Dieser Grund lässt jedoch eine gegenläufige Tendenz erwarten als anhand der Messwerte ersichtlich ist. Entweder ist der Einfluss dieses Unterschieds sehr gering oder ein anderer Unterschied verursacht einen so viel größeren Druckverlustunterschied, dass er überlagert wird. Er soll an dieser Stelle jedoch der Vollständigkeit halber genannt werden. Bei *RB-II* werden die Auswirkungen auf den Druckverlust im Arbeitsmedium aufgrund der wiederholenden Aufteilung und Zusammenführung des Massenstroms nicht simuliert (s. Abb. 5.6).

Dies verursacht durch die Mischung der beiden Teilströmungen einen Anstieg des Druckverlustes, der in der Simulation nicht berechnet wird.

6.2.3 Abgasaustrittstemperatur / Wärmestrom

Für *RB-II* liegen 92% der simulierten Abgasaustrittstemperaturen im Bereich einer Genauigkeit von $\pm 15\%$ und 77% im Bereich von $\pm 10\%$. In Abbildung 6.19 ist zudem zu erkennen, dass im Mittel die simulierten Abgasaustrittstemperaturen 10% unterhalb der gemessenen liegen. Die Simulationsergebnisse liegen innerhalb der erwarteten Genauigkeit von $\pm 15\%$, die bereits im Kapitel 6.2.1 hergeleitet wird.

Ebenfalls bereits im Kapitel 6.2.1 erklärt ist, dass die Vernachlässigung der Trichter die Ursache für die zu niedrig berechneten Abgasaustrittstemperaturen ist. Im Validierungsdampferzeuger *RB-II* sind Trichter verbaut, die sowohl in horizontaler als auch senkrechter Ausrichtung eine Aufweitung bzw. Verjüngung aufweisen und diese mit 33° steiler sind als die bei den Validierungsdampferzeugern *RB-Ia* und *RB-Ib*. Die hierdurch stärker auftretende Ungleichverteilung der Heizmedienströmung führt dazu, dass bei der Messung am realen Bauteil nicht die gesamte Wärmeübertragerfläche für den Wärmeübergang genutzt wird. Es resultiert ein geringerer, gemessener übertragener Wärmestrom und folglich eine höhere gemessene Heizmedienaustrittstemperatur.

Für die Überprüfung der Simulationsgenauigkeit des übertragenen Wärmestroms wird für *RB-II* ebenfalls der simulierte und gemessene heizmedienseitige Wärmestrom anhand je einer Energiebilanz mit Hilfe der Ein- und Austrittstemperaturen sowie des Massenstroms berechnet ($\dot{Q}_{HM} = \dot{m}_{HM} \cdot c_{p,HM} \cdot (T_{vDE,HM} - T_{nDE,HM})$). Die Messgenauigkeit des heizmedienseitigen Wärmestroms beträgt, entsprechend der Ergebnisse der Wärmestrommessunsicherheitsbestimmung aus Tabelle 5.11, $\pm 3,3\%$. Die zugehörigen Validierungsergebnisse sind in Abbildung 6.20 dargestellt. Die hierbei getroffenen Annahmen entsprechen denen der heizmedienseitigen Wärmestromvalidierung im Kapitel 6.1.3.

Für den Rohrbündeldampferzeuger II ergibt sich für den heizmedienseitigen Wärmestrom eine Einhaltung der Genauigkeit von $\pm 20\%$ zu 92% und von $\pm 10\%$ zu 0%. Dies ist gegenüber den Ergebnissen der Temperaturvalidierung, bei den die Genauigkeit von $\pm 10\%$ zu 77% eingehalten wird, eine deutliche Abweichung. Bezüglich der Genauigkeit von $\pm 15\%$ sind es beim heizmedienseitigen Wärmestrom jedoch wieder 85%. In Abbildung 6.20 zeigt sich jedoch auch, dass die prozentualen Abweichungen der Wärmestromsimulation, bei Nichtbeachtung der Messunsicherheiten von 3,3%,

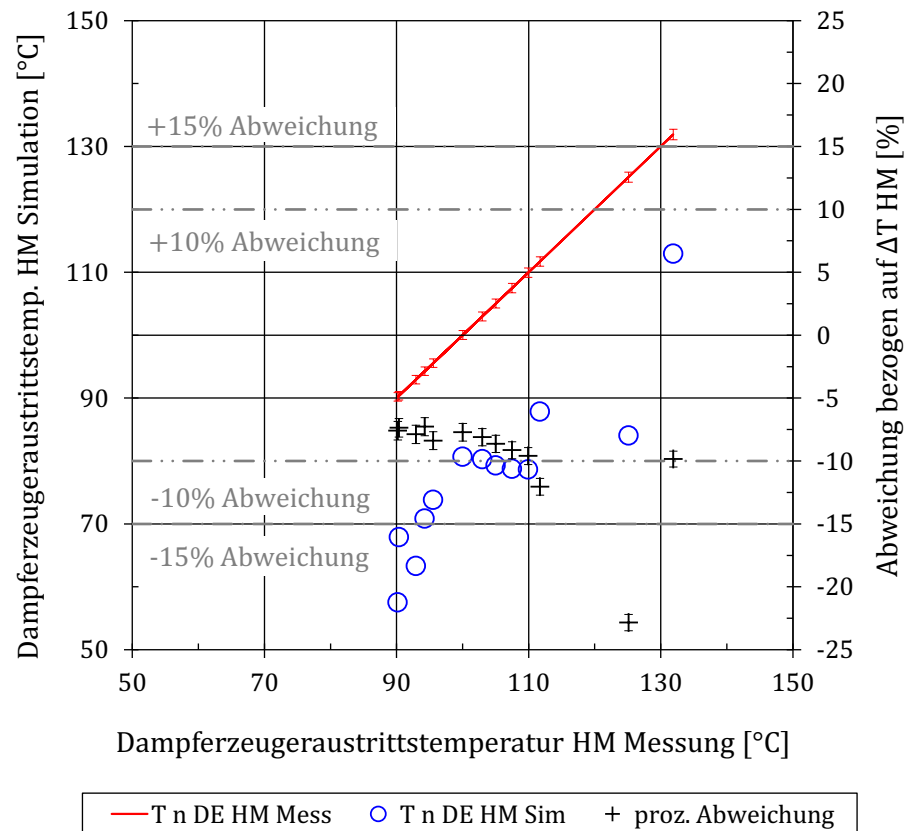


Abbildung 6.19: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - T_{nDE, HM}$
 Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

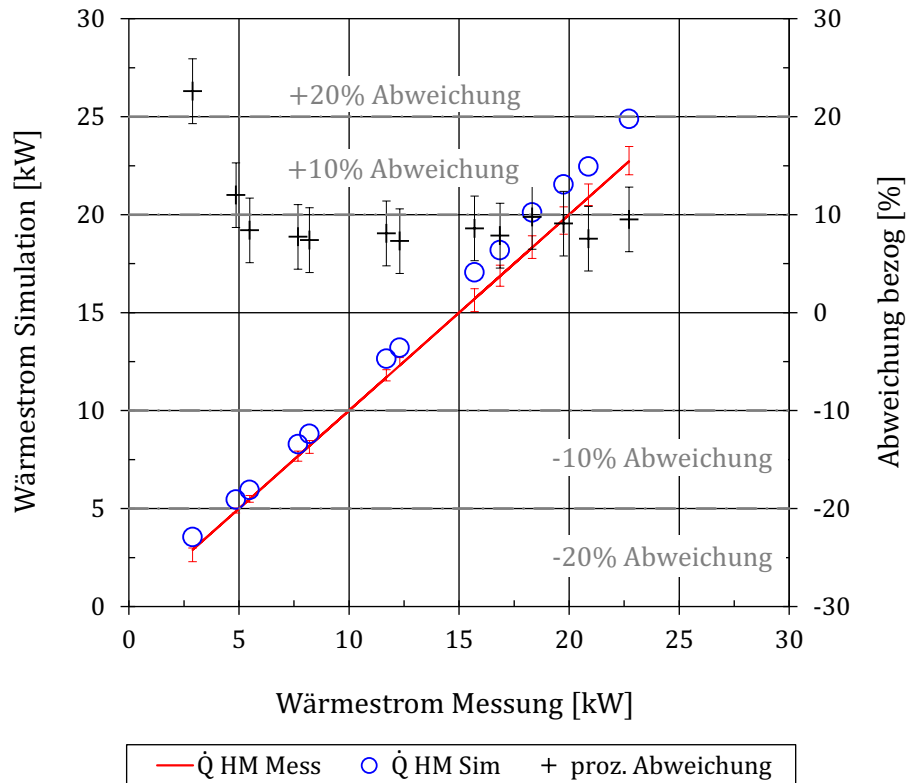


Abbildung 6.20: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-II* - \dot{Q}_{HM}
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

innerhalb der $\pm 10\%$ -Genauigkeit liegen. Ignoriert man bei der Auswertung die Messunsicherheit von $\pm 3,3\%$, ergibt sich eine Übereinstimmung von 85% bezüglich der Genauigkeit von $\pm 10\%$, was wieder den Ergebnissen der Temperaturvalidierung entspricht, wie es zu erwarten ist.

Auch bei der Wärmestromvalidierung ist die Systematik hin zu 10% zu niedrig berechneten Abgasaustrittstemperaturen wiederzuerkennen. Ursache für den zu hoch berechneten Wärmeübergang bzw. die zu niedrig berechnete abgasseitige Austrittstemperatur ist die Nichtberücksichtigung der Ein- und Austrittstrichter bei der Simulation. Der in der Simulation vereinfachend angenommene Flächenausnutzungsgrad von 100% wird bei der Messung aufgrund der Anströmungsverhältnisse nicht erreicht.

6.2.4 Abgasseitiger Druckverlust

In Abbildung 6.21 sind die Validierungsergebnisse für den abgasseitigen Druckverlust des Dampferzeugers *RB-II* dargestellt. Es liegen 8% der simulierten Betriebspunkte

im Genauigkeitsbereich von $\pm 35\%$ und 0% innerhalb von $\pm 25\%$. 77% liegen innerhalb von $\pm 50\%$. Zudem ist zu erkennen, dass die simulierten abgasseitigen Druckverluste alle unterhalb der gemessenen liegen und die absoluten Abweichungen mit steigendem Druckverlust zunehmen.

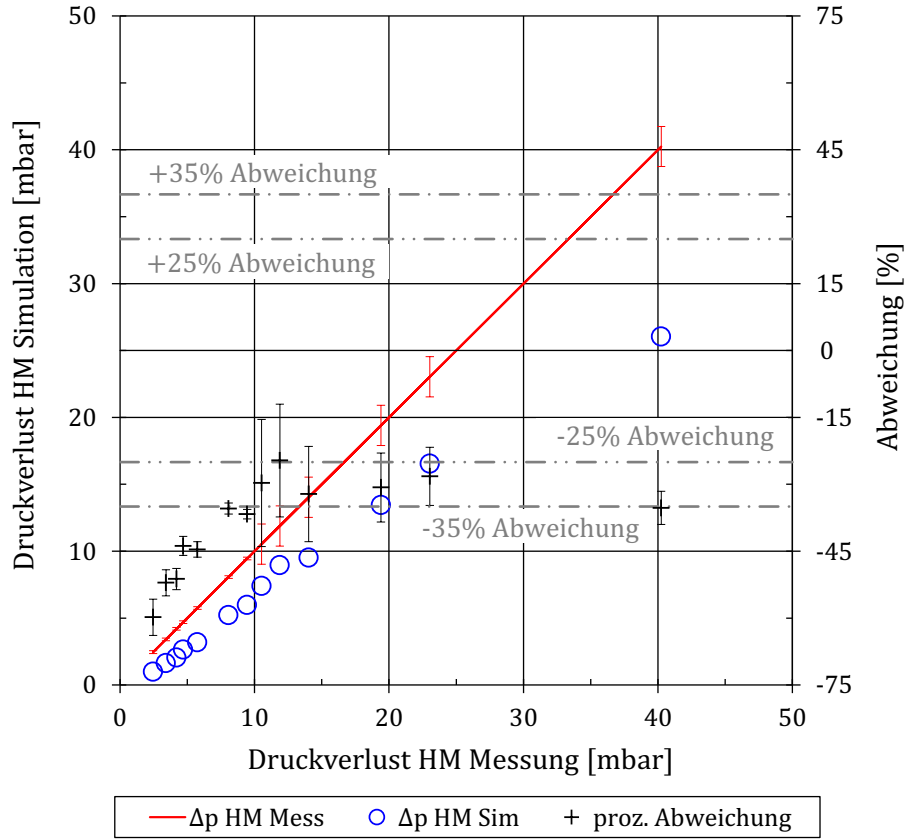


Abbildung 6.21: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - \Delta p_{HM}$

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $Mess \hat{=}$ Messung, $Sim \hat{=}$ Simulation.

Dies ist verglichen mit der Berechnungsgenauigkeit nach Gaddis und Gnielinski (1983)²⁶ und verglichen mit den Validierungsergebnissen der Rohrbündel $RB-I$ ²⁷ eine geringe Übereinstimmung. Eine Schwingung in den Messwerten wie bei $RB-Ia$ und $RB-Ib$, die diese Abweichung zwischen Messung und Simulation erklären könnte, ist in Abbildung 6.21 nicht eindeutig zu erkennen. Dies kann jedoch auch daran liegen, dass der sich bei der Betriebspunktvariation einstellende Reynoldszahlbereich bei $RB-II$ ²⁸ mit 250 bis 1.500 klein ist. Die Messergebnisse der reinen Druckverlustvermessung des Rohrbündels v21, dargestellt im Anhang A.24.3 in Abbildung A.175,

²⁶97% Übereinstimmung bei $\pm 35\%$ und 90% bei $\pm 25\%$.

²⁷85% Übereinstimmung bei $\pm 35\%$ und 60% bei $\pm 25\%$.

²⁸Die Betriebspunktvariation bei $RB-II$ deckt aber die gleichen Hoch- und Niederlastpunkte wie bei

zeigen hingegen eine Schwingung. Rohrbündel v21 weist die gleiche Rohranordnung ($a = 1,95$ und $b = 1,07$) wie $RB-II$ auf und der vermessene Reynoldszahlbereich ist mit 1.500 bis 15.000 größer. Somit muss davon ausgegangen werden, dass die Schwingung in Abbildung 6.21 aufgrund des geringen Reynoldszahlbereichs nicht zu erkennen ist oder erst bei Reynoldszahlen größer 1.000 auftritt.

Die Auftragung der Validierungsergebnisse über der Reynoldszahl, wie sie zur Überprüfung des Auftretens von Schwingungen für die Rohrbündel $RB-Ia$ und $RB-Ib$ erstellt wurde, ist für den Dampferzeuger $RB-II$ in den Abbildungen 6.22 bis 6.24 zu sehen. Für den abgasseitigen Druckverlust kann auch anhand dieser Darstellung eine Schwingung nicht bestätigt, aber aufgrund des geringen Reynoldszahlbereichs auch nicht ausgeschlossen werden. Für die abgasseitigen Größen Austrittstemperatur $T_{nDE, HM}$ und übertragener Wärmestrom \dot{Q}_{HM} sind jedoch keine Schwingungen zu erkennen. Der lineare Verlauf lässt trotz des geringen Reynoldszahlbereichs keine Schwingung vermuten.

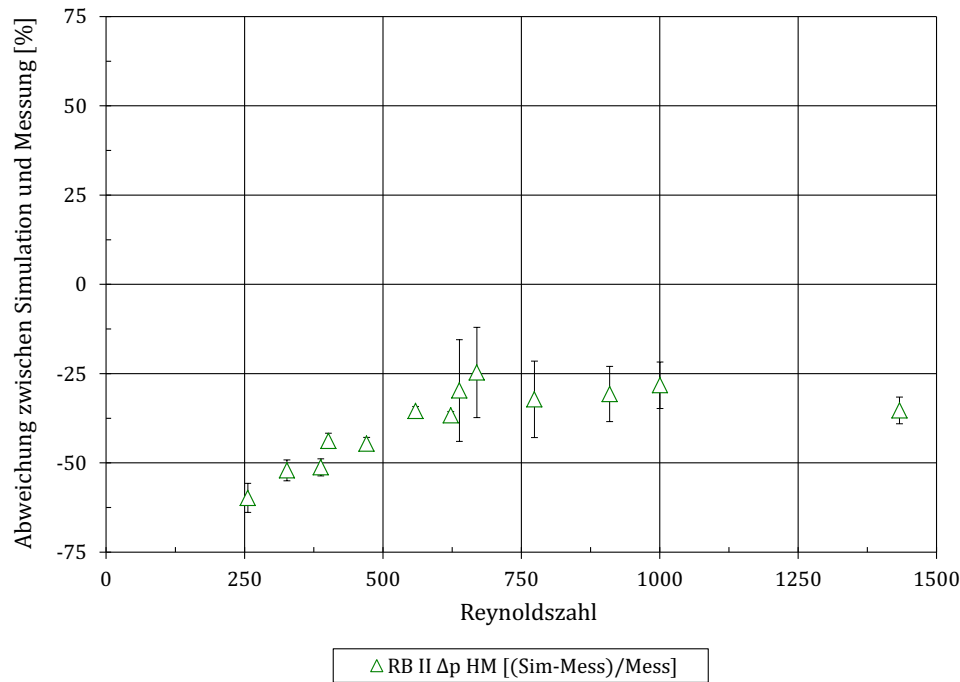


Abbildung 6.22: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II$ - Δp_{HM} über der Reynoldszahl

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

Neben dem Auftreten einer möglichen Schwingung werden im Folgenden drei Verein-

$RB-Ia$ und $RB-Ib$ ab. Die unterschiedlichen Geometrie Größen führen zu den kleineren Reynoldszahlen.

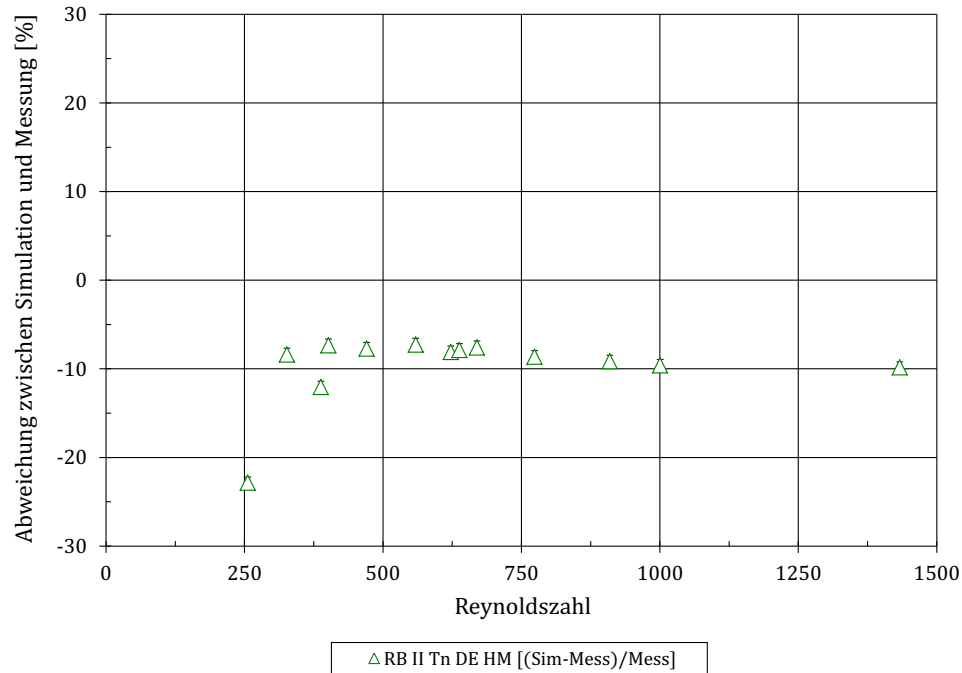


Abbildung 6.23: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - T_{nDE, HM}$ über der Reynoldszahl

Anm.: $T \hat{=}$ Temperatur, $DE \hat{=}$ Dampferzeuger, $HM \hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

fachungen in der Berechnung des Rohrbündels $RB-II$, die Ursache für die Abweichungen zwischen Messung und Simulation sein können, diskutiert. Zum einen führt die bereits thematisierte Nichtberücksichtigung der Trichter zu zu niedrig berechneten abgasseitigen Druckverlusten. Eine Gleichverteilung der Strömungsgeschwindigkeit über den Rohrbündelquerschnitt, die bei den Berechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) angenommen wird, liegt bei der Vermessung des Dampferzeugers $RB-II$ aufgrund der Trichter- und Dampferzeugerform nicht vor. Es ist von einem Freistrahlaufzugehen. Erst durch das Auftreffen der Abgasströmung auf die erste Rohrreihe und durch das Durchströmen der ersten Rohrreihen verteilt sich die Strömung gleichmäßig. Hierbei entsteht ein zusätzlicher Druckverlust. Zudem verursacht der Trichter selbst einen Druckverlust. Dieser ist mit im Mittel 3,5% des Rohrbündeldruckverlustes gering. Nur in einem der 13 Betriebspunkte erhöht sich der Druckverlust durch den Trichter um 5,1% und überschreitet somit die zugrunde gelegte Annahme von 5% geringfügig (s. Kapitel 4.2 und Trichterberechnungsansatz im Anhang A.24.2, Gl. A.20).

Beide Auswirkungen der Trichtervernachlässigung werden in der Simulation nicht

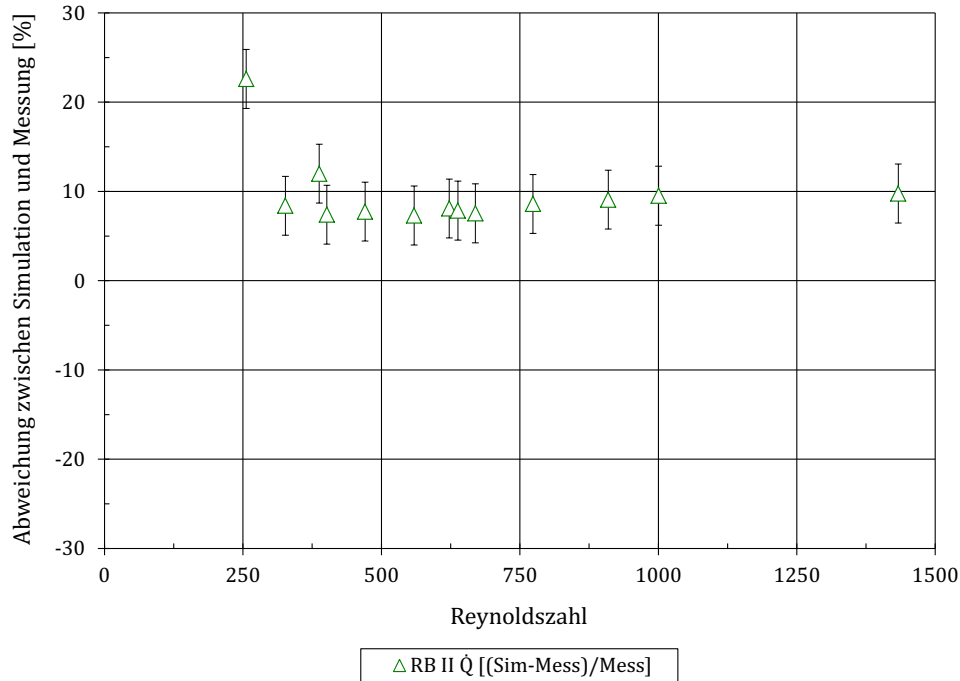


Abbildung 6.24: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - \dot{Q}_{HM}$ über der Reynoldszahl

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $HM \hat{=}$ Heizmedium, Reynoldszahl entsprechend Gl. 2.59.

berücksichtigt und führen zu einem im Mittel zu niedrig berechneten Druckverlust, was die Validierungsergebnisse bestätigen. Die beiden Effekte sind bei $RB-II$ gegenüber $RB-Ia$ und $RB-Ib$ aus den bereits genannten Gründen, Trichterbauform und Geometrie des gesamten Rohrbündels, größer.

Der zweite Grund sind die kleinen Rohraußendurchmesser von drei Millimetern beim Dampferzeuger $RB-II$. Wie bereits im Kapitel 6.1.4 erklärt, deuten die Versuchsergebnisse von 27 Rohrbündelvermessungen darauf hin, dass kleine Rohrdurchmesser zu signifikant niedrigeren Widerstandsbeiwerten und somit zu geringeren Druckverlusten führen, als die Berechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) berechnen.

Der letzte Grund ist, dass der vermessene Wärmestrom im Mittel 10% unterhalb des simulierten liegt. Ein höherer übertragener Wärmestrom in der Simulation führt zu einer niedrigeren mittleren Abgastemperatur und somit zu einem niedrigeren mittleren Volumenstrom. Die hieraus resultierende geringere mittlere Geschwindigkeit im Rohrbündel bedingt einen geringeren simulierten abgasseitigen Druckverlust.

Welchen Einfluss die drei Gründe isoliert betrachtet haben, ist anhand der durchgeführten Versuche nicht abschließend zu beantworten. Dass sie jedoch zu einem

zu niedrig berechneten Druckverlust führen, steht fest. Dies zeigt sich auch an der Druckverlustvermessung am Rohrbündel v21 (s. Kapitel 6.3 und Validierungsergebnisse im Anhang A.24.3 in Abb. A.175). Bei dieser Druckverlustvermessung liegt eine Gleichverteilung der Anströmung und eine isotherme Strömung sowie eine Übereinstimmung von 100% für die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ vor. Es muss jedoch berücksichtigt werden, dass in den Messwerten des Rohrbündels v21 die Auswirkungen von Wirbeln deutlich zu erkennen sind und der Durchmesser der Rohre fünf Millimeter beträgt.

Zusammenfassend liefert die Validierung des Rohrbündeldampferzeugers *RB-II* folgendes Ergebnis: Die Validierungsgrößen \dot{M}_{AM} und $T_{nDE, HM}$ weisen entsprechend der Berechnungsgenauigkeit des abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation auf. Die Simulationsgenauigkeit von $\pm 15\%$ erfüllt \dot{M}_{AM} zu 85% und $T_{nDE, HM}$ zu 92% sowie \dot{Q} zu 85%.

Bezüglich der Validierungsgröße Δp_{HM} liegt gegenüber der Berechnungsgenauigkeit von Gaddis und Gnielinski (1983) eine deutlich niedrigere Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation vor. Die Simulationsgenauigkeit von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ wird zu 8% bzw. 0% eingehalten. Die Ursachen hierfür - Wirbelbildung, kleine Rohrdurchmesser, Vernachlässigung der Trichter und der zu hoch berechnete übertragene Wärmestrom - wurden im Kapitel 6.2.4 thematisiert.

Die schlechte Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung für den arbeitsmedienseitigen Druckverlust Δp_{AM} , der keine Bewertungsgröße darstellt, trifft bei *RB-II* ebenso zu wie bei den Dampferzeugern *RB-Ia* und *RB-Ib*. Auch hier wurden die Gründe bereits im Kapitel 6.2.2 diskutiert.

Die gegebenenfalls besseren Übereinstimmungen zwischen Messung und Simulation für Betriebspunkte eines durchschnittlichen Fahrverhaltens wurden für *RB-II* nicht berechnet.

6.3 Druckverlust in einem Rohrbündel

Im Folgenden wird die isolierte Validierung der abgasseitigen Rohrbündeldruckverlustberechnungen vorgestellt. Neben der Auswertung der Messwerte der einzelnen Rohrbündel, unterteilt in versetzte und fluchtende Rohranordnung, werden die in Tabelle 6.2 aufgelisteten Rohrbündelgruppen untersucht. Bezugnehmend auf die im Kapitel 5.2.2 aufgeführten Rohrbündelvariationen werden an dieser Stelle für die Beschreibung der Rohrbündelgruppen die zugehörigen dimensionslosen Geometrie-

Gruppe	Kriterium	Rohranordnung	Rohrbündel
versetzt	Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	versetzt	v4, v8 - v10, v13 - v18, v21, v22
fluchtend	Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen	fluchtend	f1 - f5
versetzt	alle Rohrbündel	versetzt	v1, v3 - v22
fluchtend	alle Rohrbündel	fluchtend	f1 - f6
1	$b = \text{konstant} = 1,0; 1,1 < a < 2$	versetzt	v5 - v10, v21
2	$b = \text{konstant} = 1,2; 1,1 < a < 2$	versetzt	v11 - v15
3	$b = \text{konstant} = 0,8; 1,5 < a < 2$	versetzt	v3, v4
4	$a = \text{konstant} = 1,5; 0,8 < b < 6$	versetzt	v3, v8, v14, v16 - v20
5	$a = \text{konstant} = 2,0; 0,6 < b < 1,2$	versetzt	v1, v4, v10, v15, v21
6	$a \leq 1,25$	versetzt	v5, v6, v11, v12, v22
7	$3 \leq b$	versetzt	v18 - v20
8	$c \leq 1,25$	versetzt	v1, v3, v5 - v8, v22
9	$a = \text{konstant} = 1,5; 1,25 < b < 4$	fluchtend	f2 - f6
10	$3 \leq b$	fluchtend	f5, f6

Tabelle 6.2: Gruppeneinteilung der Rohrbündeldruckverlustvalidierung
Detaillierte Erklärung der Geometriegößen s. Abb. 2.19

parameter a und b in Tabelle 6.2 aufgelistet. Zusätzlich zu den folgenden Gruppenauswertungen sind im Anhang A.24.3 in den Abbildungen A.155 - A.182 die Validierungsergebnisse der einzelnen Rohrbündel aufgeführt. Diesen Abbildungen sind auch die absoluten Werte der Widerstandsbeiwerte zu entnehmen.

Insgesamt wird anhand von 2848 stationären Betriebspunkten die Druckverlustberechnung von 27 verschiedenen Rohrbündelgeometrien validiert. Im Fall der Untersuchung der Rohrbündelgruppen wird der Quotient aus gemessenem Widerstandsbeiwert ζ_{Mess} (Gl. 2.99) und simuliertem Widerstandsbeiwert ζ_{Sim} (Gl. 2.100 und 2.101) berechnet²⁹ und über der Reynoldszahl aufgetragen. Im Fall der Einzelrohrbündel werden beide Widerstandsbeiwerte, ζ_{Sim} und ζ_{Mess} , einzeln über der

²⁹Die Geschwindigkeit im engsten Querschnitt w_e in Gl. 2.99 berechnet sich aus der Geschwindigkeit vor dem Rohrbündel und einem Einschnürungsfaktor, der von der Rohranordnung abhängig ist (s. Abb. 2.19). Die Geschwindigkeit vor dem Bündel wird aus dem gemessenen Massenstrom im Druckverlustprüfstand, der gemessenen Eintrittstemperatur in das Rohrbündel, der Strömungskanalgeometrie und der temperaturabhängigen Dichte der Luft berechnet. Die Dichte wird mit Hilfe der Stoffdatenbibliothek *REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties* (2007) bestimmt.

Reynoldszahl dargestellt. In Abbildung 6.25 ist exemplarisch die Validierung für Rohrbündelgeometrie v5 abgebildet.

Für alle Auswertungen gilt, dass die teilweise über einen kleinen Reynoldszahlbereich auftretenden, wellenartigen Verläufe der Widerstandsbeiwerte nicht weiter untersucht werden. Hierbei handelt es sich um die bereits im Kapitel 6.1.4 thematisierten Kármánschen Wirbel, die sich hinter den umströmten Rohren in Abhängigkeit von der Reynoldszahl abwechselnd mit entgegengesetzter Drehrichtung ablösen (s. Abb. 6.28 und A.158 im Anhang A.24.3). Eine detailliertere Beschreibung liefern Bohl und Elmendorf (2005, S. 265 f.) und findet sich zudem im Kapitel 6.1.4.

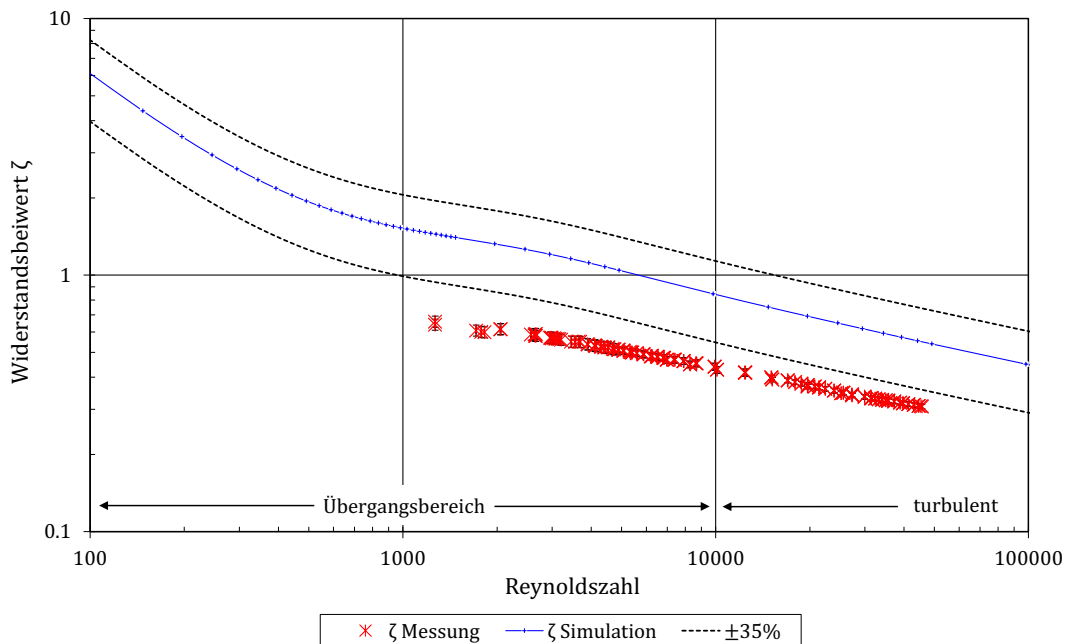


Abbildung 6.25: Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung für Rohrbündel v5 inkl. Messunsicherheitsbalken

Die Messgenauigkeiten³⁰ sind jedem gemessenen Widerstandsbeiwert ζ_{Mess} in den jeweiligen Einzelrohrbündeldarstellungen zugeordnet. Ebenso sind die Berechnungsgenauigkeitsgrenzen von $\pm 35\%$, für die eine Übereinstimmung von 97% von Gaddis und Gnielinski (1983) publiziert wird, als Strichpunktlinien in allen Abbildungen dargestellt. Zusätzlich ist der Bereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung als Übergangsbereich zwischen $Re=100$ und $Re=10.000$ gekennzeichnet. Für die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ geben Gaddis und Gnielinski (1983) eine Übereinstimmung von 90% an. Zudem sind in Abbildung 6.26 die von Gaddis und Gnielinski

³⁰Da die Unsicherheitsbalken, welche die Messgenauigkeiten darstellen, deutlich kleiner sind als die Symbole der Widerstandsbeiwerte, sind sie teilweise in den Abbildungen nicht ersichtlich.

(1983) publizierten Validierungsergebnisse und verwendeten Versuchsdaten dargestellt.

Damit die Messergebnisse dieser Arbeit mit den Validierungsergebnissen von Gaddis und Gnielinski (1983) verglichen werden können, ist eine äquidistante Schrittweite der Reynoldszahl notwendig. Wird dies nicht gewährleistet, führt eine Ansammlung von Messpunkten im Bereich einer Reynoldszahl zu einer Verfälschung der Validierungsergebnisse. Daher wird mit der doppelten mittleren Schrittweite³¹ des durchgeführten Versuchsprogramms³² eine äquidistante Schrittweite berechnet und für die Auswertung vorgegeben. Mittels linearer Interpolation zwischen zwei Messpunkten werden die Reynoldszahlen und die zugehörigen Widerstandsbeiwerte für die äquidistante Schrittweite interpoliert. Da die Änderungen der zu den aufeinanderfolgenden Reynoldszahlen gehörenden Widerstandsbeiwerte gering sind, ist eine vereinfachende, lineare Interpolation gerechtfertigt. In Abbildung A.156 im Anhang A.24.3 sind exemplarisch für Rohrbündel v1 sowohl die vermessenen als auch die bei äquidistanter Schrittweite interpolierten Widerstandsbeiwerte über der Reynoldszahl dargestellt. Hier zeigt sich z. B. im Bereich der Reynoldszahlen zwischen 2.000 und 3.000 eine Ansammlung von Messpunkten, welche zu fehlerhaften Ergebnissen bei einer Validierung ohne äquidistante Schrittweite führen würde. In den entsprechenden Abbildungen werden nur die gemessenen, nicht jedoch die interpolierten Widerstandsbeiwerte über der Reynoldszahl aufgetragen. Dies erfolgt nur exemplarisch in Abbildung A.156 im Anhang A.24.3. Die Berechnung der äquidistanten Werte ist nur für die Bestimmung der Validierungsergebnisse notwendig.

Anhand der Widerstandsbeiwerte bei äquidistanter Schrittweite wird für den Vergleich zwischen Messung und Simulation berechnet, wie viel Prozent der gemessenen Widerstandsbeiwerte innerhalb der von Gaddis und Gnielinski (1983) publizierten Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ und $\pm 35\%$ liegen. Zudem wird die Verteilung der zu niedrig und zu hoch berechneten Widerstandsbeiwerte und somit der zu hoch und zu niedrig berechneten abgasseitigen Druckverluste bestimmt.

³¹Die mittlere Schrittweite bestimmt sich aus der Division der Reynoldszahlspanne und der Anzahl der Messpunkte.

³²Das Versuchsprogramm besteht aus einer Variation des Luftmassenstroms. Dieser wird vorgegeben, kann aber nicht so fein eingestellt werden, dass jede Reynoldszahl explizit eingestellt werden kann. Zudem beeinflusst der sich einstellende Druckverlust die Temperatur und somit die Reynoldszahl. Die Reynoldszahl wird erst im Zuge der Auswertung berechnet.

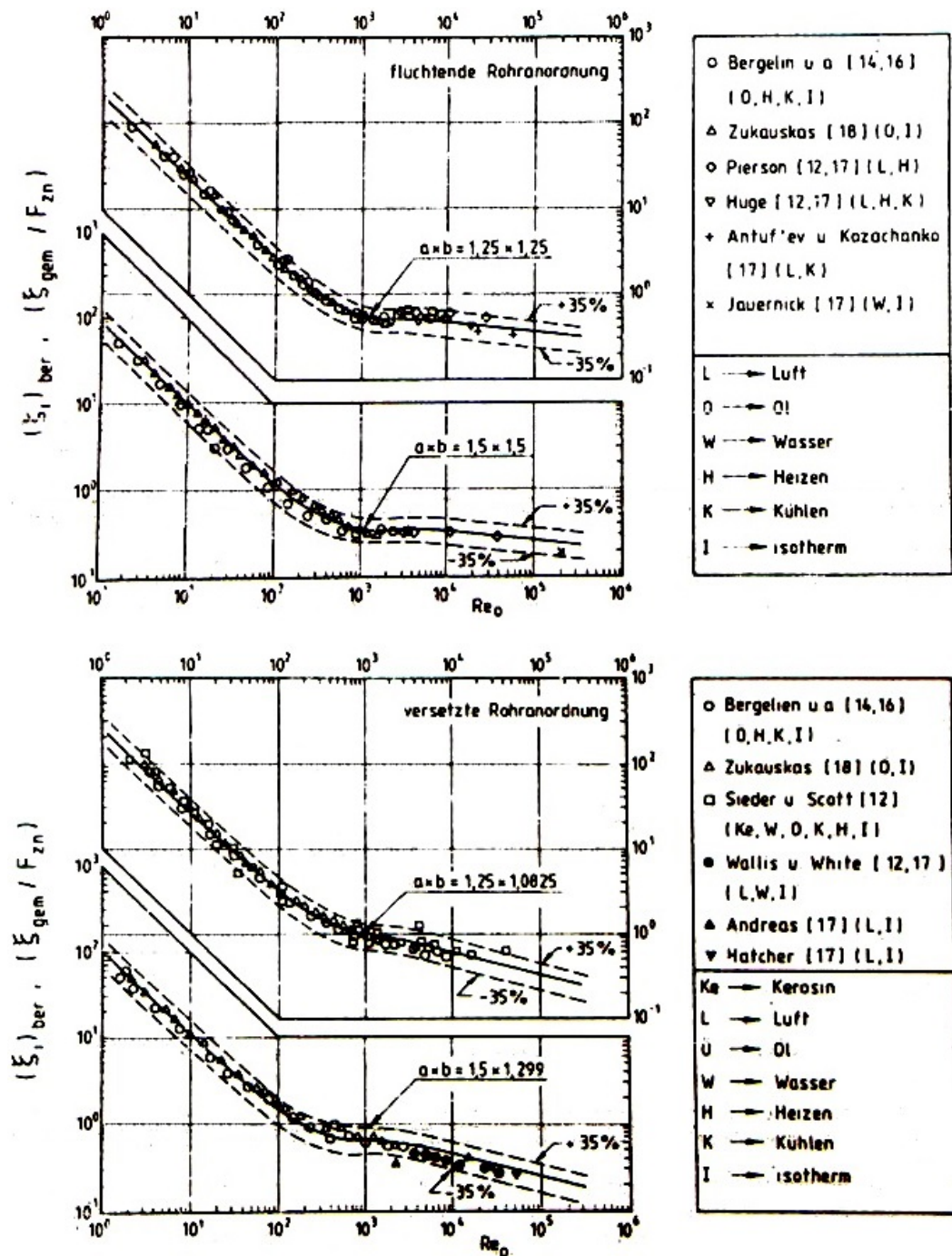


Abbildung 6.26: Messergebnisse aus der Literatur nach Gaddis und Gnielinski (1983) für die Berechnungsgleichungen des Druckverlustes im Rohrbündel (Gl. 2.99 bis 2.103)

6.3.1 Versetzte Rohranordnung

Anhand der Messwerte der versetzten Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen der zugehörigen Berechnungsgleichungen³³ einhalten (v4, v8-v10, v13-v18, v21, v22), zeigt sich, dass 97% der Messwerte innerhalb der $\pm 35\%$ und 59% innerhalb der $\pm 25\%$ Berechnungsgenauigkeit liegen. Die angegebenen Berechnungsgenauigkeiten von Gaddis und Gnielinski (1983) werden nur innerhalb der $\pm 35\%$ Genauigkeit eingehalten. Zudem zeigt sich, dass der größere Teil der Versuchsergebnisse (68%) unterhalb der Simulationsergebnisse liegt. Im Mittel sind die gemessenen Widerstandsbeiwerte der versetzten Rohrbündel bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen 16% kleiner als die Simulierten³⁴. Im Genauigkeitsbereich von -35% bis 0% liegen 67% und im Bereich 0% bis +35% 30% der Messwerte. Weitere 1% liegen unterhalb von -35% und 2% oberhalb von +35%.

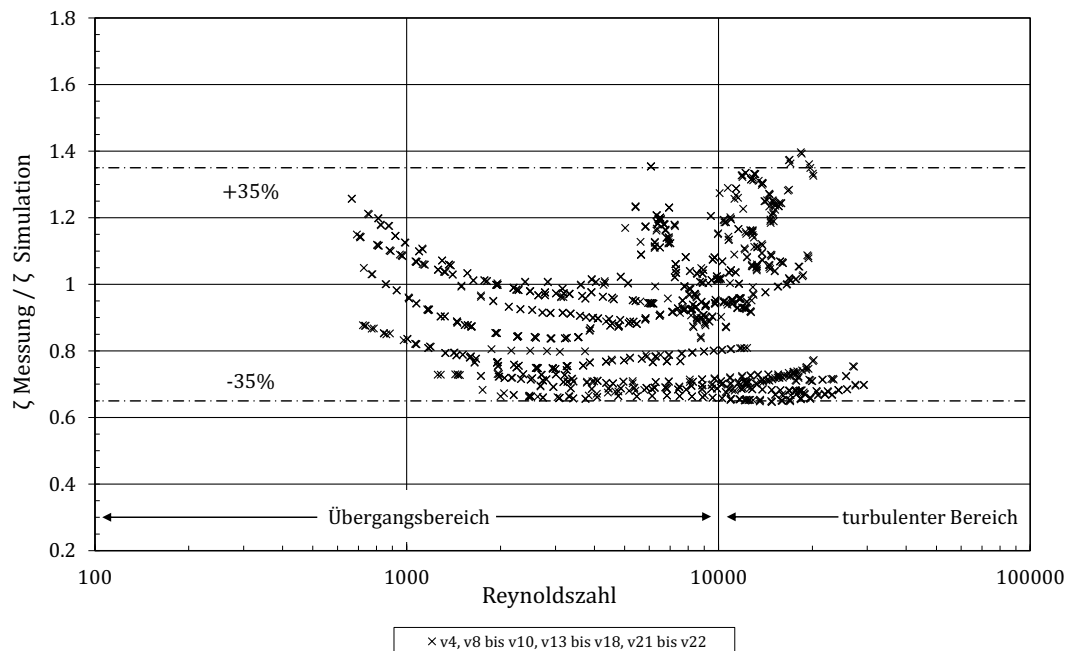


Abbildung 6.27: Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung für Rohrbündel mit versetzter Anordnung

Bei der Betrachtung aller versetzten Rohrbündel ohne Berücksichtigung der Geometriegültigkeitsgrenzen zeigt sich ebenfalls im Mittel über alle Betriebspunkte, dass der gemessene Widerstandsbeiwert ζ_{Mess} geringer ist als der Simulierte (ζ_{Sim}). Im

³³Die Druckverlustberechnung im Rohrbündel erfolgt mit den Gleichungen nach Gaddis und Gnielinski (1983).

³⁴Bezugswert ist der gemessene Widerstandsbeiwert.

Anhang A.24.3 sind in Abbildung A.153 die zugehörigen Validierungsergebnisse dargestellt. Es liegen hier 50% der Messwerte im Genauigkeitsbereich von -35% bis 0% und 17% im Bereich von 0% bis +35%. Weitere 32% liegen unterhalb von -35% und lediglich 1% oberhalb von +35%. Insgesamt liegen 67% und 39% der Messwerte innerhalb der $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ Berechnungsgenauigkeit sowie 81% der Versuchsergebnisse unterhalb ihres zugehörigen Simulationsergebnisses. Bei Abweichungen von den Geometriegültigkeitsgrenzen reduziert sich auch die Übereinstimmung von 97% zur $\pm 35\%$ Genauigkeit deutlich.

Betrachtet man die Validierung der Druckverlustberechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983, S. 415) und hier speziell die Versuchsergebnisse anderer Autoren (s. Abb. 6.26), ist zu erkennen, dass für den in dieser Arbeit untersuchten Reynoldszahlbereich keine signifikante Häufung von Widerstandsbeiwertquotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} kleiner eins vorliegt. Die von Gaddis und Gnielinski (1983) zur Validierung verwendeten Messergebnisse anderer Autoren erfüllen die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ und $\pm 35\%$ ohne erkennbare Systematik und mit vergleichbarer Übereinstimmung wie die eigenen Versuchsergebnisse von Gaddis und Gnielinski (1983). Die Anwendung der Gleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) zur Abbildung von Versuchsergebnissen Dritter bietet somit keinen Ansatzpunkt zur Erklärung der Tendenz hin zu zu groß berechneten Widerstandsbeiwerten. Auch die Auswertung der Messtechnikkalibrierung liefert keinen Erklärungsansatz für die Abweichungen. Sowohl die Messgenauigkeit der Differenzdrucksensoren von $\pm 1\%$ der Messspanne, die zudem über drei verschiedene Differenzdrucksensoren schrittweise an den Messbereich angepasst wird, als auch die Messgenauigkeiten von $\pm 0,5\%$ bis $\pm 2\%$ des Luftmassenstroms führen nicht zu den aufgezeigten Unterschieden zwischen Simulation und Messung. Dies zeigt sich auch anhand der Messunsicherheitsbalken in Abbildung 6.25. Zusätzlich ist am Druckverlustversuchsstand ein zweiter Massenstromsensor verbaut, um eine weitere Plausibilisierung der Messergebnisse zu ermöglichen. Die hohe Übereinstimmung beider Massenstrommesswerte bestätigt die Funktionstüchtigkeit der Massenstromsensoren. Die Abweichung beider Sensoren ist kleiner $\pm 2\%$. Ebenso weisen die Differenzdrucksensoren beim Umschalten von einem Sensor zum Nächsten, aufgrund der Messspannenanpassung, nahezu identische Messwerte auf, was sehr große Messunsicherheiten einzelner Sensoren, welche die systematischen Abweichungen erklären würden, ausschließt.

Auch die Versuchsdurchführung erklärt nicht die Abweichungen. Es wird zum Reduzieren von Hystereseeffekten bei der Messdatenerfassung bei allen Versuchen mit dem Anfahren des Messbereichsendwertes gestartet und dann eine Massenstromva-

riation vom kleinsten bis zum größten Massenstrom und zurück durchlaufen (vgl. exemplarisch Abb. A.109 im Anhang A.19.2).

Ein systematischer Fehler ist nicht auszuschließen, da jedoch der Prüfstand von mehreren Personen betrieben, mehrfach kalibriert, mehrmals auf- und abgebaut wurde sowie Wiederholungsversuche mit identischen Randbedingungen und Versuche mit unterschiedlichen Lufteintrittstemperaturen durchgeführt wurden, ist dies unwahrscheinlich.

Die Messwerte der 17 Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten, unterschreiten zu 72% die Simulationsergebnisse. Bei Betrachtung aller 27 Rohrbündelgeometrien und der zugehörigen 2848 Versuchspunkte unterschreiten 82% der Messwerte die Simulationsergebnisse. Bei beiden Betrachtungen werden die fünf bzw. sechs Rohrbündel mit fluchtender Rohranordnung (s. Kapitel 6.3.2) mit zur Auswertung hinzugezogen. Die Tatsache, dass die von Gaddis und Gnielinski (1983) zur Beschreibung der Rohrbündel vorgegebenen dimensionslosen Geometrieparameter bei 17 Rohrbündeln eingehalten werden sowie die Messtechnik und die Versuchsdurchführung in dieser Arbeit keine Erklärung für die Abweichungen zwischen Simulation und Messung liefert, führt zu folgender Annahme:

Die dünnen Rohrdurchmesser der Validierungsrohrbündel dieser Arbeit ($d = 5\text{ mm}$) führen zu signifikant niedrigeren Widerstandsbeiwerten und somit zu geringeren Druckverlusten als die Berechnungen von Gaddis und Gnielinski (1983) ergeben. Die Berechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) wurden anhand von Versuchsrohrbündeln mit größeren Rohrdurchmessern erstellt ($d_R = 7, 9; 17,5; 19,0; 25,4; 50,8\text{ mm}$), wobei 7,9 mm hierbei von Gaddis und Gnielinski (1983, S. 412) als „...relativ kleiner Rohrdurchmesser...“ bezeichnet wird.

Ein Grund für die abweichenden Ergebnisse bei kleineren Rohrdurchmessern ist die geringere Auslenkung der Luftströmung beim Durchströmen des Rohrbündels. Betrachtet man die Luftströmung als Summe vieler Strömungsfäden durch das Rohrbündel, ergeben sich bei dünneren Rohrdurchmessern geradere Verläufe der einzelnen Strömungsfäden. Die Gleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) berücksichtigen den Rohrdurchmesser lediglich über das Verhältnis von Rohrdurchmesser zu Rohrabstand, jedoch nicht den absoluten Rohrdurchmesser. Trifft die Annahme zu, dass kleinere Rohrdurchmesser zu niedrigeren Widerstandsbeiwerten führen, erklärt dies auch zum Teil die geringe Übereinstimmung mit der Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$. In Abbildung 6.27 sieht man, dass, wenn die simulierten Widerstandsbeiwerte auf Basis einer Rohrdurchmesserkorrektur reduziert werden und somit die Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} größer werden, mehr Messergebnisse innerhalb der beiden

Berechnungsgenauigkeiten von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ liegen. Rechnerisch nachgewiesen werden kann diese grafische Auswertung nicht, da ein Teil der gemessenen Widerstandsbeiwerte aufgrund der Kármánschen Wirbel größer ist, als der Verlauf der restlichen Messwerte erwarten lässt.

Das Absenken der simulierten Widerstandsbeiwerte um 17,5%, was der mittleren Abweichung der Messwerte von den Simulationswerten aller³⁵ Rohrbündel bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen entspricht, steigert zwar die Zugehörigkeiten zur $\pm 25\%$ Genauigkeit von 59% auf 67%, reduziert aber auch die Zugehörigkeit zur $\pm 35\%$ Genauigkeit von 97% auf 84%. Dies liegt größtenteils an den gemessenen Widerstandsbeiwerten im Bereich der Reynoldszahl von 6.000 bis 11.000, die aufgrund der Kármánschen Wirbel ansteigen und somit nach Reduzierung der Simulationswerte außerhalb der $\pm 35\%$ Genauigkeit liegen (s. Abb. 6.27). Ohne den wellenartigen Verlauf der Messwerte liegen nach Absenken der Simulationsergebnisse deutlich mehr Messwerte innerhalb der beiden Genauigkeitsbereiche von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$.

Auswertung der Gruppen 1 - 8

Im Folgenden werden die Validierungsergebnisse der Druckverlustberechnung für die acht Gruppen der versetzten Rohrbündel vorgestellt:

Anhand der Validierungsergebnisse der Rohrbündel aus **Gruppe 1** wird die Simulationsgenauigkeit in Abhängigkeit vom Rohrabstand quer zur Anströmung untersucht. In Tabelle 6.3 ist anhand des sich ändernden dimensionslosen Rohrabstandes a die schrittweise Erhöhung des Rohrabstandes ersichtlich. Der dimensionslose Rohrreihenabstand b ist hierbei konstant eins. Die Rohrbündelgeometrie v21 entspricht dem Validierungsrohrbündel *RB-II*, das über einen dimensionslosen Rohrabstand von $b = 1,07$ verfügt und somit ebenfalls der Gruppe 1 mit $b = 1$ zugeordnet werden kann.

Abbildung 6.28 zeigt die Validierungsergebnisse der Rohrbündel aus Gruppe 1. Auch hier ist die Tendenz hin zu zu niedrig berechneten Widerstandsbeiwerten zu erkennen. Für die Einteilung in die Genauigkeitsgrenzen ergibt sich eine Übereinstimmung von 29% für den Bereich von -35% bis 0% und von 34% für den Bereich von 0% bis +35%. Weitere 36% liegen unterhalb von -35% und lediglich 1% oberhalb von +35%. Somit liegen 63% innerhalb von $\pm 35\%$ und 50% innerhalb von $\pm 25\%$. Berücksichtigt man nur die Rohrbündel v8 bis v10 und v21 - diese halten die Geometriegültigkeitsgrenzen ein - steigen die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen auf 99% und 88%.

³⁵Dies beinhaltet sowohl die Rohrbündel mit versetzten als auch mit fluchtenden Rohranordnungen.

Geometrieparameter	v5	v6	v7	v8	v9	v21	v10	Einheit
a	1,1	1,2	1,3	1,5	1,66	1,95	2,0	—
b	1	1	1	1	1	1,07	1	—
$\pm 25\%$	0	0	0	85	91	100	75	%
$\pm 35\%$	0	0	45	100	100	100	94	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	100	45	38	57	17	%

Tabelle 6.3: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 1
Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 2.19

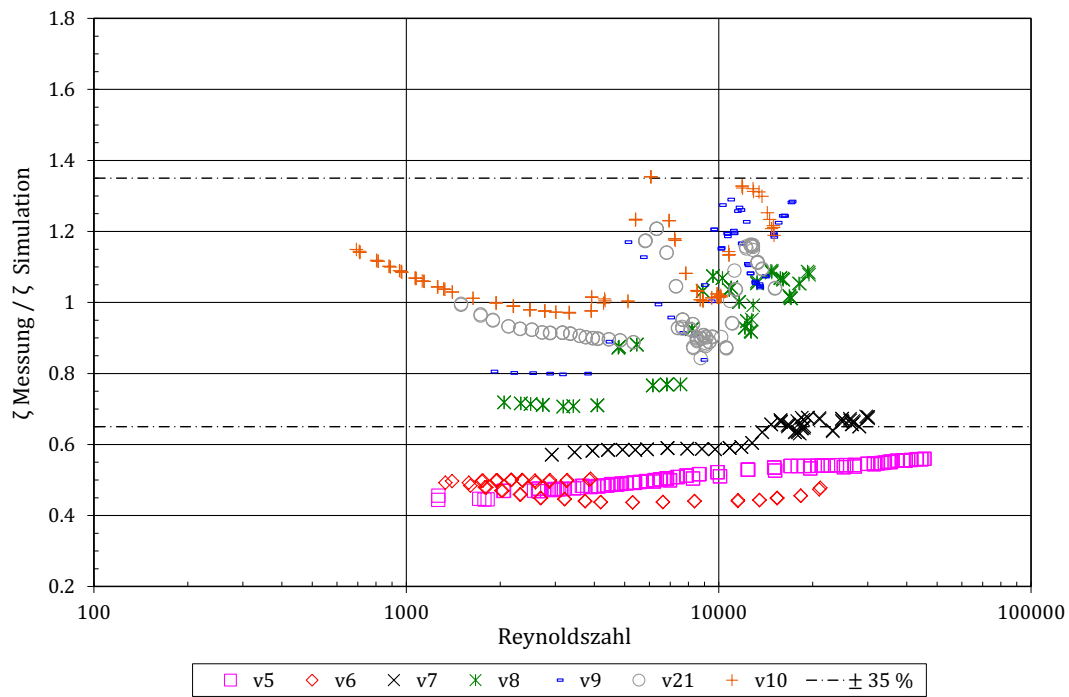


Abbildung 6.28: Validierungsergebnisse der Gruppe 1; versetzt; $b = \text{konstant} = 1,0$; $1,1 < a < 2$

Zusätzlich ist in Abbildung 6.28 zu erkennen, dass mit zunehmendem Querrohrabstand ($a = 1,1 \rightarrow a = 2,0$) der Quotient ζ_{Mess}/ζ_{Sim} zunimmt. Dies bedeutet im Umkehrschluss, dass bei der Druckverlustberechnung für Rohrbündel mit kleinen Rohrdurchmessern und zunehmender Querkompaktheit ($a \downarrow$) der Quotient ζ_{Mess}/ζ_{Sim} ebenfalls kleiner und der Fehler in der Berechnung größer wird. In Tabelle 6.3 sind hierzu ebenfalls die prozentualen Anteile der zu niedrig berechneten Widerstandsbeiwerte sowie die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsbereichen von $\pm 25\%$ und $\pm 35\%$ den Rohrbündelgeometrien zugeordnet. Es ist festzuhalten, dass die Rohrbündel v5 bis v7 die Geometriegültigkeitsgrenzen nicht einhalten ($a < 1,25$ bzw. $c < 1,25$). Diese drei Rohrbündel führen zu den größten Abweichungen zwischen Messung und Simulation.

Für die Rohrbündelauslegung kann somit bei querkompakten Rohrbündeln mit dünnen Rohren, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen aufgrund der Querkompaktheit überschreiten, von einem zu hoch berechneten Druckverlust ausgegangen werden.

Die Validierungsergebnisse der Rohrbündel der **Gruppe 2** dienen ebenfalls der Untersuchung der Simulationsgenauigkeit in Abhängigkeit vom Querrohrabstand, wobei hier der konstante, dimensionslose Rohrreihenabstand mit $b = 1,2$ vorgegeben wird. In Tabelle 6.4 sind die entsprechenden Geometrieparameter den Rohrbündelgeometrien zugeordnet.

Geometrieparameter	v11	v12	v13	v14	v15	Einheit
a	1,1	1,2	1,3	1,5	2,0	—
b	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2	—
$\pm 25\%$	0	0	0	0	99	%
$\pm 35\%$	0	0	100	86	100	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	100	100	67	%

Tabelle 6.4: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 2
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

Auch hier ist die Zunahme des Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} mit abnehmender Querkompaktheit in Abbildung 6.29 und in Tabelle 6.4 ersichtlich. Bezüglich der Berechnungsgenauigkeit ergibt sich für die Validierungsergebnisse der Rohrbündel der Gruppe 2 eine Übereinstimmung von 51% für den Bereich von -35% bis 0% und von 7% für den Bereich von 0% bis +35%. Die restlichen 43% liegen unterhalb von -35%. Es liegen 57% innerhalb von $\pm 35\%$ und 20% innerhalb von $\pm 25\%$. Berücksichtigt man nur die Rohrbündel v13 bis v15 - diese halten die Geometriegültigkeitsgrenzen ein - steigen

die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen auf 95% und 33%. Die Rohrbündel v11 und v12 liegen außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen ($a < 1,25$) und weisen die größten Abweichungen zwischen Messung und Simulation auf.

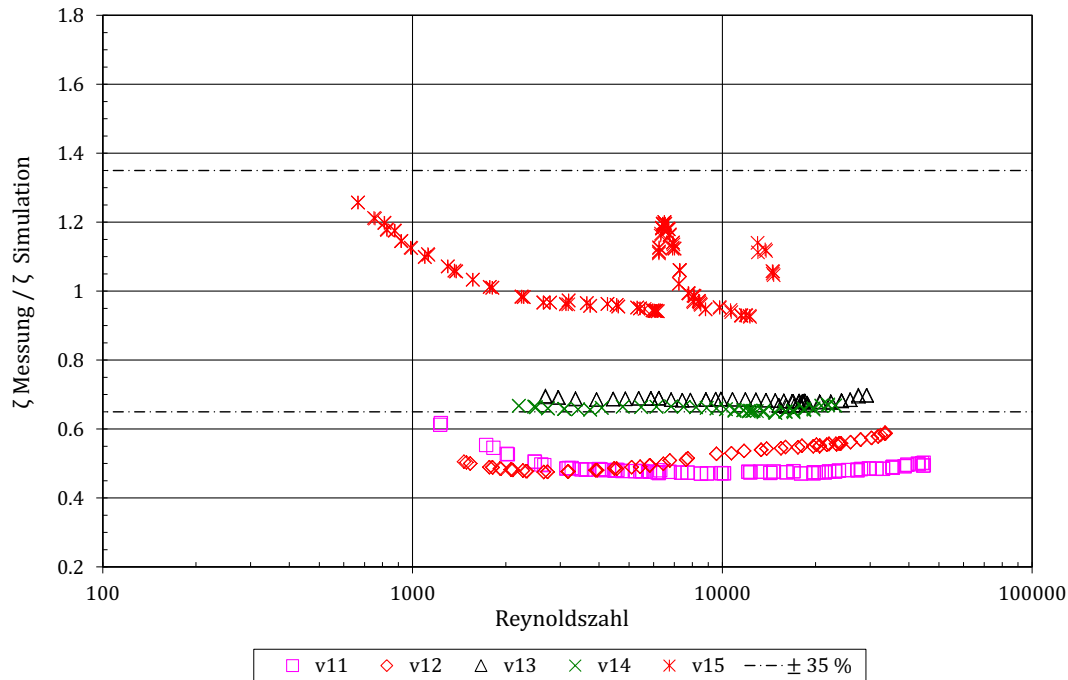


Abbildung 6.29: Validierungsergebnisse der Gruppe 2; versetzt; $b = \text{konstant} = 1, 2$; $1,1 < a < 2$

Als letzte Gruppe zur Untersuchung der Simulationsgenauigkeit in Abhängigkeit vom Querrohrabstand dient **Gruppe 3**. Hier weisen die Rohrbündel mit $b = 0,8$ eine Verkleinerung des konstanten Rohrreihenabstandes auf. In Tabelle 6.5 sind die entsprechenden Geometrieparameter den Rohrbündelgeometrien zugeordnet.

Geometrieparameter	v3	v4	Einheit
a	1,5	2,0	—
b	0,8	0,8	—
$\pm 25\%$	21	61	%
$\pm 35\%$	100	81	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	7	%

Tabelle 6.5: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 3
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

Ebenso wie bei den Validierungsergebnissen der Rohrbündel aus Gruppe 1 und 2 ist für Rohrbündel v3 und v4 die gleiche Tendenz festzustellen. Rohrbündelgeometrie

v4 weist einen größeren Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} gegenüber der Rohrbündelgeometrie v3 mit höherer Querkompaktheit auf (s. Abb. 6.30). Es liegen 54% der Messwerte der beiden Rohrbündel im Berechnungsgenauigkeitsbereich von -35% bis 0% und 37% im Bereich von 0% bis +35%. Die restlichen 9% entfallen auf den Bereich größer +35%. Es liegen somit 91% innerhalb $\pm 35\%$ und 41% innerhalb von $\pm 25\%$. Bei Berücksichtigung der Geometriegültigkeitsgrenzen gelten die prozentualen Zugehörigkeiten von Rohrbündel v4 (s. Tabelle 6.5).

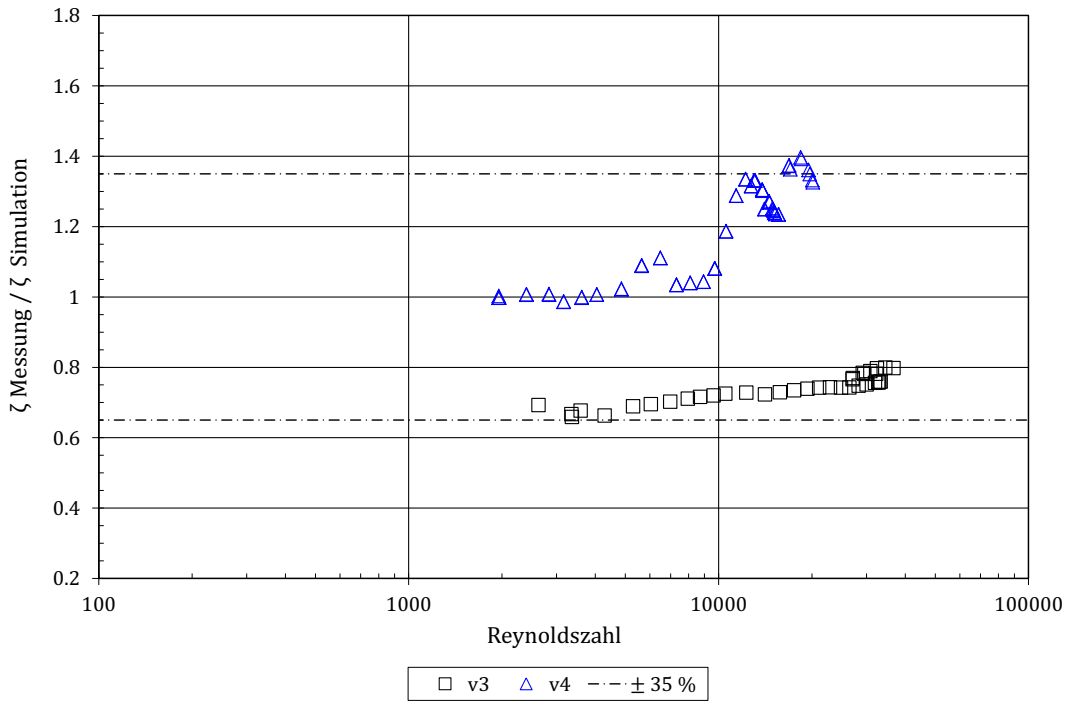


Abbildung 6.30: Validierungsergebnisse der Gruppe 3; versetzt; $b = \text{konstant} = 0,8$; $1,5 < a < 2$

Die geringe Anzahl von nur zwei Rohrbündelgeometrien in Gruppe 3 beruht auf der gestiegenen Längskompaktheit ($b = 0,8$), die keine a -Werte von 1,1-1,3 zulässt. Insgesamt bestätigen die Versuchsergebnisse der Rohrbündel der Gruppen 2 und 3 die Erkenntnisse der Auswertung der Rohrbündel der Gruppe 1.

Anhand der Validierungsergebnisse der Druckverlustberechnung der Rohrbündel der beiden folgenden **Gruppen 4 und 5** wird die Simulationsgenauigkeit in Abhängigkeit vom dimensionslosen Rohrreihenabstand b untersucht. Die Rohrbündel der Gruppe 4 haben hierbei mit $a = 1,5$ gegenüber Gruppe 5 mit $a = 2$ die höhere Querkompaktheit. In Tabelle 6.6 und 6.7 sind die zugehörigen Geometrieparameter den Rohrbündeln zugeordnet.

Für die Rohrbündel der Gruppe 4 trifft ebenfalls die Tatsache zu, dass der Großteil

Geometrieparameter	v3	v8	v14	v16	v17	v18	v19	v20	Einheit
a	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	—
b	0,8	1,0	1,2	1,3	1,5	3,0	5,0	6,0	—
$\pm 25\%$	21	85	0	0	94	100	0	0	%
$\pm 35\%$	100	100	86	100	100	100	0	0	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	45	100	100	100	86	100	100	%

Tabelle 6.6: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 4
Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 2.19

der Messergebnisse unterhalb der Simulationsergebnisse liegt. Für die Berechnungsgenauigkeiten ergeben sich Übereinstimmungen von 65% für den Bereich von -35% bis 0% und von 9% für den Bereich von 0% bis +35%. Die restlichen 27% liegen unterhalb von -35% (s. Abb. 6.31). Es liegen somit 73% und 38% innerhalb der Genauigkeit von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$. Berücksichtigt man nur die Rohrbündel v8, v14 und v16 bis v18 - diese halten die Geometriegültigkeitsgrenzen ein - steigen die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen auf 97% und 56%. Die Rohrbündel v3, v19 und v20 liegen außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen.

Geometrieparameter	v1	v4	v10	v21	v15	Einheit
a	2,0	2,0	2,0	1,95	2,0	—
b	0,6	0,8	1,0	1,07	1,2	—
$\pm 25\%$	96	61	0	100	99	%
$\pm 35\%$	100	81	0	100	100	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	90	7	17	57	67	%

Tabelle 6.7: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 5
Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 2.19

Für die Rohrbündel der **Gruppe 5** trifft es nicht zu, dass die gemessenen Widerstandsbeiwerte größtenteils unterhalb der Simulierten liegen. Hier liegt eine sehr hohe Übereinstimmung von Simulation und Messung vor, was sich in einer ausgeglichenen Aufteilung innerhalb der $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit zeigt (s. Abb. 6.32). Bis auf 5% der Versuchsergebnisse liegen alle Messpunkte innerhalb der Berechnungsgenauigkeit von $\pm 35\%$, 48% unterhalb und 47% oberhalb der 0% Grenze. Innerhalb der Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ liegen 86%. Berücksichtigt man nur die Rohrbündel v4, v10, v15 und v21 - diese halten die Geometriegültigkeitsgrenzen ein -

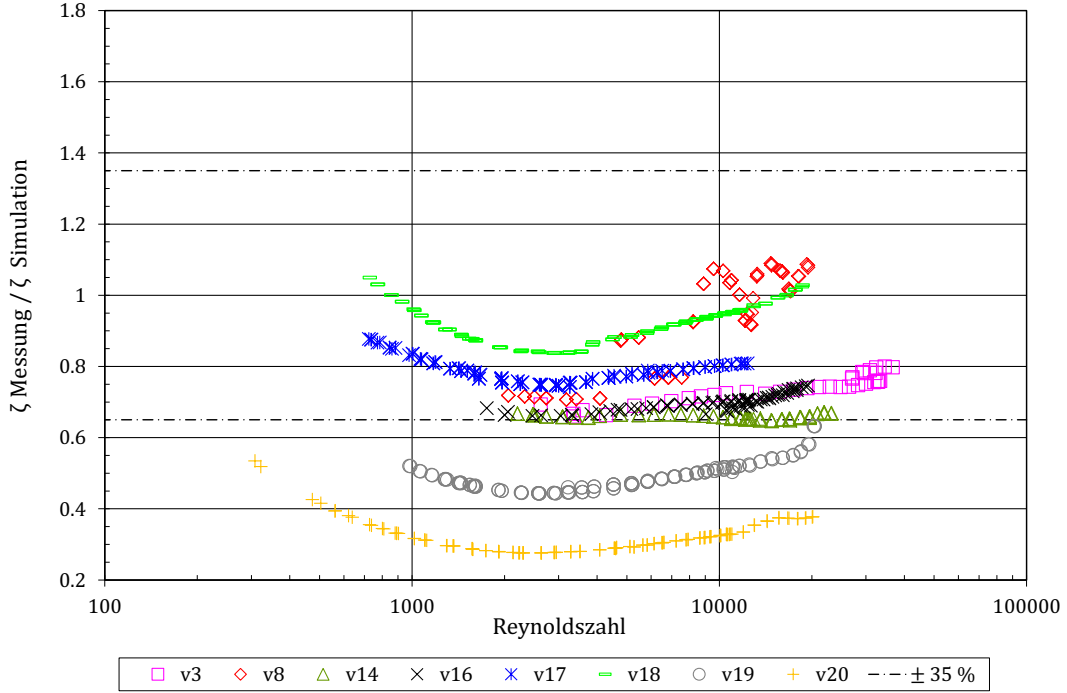


Abbildung 6.31: Validierungsergebnisse der Gruppe 4; versetzt; $a = \text{konstant} = 1, 5; 0, 8 < b < 6$

liegen die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ bei 94% und 84%. Rohrbündel v1 liegt außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen.

Die hohe Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung bei den Rohrbündeln der Gruppe 5 gegenüber der zuvor betrachteten Gruppen hat eine triviale Begründung. Nur Rohrbündel v1 liegt außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen, was ein Anteil von 20% der Rohrbündel ist. In den vier zuvor untersuchten Gruppen ist der Anteil der Rohrbündel, die außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen liegen, zu Rohrbündeln, die innerhalb der Gültigkeitsgrenzen liegen, größer gleich 50%.

Eine Abhängigkeit der Simulationsgenauigkeit vom Rohrreihenabstand b , wie sie beim Rohrabstand a bei den Rohrbündeln der Gruppe 1 bis 3 vorliegt, ist bei den Rohrbündeln der Gruppe 4 nicht zu erkennen. Die Rohrbündel v14 und v16 bis v18 der Gruppe 4 zeigen zwar eine Tendenz hin zu steigenden Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} bei abnehmender Längskompaktheit ($b \uparrow$). Dieser Tendenz entsprechen jedoch die Rohrbündel v3, v8 v19 und v20 dieser Gruppe nicht. Betrachtet man die Rohrbündel v19 und v20 nicht, da sie außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenze $b \leq 3$ liegen, zeigt sich zudem, dass die Messwerte der restlichen Rohrbündel dicht beieinander liegen, was einer Abhängigkeit von der Längskompaktheit, zumindest innerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen, widerspricht.

Bei den vier Rohrbündeln der Gruppe 5, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten, liegen die Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} ebenfalls so dicht beieinander, dass eine Tendenz in Abhängigkeit vom Rohrreihenabstand b nicht zu erkennen ist. Fasst man die Ergebnisse der beiden Gruppen 4 und 5 zusammen, ist keine Tendenz hin zu steigenden oder sinkenden Quotienten $\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$ bei Abnahme der Längskompaktheit zu erkennen.

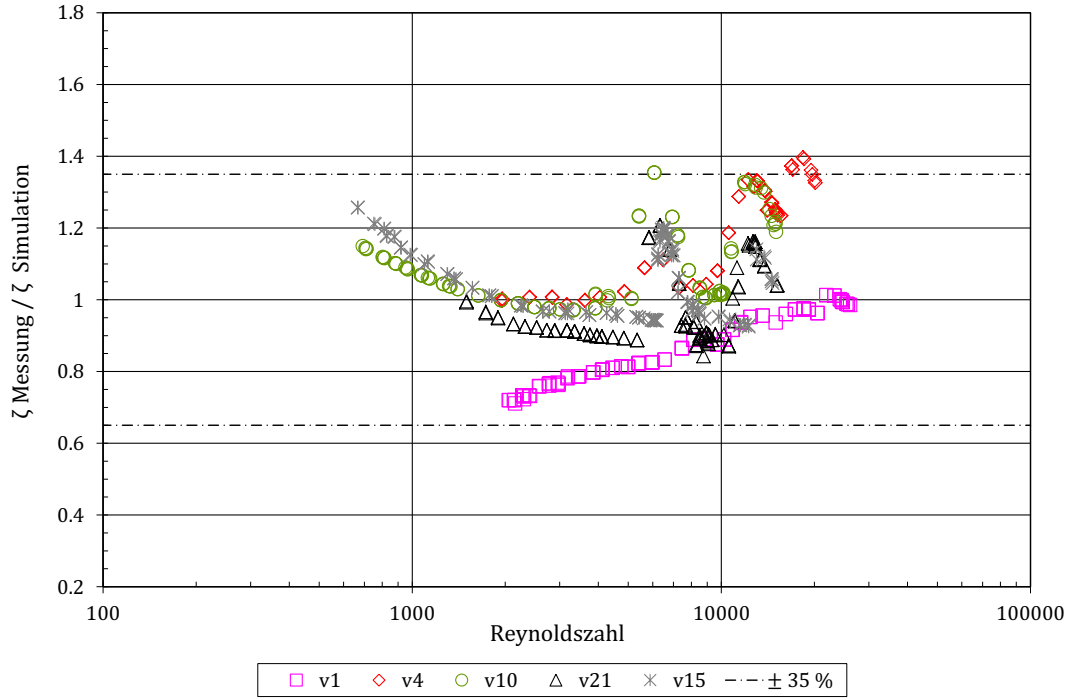


Abbildung 6.32: Validierungsergebnisse der Gruppe 5; versetzt; $a = \text{konstant} = 2,0$; $0,6 < b < 1,2$

Anhand der Validierungsergebnisse der Rohrbündel der folgenden **Gruppen 6 bis 8** werden die Simulationsgenauigkeiten bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen für versetzte Rohrbündel untersucht. Rohrbündel, welche die Grenzen genau treffen, werden auch betrachtet. Gruppe 6 enthält hierbei Rohrbündel, die eine hohe Querkompaktheit aufweisen und die dimensionslose Rohrabstandsgrenze $a = 1,25$ unterschreiten. Tabelle 6.8 und Abbildung 6.33 ordnen die Geometrieparameter den Rohrbündeln zu und zeigen die entsprechenden Validierungsergebnisse.

Es zeigt sich, dass Rohrbündel v22, das die Gültigkeitsgrenze genau trifft und sie somit nicht wie die anderen vier Rohrbündel überschreitet, noch im $\pm 35\%$ Genauigkeitsbereich liegt. Die anderen vier Rohrbündel hingegen weisen alle einen Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} kleiner 0,65 auf und liegen somit unterhalb der -35% Genauigkeitsgrenze.

Geometrieparameter	v5	v6	v11	v12	v22	Einheit
a	1,1	1,2	1,1	1,2	1,25	—
b	1,0	1,0	1,2	1,2	1,083	—
$\pm 25\%$	0	0	0	0	2	%
$\pm 35\%$	0	0	0	0	100	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	100	100	100	%

Tabelle 6.8: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 6
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

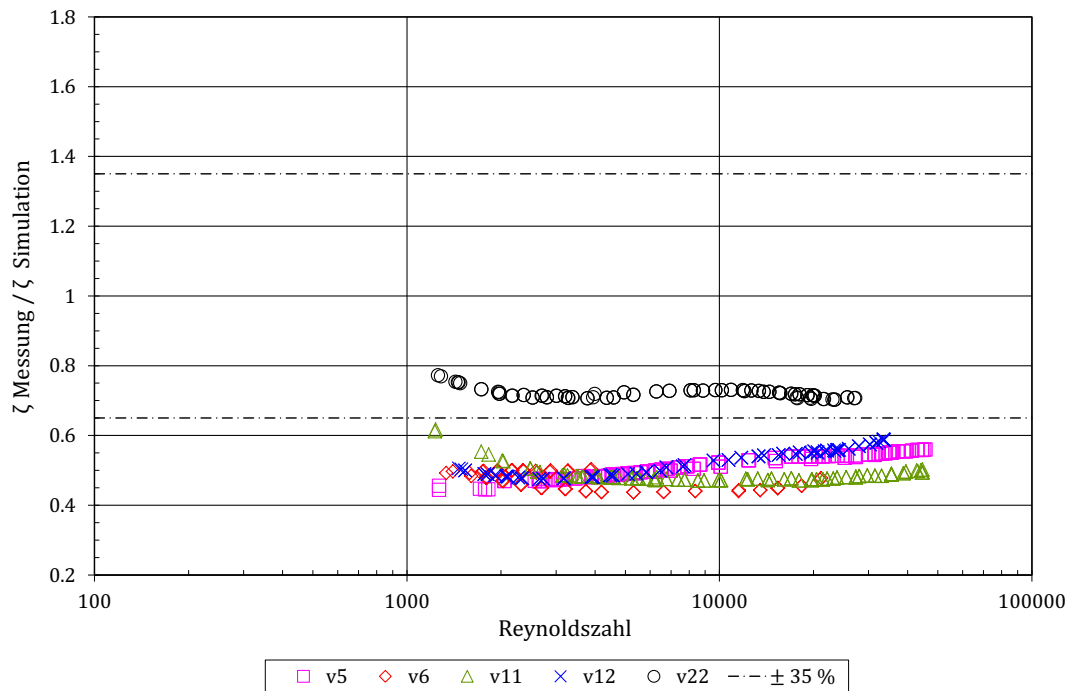


Abbildung 6.33: Validierungsergebnisse der Gruppe 6; versetzt; $a \leq 1,25$

Für die Berechnungsgenauigkeiten ergeben sich Übereinstimmungen von 20% für den Bereich von -35% bis 0%. Die restlichen 80% liegen unterhalb von -35%. Es liegen somit 20% und 0% innerhalb der Genauigkeit von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$.

Eine hohe Querkompaktheit bedingt eine große Wärmeübertragerfläche bei konstantem Volumen und somit einen guten Wärmeübergang. Der Druckverlust ist aufgrund der hohen Strömungsgeschwindigkeit in einem kompakten Rohrbündel ebenfalls hoch. Die Berechnung von Gaddis und Gnielinski (1983) gibt für diese Rohrbündel zu hohe Widerstandsbeiwerte an, was in Abbildung 6.33 zu erkennen ist. Die Messergebnisse liegen alle unterhalb der Simulationsergebnisse. Somit können Rohrbündel mit hoher Querkompaktheit geeigneter sein, als die Ergebnisse der im Kapitel 4.2.4 durchgeführten Optimierung bei erweiterten Gültigkeitsgrenzen ergeben. Um dies detaillierter zu untersuchen, sind weitere Versuche zur Erstellung von Druckverlustkorrelationen notwendig.

In **Gruppe 7** wird die Druckverlustberechnung für Rohrbündel untersucht, die eine niedrige Längskompaktheit aufweisen ($b \geq 3$). Diese Art der Rohrbündel ermöglichen niedrige absolute Druckverluste, da die Abstände zwischen den einzelnen Rohrreihen groß sind. Tabelle 6.9 listet die Geometrieparameter der untersuchten Rohrbündel auf.

Geometrieparameter	v18	v19	v20	Einheit
a	1,5	1,5	1,5	—
b	3,0	5,0	6,0	—
$\pm 25\%$	100	0	0	%
$\pm 35\%$	100	0	0	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	86	100	100	%

Tabelle 6.9: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 7
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

In Abbildung 6.34 sind die zugehörigen Verläufe der Widerstandsbeiwertquotienten dargestellt. Auch hier zeigt sich eine deutliche Unterschreitung der berechneten Widerstandsbeiwerte durch die Versuchsergebnisse bei den beiden Rohrbündeln, die deutlich außerhalb der Gültigkeit von $b \leq 3$ liegen. Das Rohrbündel v18 ($b = 3$) liegt zu 100% in der $\pm 35\%$ Genauigkeit, tendiert aber auch zu zu groß berechneten Widerstandsbeiwerten. Zusätzlich ist eine Tendenz hin zu sinkenden Quotienten $\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$ mit steigendem Rohrreihenabstand zu erkennen.

Für die Berechnungsgenauigkeiten ergeben sich für die Rohrbündel der Gruppe 7

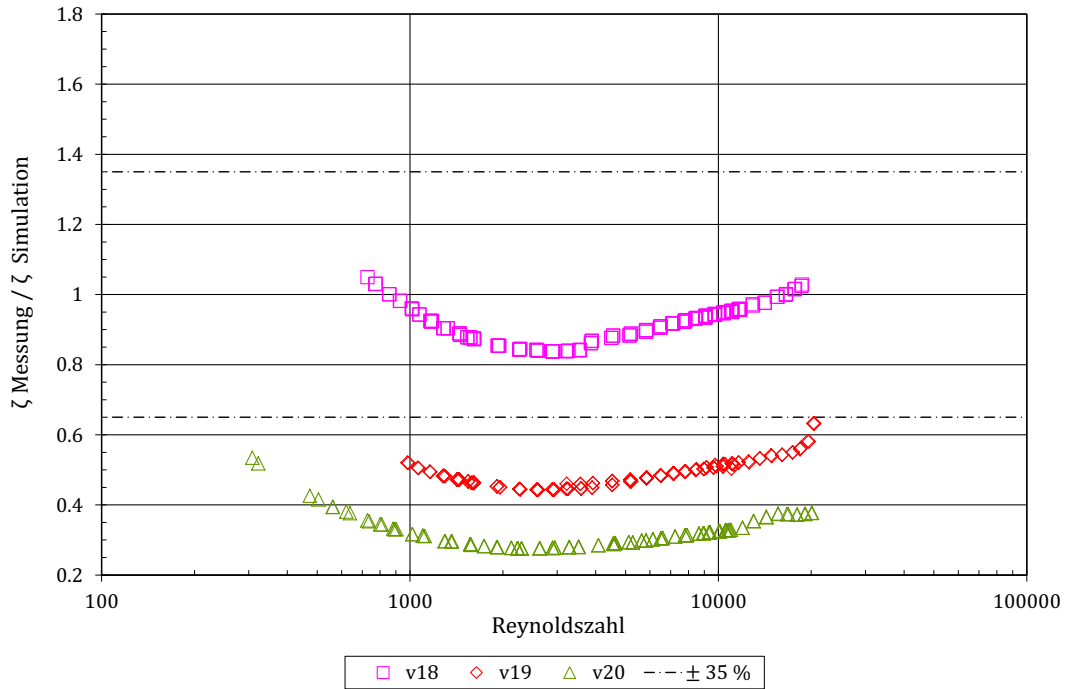


Abbildung 6.34: Validierungsergebnisse der Gruppe 7; versetzt; $a = \text{konstant} = 1, 5$; $3 \leq b$

Übereinstimmungen von 29% für den Bereich von -35% bis 0% und von 5% für den Bereich von 0% bis +35%. Die restlichen 67% liegen unterhalb von -35%. Es liegen 33% innerhalb der beiden Genauigkeitsgrenzen $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$. Berücksichtigt man nur das Rohrbündel v18, welches die Geometriegültigkeitsgrenzen genau trifft, steigen die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen auf 100% für beide Bereiche.

Die zu hoch berechneten Widerstandsbeiwerte bei Überschreitung der oberen Längskompaktheitsgrenze $b = 3$ führen ebenfalls zu zu hoch berechneten Druckverlusten. Dies führt wiederum dazu, dass Dampferzeuger mit geringer Längskompaktheit geeigneter sein können, als die Ergebnisse der Optimierung bei erweiterten Gültigkeitsgrenzen aus Kapitel 4.2.4 ergeben.

Auf Basis der Validierungsergebnisse der Druckverlustberechnungsgleichungen der Rohrbündel der **Gruppe 8** wird die Unterschreitung der Geometriegültigkeitsgrenze $c = 1,25$ untersucht. Die versetzten Rohrbündel dieser Gruppe besitzen eine hohe Längs- und/ oder Querkompaktheit und somit einen geringen Abstand in der Diagonalen zwischen den Rohren. Tabelle 6.10 listet hierzu die Geometrieparameter auf und Abbildung 6.35 zeigt die Validierungsergebnisse.

Die Einteilung in die Genauigkeitsbereiche führt zu einer Übereinstimmung von 54% für den Bereich von -35% bis 0% und von 9% für den Bereich von 0% bis +35%.

Geometrieparameter	v3	v5	v1	v6	v7	v8	v22	Einheit
a	1,5	1,1	2,0	1,2	1,3	1,5	1,25	—
b	0,8	1,0	0,6	1,0	1,0	1,0	1,0825	—
c	1,097	1,141	1,166	1,166	1,193	1,25	1,25	—
$\pm 25\%$	21	0	96	0	0	85	2	%
$\pm 35\%$	100	0	100	0	45	100	100	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	90	100	100	45	100	%

Tabelle 6.10: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 8
Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 2.19

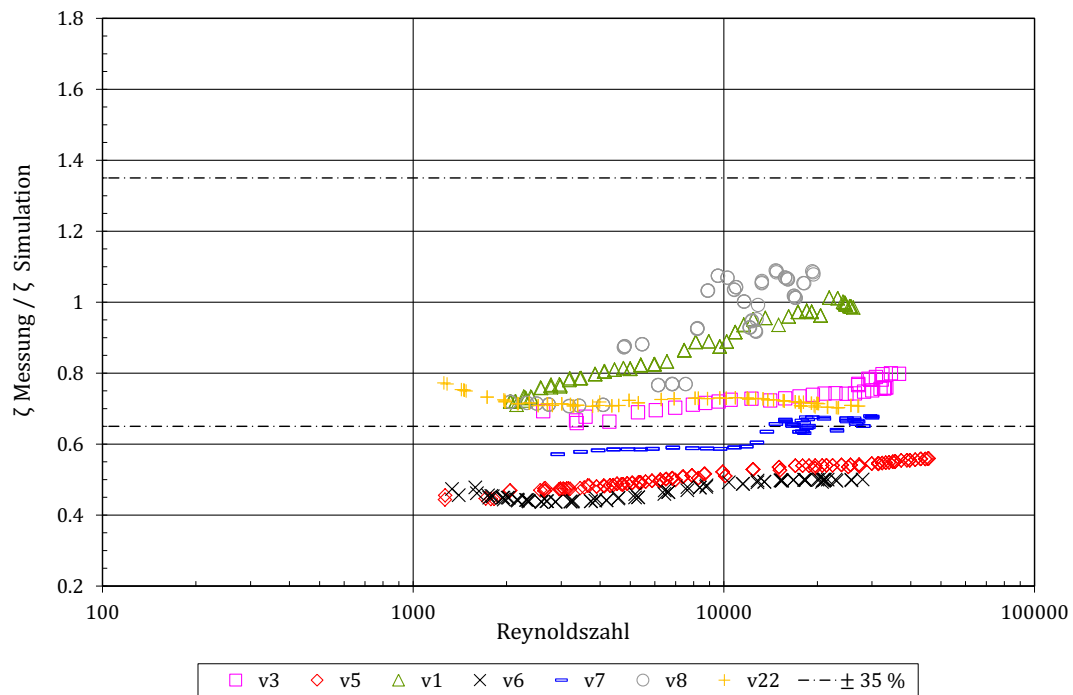


Abbildung 6.35: Validierungsergebnisse der Gruppe 8; versetzt; $c \leq 1,25$

Die restlichen 36% liegen unterhalb von -35%. Es liegen 64% und 29% innerhalb der Genauigkeiten von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$. Berücksichtigt man nur die Rohrbündel v8 und v22, welche die Geometriegültigkeitsgrenze $c = 1,25$ genau treffen, steigen die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsgrenzen auf 100% und 44%.

Eine andere Aufteilung der Berechnungsgenauigkeiten zeigt sich, wenn man für die Auswertung die beiden Rohrbündel v8 und v22 ausklammert und die restlichen Rohrbündel in zwei Untergruppen der versetzt angeordneten Rohrbündel aufteilt. Zum einen die Teilgruppe 8a (v5, v6 und v7), deren Validierungsergebnisse nur zu 15% innerhalb der $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit liegen und zum anderen die Teilgruppe 8b (v1 und v3), deren Versuchsdaten zu 100% innerhalb der $\pm 35\%$ Genauigkeit liegen. Unterscheidungsmerkmal beider Teilgruppen sind die Berechnungsansätze, die nach den Ausführungen von Gaddis und Gnielinski (1983) entsprechend der Geometrieparameter a und b ausgewählt werden. Trotz der Tatsache, dass alle Rohrbündel der Teilgruppen 8a und 8b eine versetzte Rohranordnung aufweisen, werden die Rohrbündel der Teilgruppe 8a mit dem Berechnungsansatz der fluchtenden und die der Teilgruppe 8b mit dem Berechnungsansatz der versetzten Rohranordnung berechnet.

Die Auswahl der Berechnungsansätze wird anhand der Gleichungen 2.99 ff. und der Abbildung 2.19 ersichtlich. Die Rohrbündel v1 - v22 weisen alle eine versetzte Rohranordnung auf, da bei all diesen Rohrbündeln die zweite Rohrreihe nicht direkt in einer Linie mit der ersten platziert ist. Trotzdem wird ein Teil der versetzten Rohranordnungen, wenn der engste Querschnitt senkrecht zur Anströmung liegt, mit den Berechnungsansätzen der fluchtenden Rohranordnung berechnet. In diesem Fall treten die größten Geschwindigkeiten in den senkrecht zur Rohrbündelanströmungsrichtung liegenden Rohrzwischenräumen auf. Dies trifft für die fluchtende Rohranordnung immer und in Gruppe 8 für die Rohrbündel v5, v6 und v7 (Teilgruppe 8a) zu.

Diese Einteilung in versetzt oder in fluchtend gerechnete versetzte Rohrbündel erfolgt für alle Rohrbündel v1 - v22. Für die versetzt berechneten versetzten Rohrbündel v1, v3, v4, v9, v10 und v21 liegen die Messergebnisse zu 96% innerhalb der $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit. Für die fluchtend gerechneten versetzten Rohrbündel v5 - v8, v11 - v20 und v22 sind es lediglich 55%. Wertet man nur die Rohrbündel aus, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten, ergibt sich für die versetzt gerechneten versetzten Rohrbündel (v4, v9, v10 und v21) eine Einhaltung der $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit zu 94% und für die fluchtend gerechneten versetzten Rohrbündel (v8, v13 - v18 und v22) eine Einhaltung zu 98%.

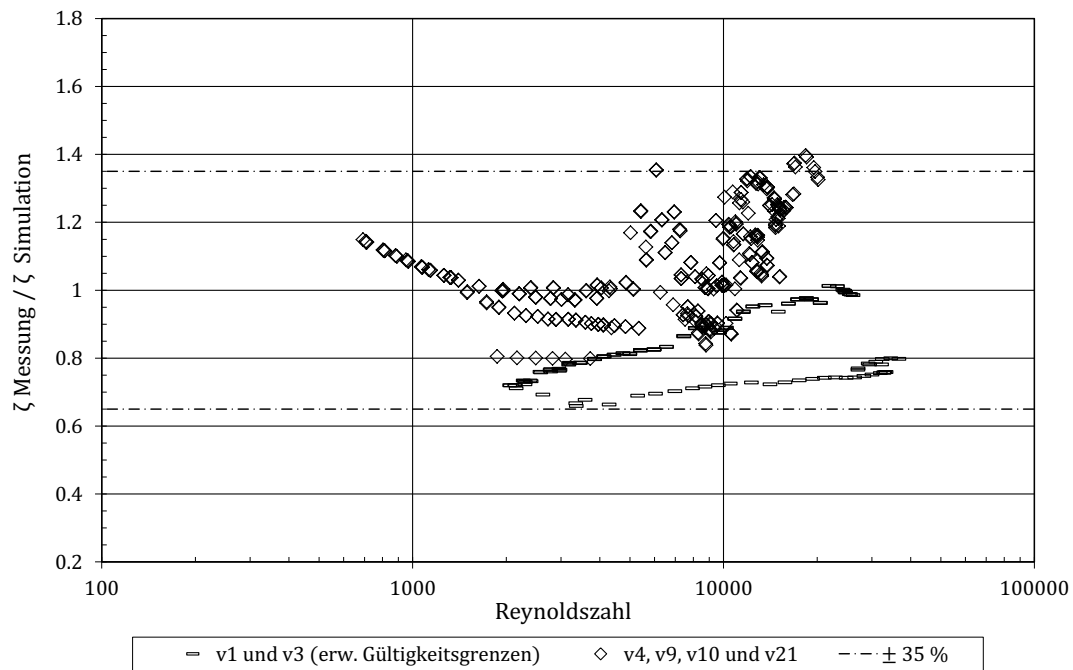


Abbildung 6.36: Validierungsergebnisse der versetzten Rohrbündel, Berechnungsansatz versetzt

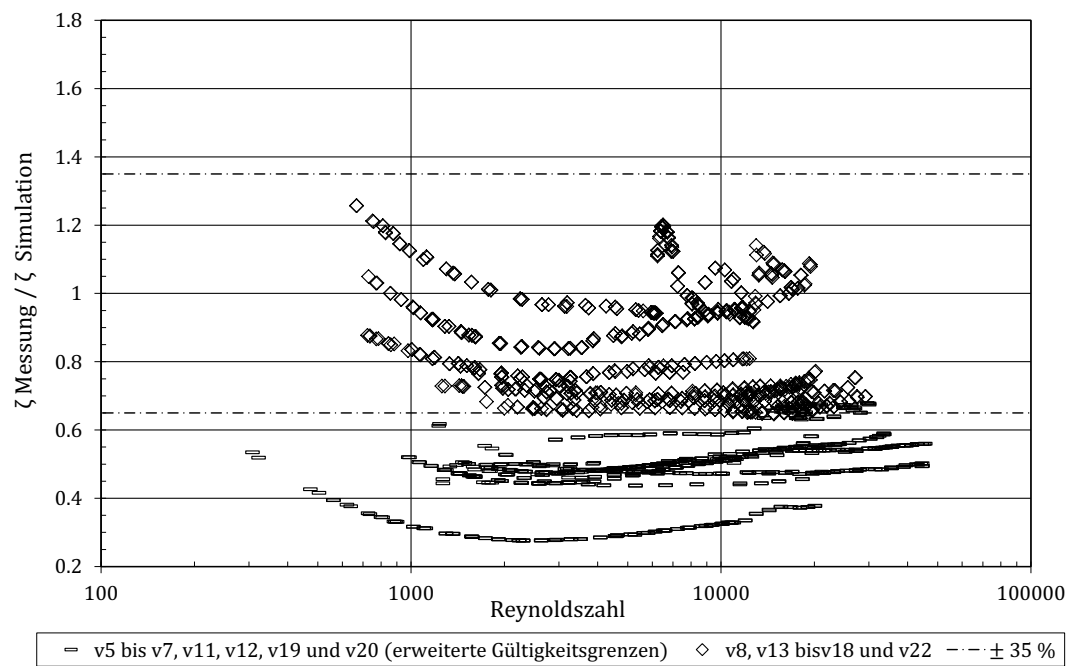


Abbildung 6.37: Validierungsergebnisse der versetzten Rohrbündel, Berechnungsansatz fluchtend

Für die Auslegung der Rohrbündel bedeutet dies, dass bei einer Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen für die versetzt gerechneten versetzten Rohrbündel eine höhere Simulationsgenauigkeit als für die fluchtend gerechneten versetzten Rohrbündel vorliegt (vgl. Abb. 6.36 mit 6.37). Die von Gaddis und Gnielinski (1983) publizierte Häufigkeit von 97% für die Berechnungsgenauigkeit von $\pm 35\%$ wird bei den versetzt gerechneten versetzten Rohrbündeln auch bei den untersuchten³⁶ Geometriegültigkeitsüberschreitungen eingehalten.

Da die Geometrievariationen der vermessenen Rohrbündel v1 - v22 nicht alle Überschreitungen der Geometriegültigkeitsgrenzen erfasst, kann keine allgemeingültige Regel für die Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen angegeben werden. Dies wird auch durch die Ergebnisse im Kapitel 4.2.4 bestätigt. Hier werden die Simulationsergebnisse bei erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen plausibilisiert und es zeigt sich, dass der mit den Berechnungsansätzen von Gaddis und Gnielinski (1983) berechnete abgasseitige Druckverlust des Rohrbündels *RB-Eth-8900*³⁷ unplausibel ist. Der abgasseitige Widerstandsbeiwert wird zu niedrig berechnet (s. Abb. 4.27). Die beim *RB-Eth-8900* gewählte Geometrie ist in Tabelle 4.16 aufgeführt. Der dimensionslose Geometrieparameter a überschreitet hierbei mit $a = 4,95$ die Geometriegültigkeitsgrenze $a \leq 3$. Diese Überschreitung der oberen Gültigkeitsgrenze des Rohrabstandes quer zur Anströmung wird jedoch nicht experimentell untersucht (s. Tabelle 5.6 und 6.2). Daraus folgt, dass die Ergebnisse der Strömungskanalvermessung für die untersuchten Geometriegültigkeitsüberschreitungen nicht einfach auf alle Geometriegrenzen der Druckverlustberechnung im Rohrbündel übertragen werden können.

Festgehalten werden kann jedoch anhand der Versuche, dass bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen alle gemessenen Widerstandsbeiwerte unterhalb der Berechneten liegen. Es kommt nicht zu einer Überschreitung einer in der Auslegung vorgegebenen Druckverlustgrenze bei Verwendung der Berechnungsvorschrift von Gaddis und Gnielinski (1983). Hierzu ist allerdings anzumerken, dass mit sinkendem Druckverlust nahezu immer auch eine Abnahme des Wärmeübergangskoeffi-

³⁶Es werden in dieser Druckverlustvermessung nicht alle möglichen Überschreitungen der Geometriegültigkeitsgrenzen untersucht und auch die "Weite" der Überschreitungen ist begrenzt (vgl. Tabelle 5.5 mit Tabelle 5.6). Das Verhältnis von Rohrbündeln mit erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen zu Rohrbündeln bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen ist bei den versetzt gerechneten versetzten Rohrbündeln kleiner, was sich auf die prozentuale Angabe der Zugehörigkeit zu den Berechnungsgenauigkeiten auswirkt. Es liegen jedoch 100% der Messwerte der versetzt gerechneten versetzten Rohrbündel bei Geometriegültigkeitsüberschreitung innerhalb der $\pm 35\%$ Genauigkeit.

³⁷Der Rohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-8900* ist der geeignetste Dampferzeuger der im Kapitel 4.2.4 durchgeführten Optimierung bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen.

zienten und somit des übertragenen Wärmestroms einhergeht. Zu überprüfen ist daher, ob auch der Wärmeübergang fehlerhaft berechnet wird. Die Plausibilisierung der Geometriegültigkeitsüberschreitung im Kapitel 4.2.4, 4.3.3 und 4.6 lässt dies nicht erwarten, kann dies jedoch auch nicht allgemeingültig ausschließen.

6.3.2 Fluchtende Rohranordnung

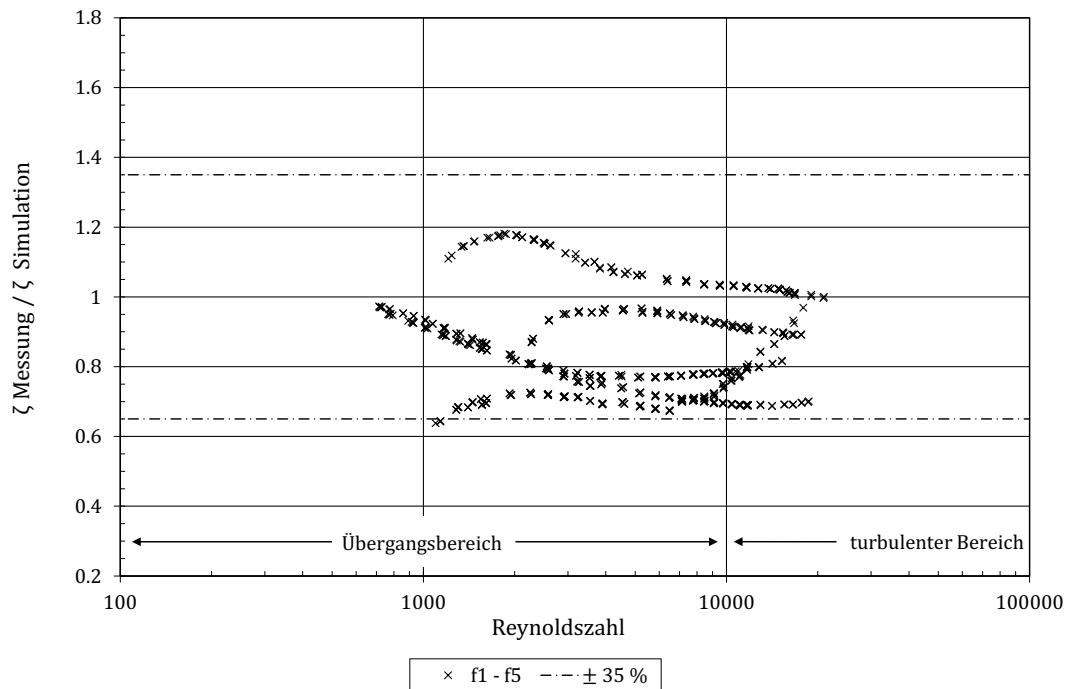


Abbildung 6.38: Validierungsergebnisse der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel mit fluchtender Anordnung

Bei der fluchtenden Rohranordnung und Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen (f1 - f5) liegen 99,7% der Messwerte innerhalb der $\pm 35\%$ und 73% innerhalb der $\pm 25\%$ Berechnungsgenauigkeit (s. Abb. 6.38). Dies ist eine höhere Übereinstimmung als bei der versetzten Rohranordnung. Die 90% Übereinstimmung für den Genauigkeitsbereich von $\pm 25\%$, die Gaddis und Gnielinski (1983) angeben, werden jedoch auch bei der fluchtenden Rohranordnung nicht eingehalten. Mit 81% liegt auch bei der fluchtenden Rohranordnung der größere Teil der Versuchsergebnisse unterhalb der Simulationsergebnisse. Dies ist ebenfalls auf die dünnen Rohrdurchmesser der Validierungsrohrbündel zurückzuführen.

Bei der Betrachtung aller fluchtenden Rohrbündel sinkt die Übereinstimmung zu den Genauigkeitsgrenzen geringfügig, da nur eins von sechs Rohrbündeln außerhalb

der Geometriegültigkeitsgrenzen liegt. Es liegen 97% und 65% innerhalb der $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ Grenzen. Auch hier ist im Mittel über alle Betriebspunkte der gemessene Widerstandsbeiwert ζ_{Mess} geringer als der simulierte (ζ_{Sim}). Im Anhang A.24.3 sind in den Abbildungen A.154 die zugehörigen Validierungsergebnisse dargestellt.

Im Folgenden werden die Validierungsergebnisse der Druckverlustberechnung für die Rohrbündel der **Gruppen 9 und 10** vorgestellt. Anhand der Validierungsergebnisse der Rohrbündel aus **Gruppe 9** wird die Abhängigkeit der Simulationsgenauigkeit vom dimensionslosen Rohrreihenabstand b bei konstantem Rohrabstand $a = 1,5$ untersucht. Hierzu sind in Tabelle 6.11 die Geometrieparameter den Rohrbündelgeometrien zugeordnet und in Abbildung 6.39 die Validierungsergebnisse dargestellt.

Geometrieparameter	f2	f3	f4	f5	f6	Einheit
a	1,5	1,5	1,5	1,5	1,5	—
b	1,25	1,5	2,0	3,0	4,0	—
$\pm 25\%$	100	46	21	100	23	%
$\pm 35\%$	100	99	100	100	84	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	100	100	100	%

Tabelle 6.11: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 9
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

Da sich keine Tendenz in Abhängigkeit von der Rohrreihenvariation erkennen lässt, werden an dieser Stelle nur die Zugehörigkeiten zu den Genauigkeitsbereichen angegeben. Es liegt für die Rohrbündel der Gruppe 9 eine Übereinstimmung von 96% für den Bereich von -35% bis 0% und von 4% für den Bereich kleiner -35% vor. Es liegen 96% und 58% der Messwerte innerhalb der Berechnungsgenauigkeiten von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$. Ohne Rohrbündel f6, das außerhalb der Gültigkeitsgrenze liegt, steigen die Zugehörigkeiten auf 100% und 67%.

Die Überschreitung der oberen Geometriegültigkeitsgrenze des Rohrreihenabstandes b wird anhand der Validierungsergebnisse der Rohrbündel der **Gruppe 10** untersucht. Hierzu sind in Tabelle 6.12 die Geometrieparameter den Rohrbündeln zugeordnet und in Abbildung 6.40 die Validierungsergebnisse dargestellt. Aufgrund der geringen Anzahl an Rohrbündeln ist die Ableitung einer Gesetzmäßigkeit nicht möglich. Festzustellen ist jedoch, dass der Quotient ζ_{Mess}/ζ_{Sim} weiterhin zu 100% unterhalb von eins liegt. Zusätzlich deutet sich wie bei den versetzten Rohrbündeln eine Tendenz hin zu sinkenden Quotienten $\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$ mit steigendem Rohrreihenabstand ($b \uparrow$) an. Wenn ein Rohrbündel mit sehr geringen Druckverlusten

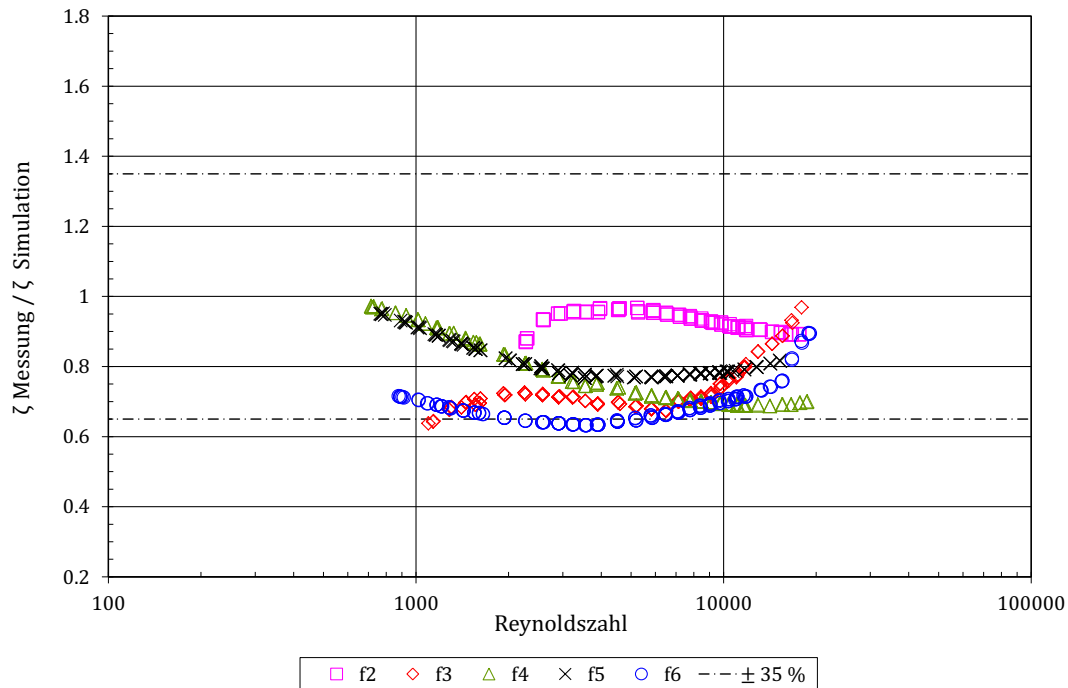


Abbildung 6.39: Validierungsergebnisse der Gruppe 9; fluchtend; $a = \text{konstant} = 1,5$; $1,25 < b < 4$

ausgelegt werden soll, kann dies mit einer geringen Längskompaktheit erfolgen. In diesem Fall ist davon auszugehen, dass der Druckverlust geringer ausfällt, als die Berechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) ergeben.

Geometrieparameter	f5	f6	Einheit
a	1,5	1,5	—
b	3,0	4,0	—
$\pm 25\%$	100	23	%
$\pm 35\%$	100	84	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	%

Tabelle 6.12: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Gruppe 10
Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

6.3.3 Vergleichsrohrbündel

Als letztes werden die Messergebnisse der sechs Rohrbündel v9, v16, v21, v22, f1 und f3 betrachtet. Die beiden Rohrbündel v9 und v21 entsprechen hinsichtlich der dimensionslosen Geometrieparameter a und b den Validierungsdampferzeugern *RB-Ia*

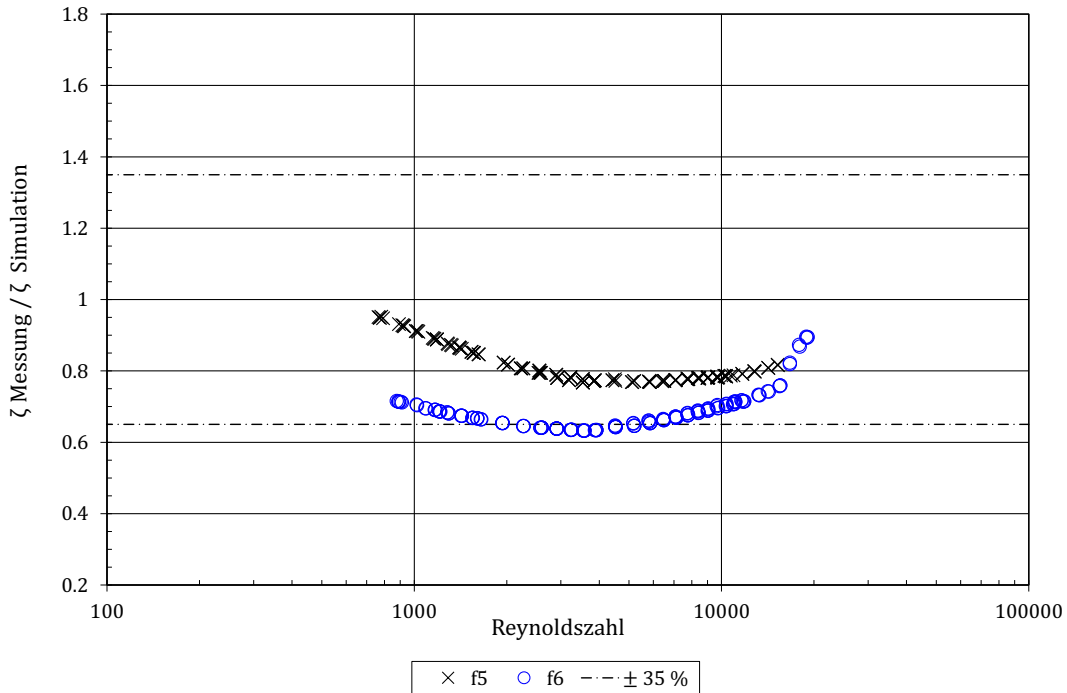


Abbildung 6.40: Validierungsergebnisse der Gruppe 10; fluchtend; $a = \text{konstant} = 1,5$; $3 \leq b$

und *RB-Ib* sowie *RB-II* aus den Kapiteln 6.1 und 6.2. Die reine Druckverlustvermessung der Rohrbündel wird der Druckverlustvermessung der ganzen Dampferzeuger gegenübergestellt. Die Rohrbündel v16, v22, f1 und f3 entsprechen den von Gaddis und Gnielinski (1983) angegebenen Literaturvergleichsrohrbündeln.

Validierungsdampferzeuger *RB-I* und *RB-II*

In Abbildung 6.41 sind die Validierungsergebnisse der Druckverlustberechnung der Rohrbündel v9 und v21 dargestellt. Für v9 liegen 38% der Messwerte im Genauigkeitsbereich von -35% bis 0% und 62% im Bereich von 0% bis +35%. Für v21 sind es 57% und 43%. Insgesamt liegen somit beide Rohrbündel zu 100% innerhalb der Genauigkeitsgrenzen von $\pm 35\%$ sowie v9 zu 91% und v21 zu 100% innerhalb der Genauigkeit von $\pm 25\%$. Verglichen mit der Berechnungsgenauigkeit von Gaddis und Gnielinski (1983) (97% und 90%) liegt eine sehr gute Übereinstimmung vor. Die Abweichungen in den Validierungsergebnissen zwischen Dampferzeuger- und isolierter Rohrbündelvermessung sind größer. Die Messergebnisse der beiden Dampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib* liegen nur zu 86% und 83% innerhalb der $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit und zu 64% und 57% innerhalb der $\pm 25\%$ Genauigkeit. Ursache hierfür sind die Randbedingungen der Versuche. Die von Gaddis und Gnielinski (1983) vorausgesetzte ideale Anströmung, die eine Gleichverteilung der Strömungsgeschwin-

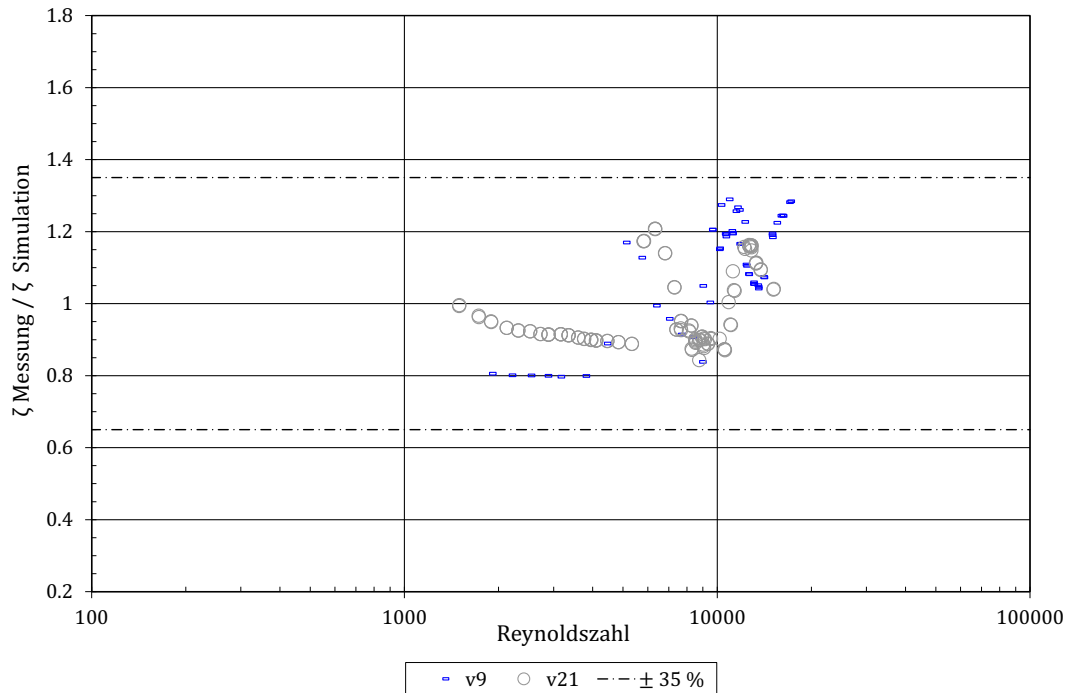


Abbildung 6.41: Validierungsergebnisse der Rohrbündelanordnung der Validierungsdampferzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II*

digkeit über den Querschnitt voraussetzt, wird nur bei den reinen Druckverlustversuchen im Strömungskanal sichergestellt. Die verbauten Trichter bei der Dampfzeugervermessung verhindern eine homogene Anströmung. Zusätzlich wird bei den Dampfzeugerversuchen die nicht isotherme Strömung mittels Gleichung 2.102 f. korrigiert, was gegenüber der isothermen Strömung im Druckverlustversuchsstand zu einer weiteren Fehlerquelle führt. Gleiches gilt für die Validierungsergebnisse des Dampfzeugers *RB-II*. Die Messergebnisse liegen hier sogar nur zu 8% und 0% innerhalb der Genauigkeitsbereiche von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$. Dies ist eine nochmals größere Abweichung zu den Validierungsergebnissen von Gaddis und Gnielinski (1983). Beim Dampfzeuger *RB-II* kommt hinzu, dass die Trichter eine steilere Aufweitung und Einschnürung besitzen und somit eine größere Ungleichverteilung in der Anströmung entsteht. Die ausführliche Fehlerbetrachtung für die Dampfzeuger *RB-Ia*, *RB-Ib* und *RB-II* erfolgte in den Kapiteln 6.1 und 6.2.

Der Vergleich der Messergebnisse der reinen Druckverlustvermessung mit den Ergebnissen der Vermessung ganzer Dampfzeuger zeigt, dass die Berechnungsgenauigkeit von den Versuchsbedingungen abhängig ist. Für die Optimierung bedeutet dies, dass nur wenn die nicht idealen Randbedingungen bei allen Dampfzeugern

der Optimierung zu vergleichbaren Abweichungen von den Berechnungsgenauigkeiten führen, diese Abweichungen ignoriert werden können und es nicht zu Fehlern in der Optimierung kommt. Da bei der in dieser Arbeit vorgestellten Optimierung der Bauraum vorgegeben wird und somit die Trichter aller Dampferzeuger identisch sind, sind auch die Änderungen der Randbedingungen gleich. Im ungünstigsten Fall werden alle Dampferzeuger stark inhomogen angeströmt. Jedoch werden in diesem Fall alle gleich ungünstig angeströmt. Der Möglichkeit, dass die Dampferzeugergeometrien (Rohrbündel, Plattenstapel, etc.) ihre eigene Anströmung unterschiedlich beeinflusst, wird vernachlässigt. Ebenso werden die unterschiedlichen Anströmungen der Austrittstrichter und deren Auswirkungen, bedingt durch die verschiedenen Dampferzeugergeometrien, vernachlässigt.

Um neben dem optimierten Dampferzeuger auch möglichst genaue Auslegungsdaten berechnen zu können, ist es notwendig, auch die Trichter und ihren Einfluss auf die Eigenschaften der Dampferzeuger zu berechnen. Hierzu kann eine an die Geometrievariation angepasste Trichterdruckverlustberechnung entwickelt und implementiert werden, was in dieser Arbeit jedoch nicht umgesetzt wird. Nichtsdestotrotz ermöglichen die Druckverlustvermessungen eine Plausibilisierung der Berechnungsergebnisse (s. Kapitel 6.1 und 6.2).

Literaturvergleichsrohrbündel nach Gaddis und Gnielinski (1983)

Die Auswertung der Messwerte der vier Literaturvergleichsrohrbündel v16, v22, f1 und f3 liefert die in Tabelle 6.13 dargestellten Ergebnisse bezüglich der $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ Berechnungsgenauigkeiten. Die entsprechenden Validierungsergebnisse der Rohrbündel sind in Abbildung 6.42 dargestellt.

Geometrieparameter	v16	v22	f1	f3	Einheit
a	1,5	1,25	1,25	1,5	–
b	1,3	1,083	1,25	1,5	–
$\pm 25\%$	0	2	100	46	%
$\pm 35\%$	100	100	100	99	%
$\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} < 1$	100	100	4	100	%

Tabelle 6.13: Rohrbündelgeometrien und Validierungsergebnisse der Literaturvergleichsrohrbündel
Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Abb. 2.19

Es zeigt sich, dass die Messwerte von allen vier Rohrbündeln zwar zu fast 100% innerhalb der $\pm 35\%$ Genauigkeit liegen, aber bezüglich der $\pm 25\%$ Grenze nur f1 mit 100% Übereinstimmung den Genauigkeitsanforderungen von Gaddis und Gnielinski

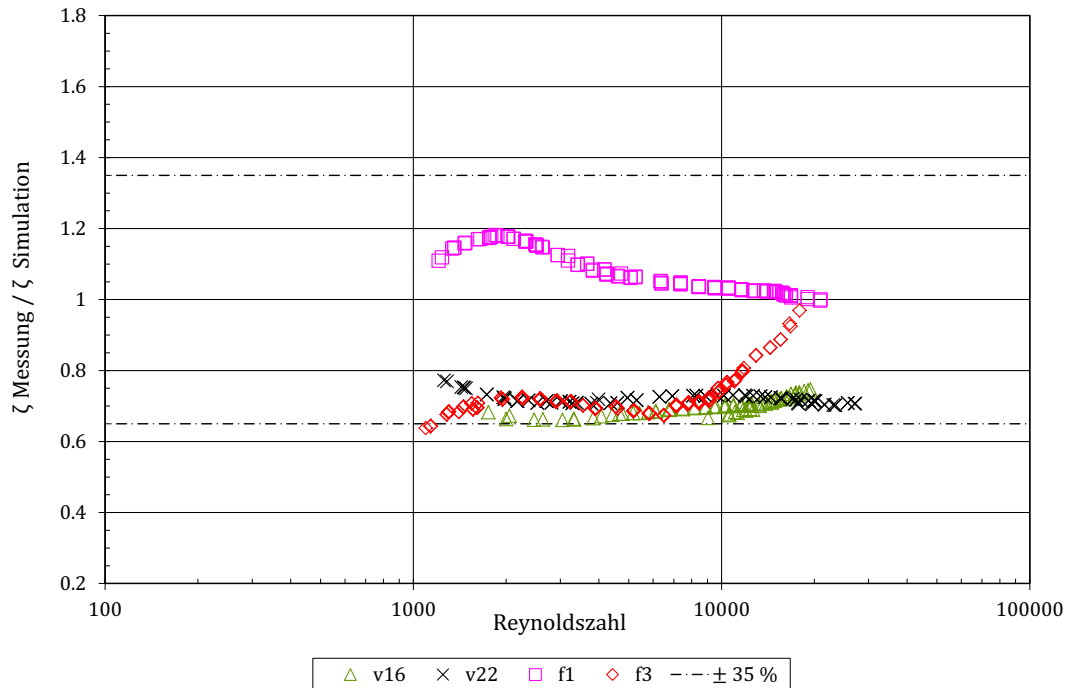


Abbildung 6.42: Validierungsergebnisse der Literaturvergleichsrohrbündel v16, v22, f1 und f3

(1983) entspricht. Die Messwerte der vier Rohrbündel liegen nur zu 37% innerhalb der $\pm 25\%$ Berechnungsgenauigkeit. Die schlechtere Übereinstimmung hinsichtlich dieser Genauigkeit liegt an der Tendenz, dass die Widerstandsbeiwerte im Versuch bei dünnen Rohrdurchmessern kleiner sind, als die Berechnung ergibt. Dies zeigt sich in Abbildung 6.42 sowie in den Abbildungen A.170, A.176 und A.179 im Anhang A.24.3, in denen zu erkennen ist, dass bei einer Erhöhung der Widerstandsbeiwerte ein Großteil der Messwerte innerhalb der $\pm 25\%$ Genauigkeit liegen würde. Erhöht man die gemessenen Widerstandsbeiwerte um 17,5%, was der durchschnittlichen Unterschreitung von $\zeta_{Mess}/\zeta_{Sim} = 1$ aller Rohrbündel bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen entspricht, liegen die Rohrbündel v16, v22, f1 und f3 zu 97% innerhalb der $\pm 35\%$ und zu 85% innerhalb der $\pm 25\%$ Genauigkeit.

Fazit zur Rohrbündeldruckverlustvermessung

Zusammenfassend ist für die Validierung der Rohrbündeldruckverlustberechnung festzuhalten, dass bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen sowohl die versetzten als auch die fluchtenden Rohrbündel die $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeit zu mindestens 97% einhalten. Die 25% Fehlergrenze wird hingegen bei der versetzten Anordnung nur zu 59% (versetzt gerechnet 82%, fluchtend gerechnet 47%,) und bei der Fluchtenden zu 73% eingehalten. Die Tendenz hin zu Quotienten ζ_{Mess}/ζ_{Sim} kleiner eins

führt zu der schlechteren Übereinstimmung gegenüber den Validierungsergebnissen von Gaddis und Gnielinski (1983). Zwei Drittel der versetzten und vier Fünftel der fluchtenden Rohrbündel weisen niedrigere gemessene Widerstandsbeiwerte als simulierte Widerstandsbeiwerte auf. Betrachtet man diese Auswertung auch inklusive der Rohrbündel, die außerhalb der Gültigkeitsgrenzen liegen, ergeben sich die in Tabelle 6.14 dargestellten Ergebnisse.

Rohrbündel– anordnung	#Gültig / #gesamt	$\pm 35\%$	$\pm 25\%$	$\zeta_{\text{Mess}}/\zeta_{\text{Sim}}$ < 1	Einheit
versetzt	12/21	67	39	81	%
versetzt gerechnet	4/6	96	74	52	%
fluchtend gerechnet	8/15	55	25	93	%
fluchtend	5/6	97	65	84	%

Tabelle 6.14: Validierung der Berechnung der Widerstandsbeiwerte aller vermessenen Rohrbündel inkl. Rohrbündel bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen

#Gültig / #gesamt $\hat{=}$ Quotient aus Anzahl Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten und Anzahl insgesamt vermessener Rohrbündeln

Die Zusammenfassung der Validierungsergebnisse nur der Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen überschreiten, ist in Tabelle 6.15 dargestellt. Es zeigt sich, dass bei allen vier Überschreitungen der Geometriegültigkeitsgrenzen die Versuchsergebnisse deutlich unter den Simulationsergebnissen liegen. Hierbei ist jedoch zu beachten, dass die dünnen Rohrdurchmesser ebenfalls zu zu hoch berechneten Widerstandsbeiwerten führen. Die Abweichungen bei Rohrbündeln mit überschrittenen Geometriegültigkeitsgrenzen und dünnen Rohren sind noch einmal größer als bei Rohrbündeln mit dünnen Rohren und Einhaltung der Grenzen.

Gültigkeits- grenze	Rohrbündel	$\pm 35\%$	$\pm 25\%$	$\zeta_{\text{Mess}}/\zeta_{\text{Sim}}$ < 1	$\zeta_{\text{Mess}}/\zeta_{\text{Sim}}$ < 0,65	Einheit
<u>versetzt</u>						
$a \leq 1,25$	v5, v6, v11, v12	0	0	100	100	%
$3 \leq b$	v19, v20	0	0	100	100	%
$c \leq 1,25$	v1, v3, v5 - v7	49	23	98	51	%
<u>fluchtend</u>						
$3 \leq b$	f6	84	100	100	16	%

Tabelle 6.15: Auswertung der Validierung der Widerstandsbeiwertberechnung bei Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen a, b und c

Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 2.19

Auf Basis der Versuchsergebnisse kann eine Korrektur der Druckverlustberechnung für Rohrbündel mit dünnen Rohrdurchmessern³⁸ erfolgen, welche die Unterschiede zwischen Messung und Simulation beschreibt. Im einfachsten Fall sollten z.B. alle Simulationsergebnisse um 17,5% reduziert werden. Dies entspricht der mittleren Abweichung der Messergebnisse von den Simulationsergebnissen der Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten.

Da die Ergebnisse der Rohrbündelvermessung aber erst vorlagen, als die Dampferzeugeroptimierungsrechnungen bereits begonnen hatten, erfolgt in der Dampferzeugeroptimierung dieser Arbeit keine Korrektur des berechneten abgasseitigen Druckverlustes. Für weitere Optimierungen wird dies jedoch empfohlen. Ob sich die Abweichungen von den mit den Berechnungsgleichungen von Gaddis und Gnielinski (1983) bestimmten Druckverlusten schrittweise mit einer Änderung der Rohrdurchmesser ändern, wird in dieser Arbeit nicht untersucht.

Neben der pauschalen Korrektur um 17,5% kann mit mehr Aufwand auch eine Korrekturfunktion in Abhängigkeit von der Rohranordnung und von der Reynoldszahl bestimmt werden. Für die Messwerte der Rohrbündel, welche die Geometriegültigkeitsgrenzen einhalten, ist dies nicht notwendig, da die Abweichungen der Messwerte fast alle in die gleiche Richtung weisen. Zudem liegen die Abweichungen in einer vergleichbaren Größenordnung und überschreiten die 35% Berechnungsgenauigkeitsgrenze größtenteils nicht. Für die Korrektur der berechneten Druckverluste der Rohrbündel mit erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen ist dies jedoch notwendig. Die Abweichungen der Messergebnisse von den Simulationsergebnissen sind größer und streuen auch mehr. Eine einzige Korrektur für alle Überschreitungen der Geometriegültigkeitsgrenzen ist daher nicht möglich. Zumal nicht für alle Geometriegrenzen Rohrbündel vermessen wurden, die diese Grenzen überschreiten.

6.4 Druckverlust in einer Wirbelzelle

Die Wirbelzellen wurden im Strömungskanal vermessen, um die Berechnungsgenauigkeit des abgasseitigen Druckverlustes nach Manglik und Bergles (1995) für eine feste Wirbelzellengeometrie eines optimierten und gefertigten Dampferzeugers³⁹ zu überprüfen. Hierfür wurden sechs Wirbelzellenplattenstapel vermessen. Für eine Untersuchung der Berechnungsgenauigkeit in Abhängigkeit von den variierten Geometrieparametern dieser Plattenstapel, vorgestellt im Kapitel 5.2.3 in Tabelle 5.7, ist

³⁸Die Rohre der vermessenen Rohrbündel haben alle einen Durchmesser von fünf Millimetern.

³⁹Der gefertigte Kreuzstromplattendampferzeuger ist bei der Inbetriebnahme zwischen den beiden Medienseiten undicht geworden und konnte somit nicht vermessen werden.

die Variationsbreite zu gering. Sowohl für die abgasseitige Durchströmungslänge als auch für die abgasseitig freie Anströmungsfläche gibt es nur drei Variationen.

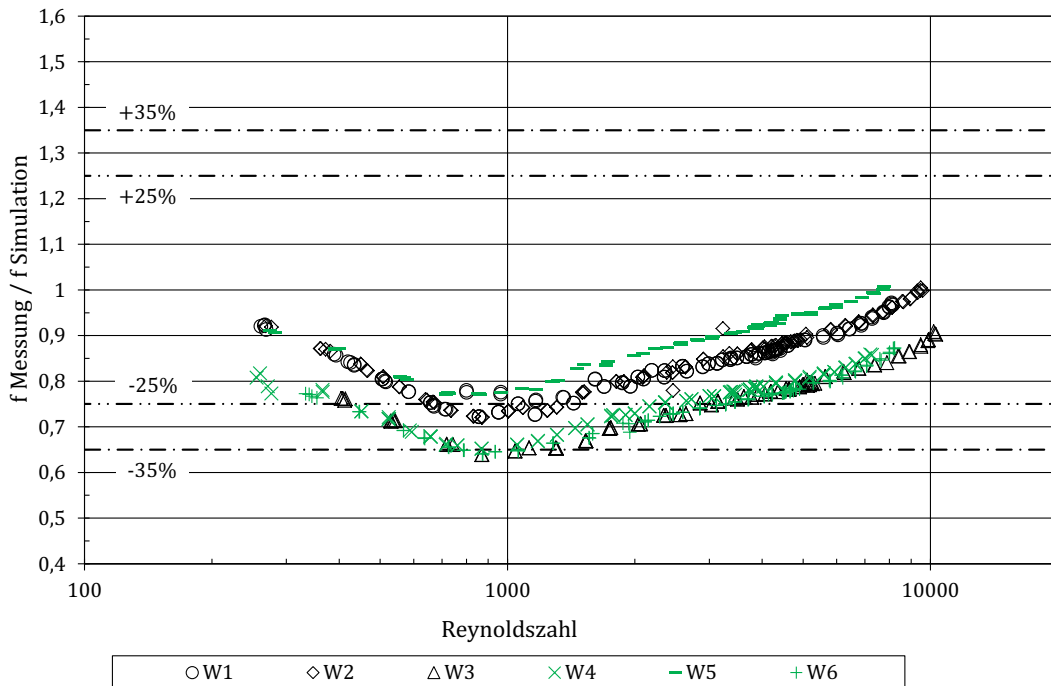


Abbildung 6.43: Validierungsergebnisse der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W1 bis W6

Die Messergebnisse der sechs Wirbelzellenplattenstapel sind in den Abbildungen 6.43, 6.44 und im Anhang A.24.4 in den Abbildungen A.183 bis A.187 dargestellt. In Abbildung 6.43 sind die Friction Factor Quotienten f_{Mess}/f_{Sim} aller sechs Wirbelzellengeometrien über der Reynoldszahl aufgetragen. Die absoluten Widerstandsbeiwerte f_{Mess} sowie die jeweiligen Übergänge von laminarer zu turbulenter Strömung sind in den Abbildung 6.44 und im Anhang A.24.4 in den Abbildungen A.183 bis A.187 dargestellt.

In Abbildung 6.43 ist zu erkennen, dass die Messwerte aller vermessenen Wirbelzellen kleiner sind, als die Gleichungen nach Manglik und Bergles (1995) angeben. Im Mittel weichen die Simulationsergebnisse um 26,5% von den Versuchsergebnissen ab. Für die Berechnungsgenauigkeitsbereiche von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ liegen Übereinstimmungen von 87% und 41% vor. Die Messwerte der sechs Wirbelzellenstapel weisen alle einen vergleichbaren Verlauf auf. Alle sechs Verläufe weisen einen Wendepunkt im Reynoldszahlbereich von 850-875 auf. Hier treten auch die größten Abweichungen zwischen Messung und Simulation auf.

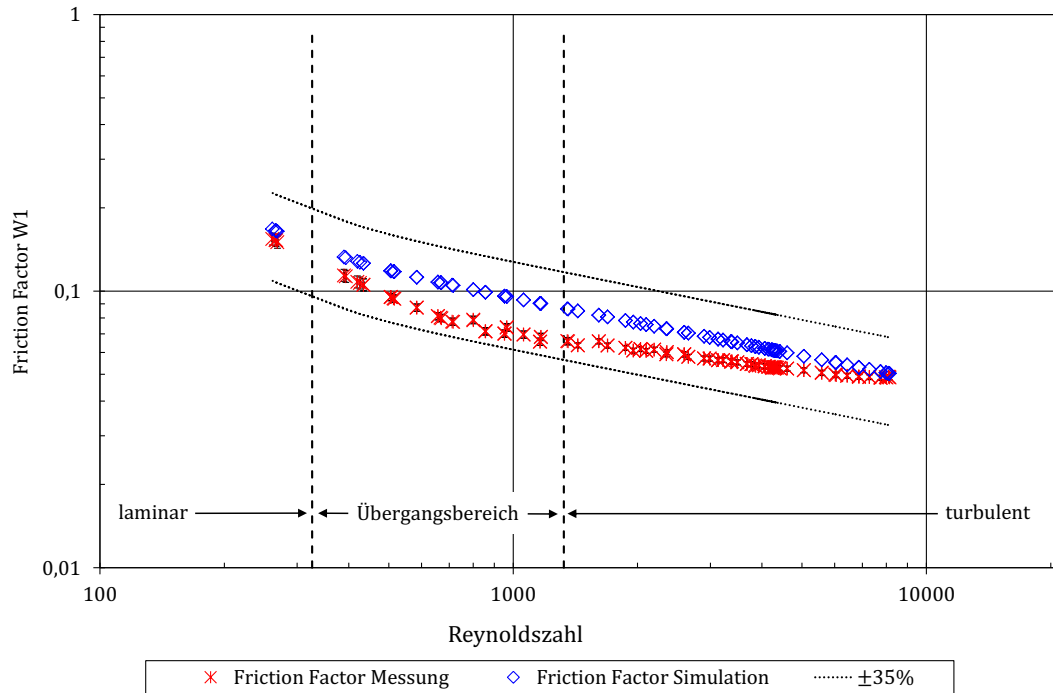


Abbildung 6.44: Validierungsergebnisse der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W1 inkl. Messunsicherheitsbalken

Ursache hierfür ist der Übergangsbereich von laminarer zur turbulenter Strömung. Wie in den Grundlagenkapiteln 2.3.1 und 2.3.2 im Abschnitt *Durchströmter, nicht-kreisförmiger Kanal* dargelegt, wird für jede Rohrbündelgeometrie eine Reynoldszahl Re^* berechnet, die den Anfang des Übergangsbereichs bestimmt. Das Ende berechnet sich mit $Re^* + 1000$. Somit liegt der Übergangsbereich der Wirbelzellen W1 - W6 im Reynoldszahlbereich von 325 bis 1325. Die größten Abweichungen liegen somit genau in der Mitte des Übergangsbereichs.

Eine weitere Ursache, speziell für die einseitigen Abweichungen hin zu zu groß berechneten Widerstandsbeiwerten, könnte die sehr kompakte Geometrie der untersuchten Wirbelzelle sein. Für die zur Beschreibung der Wirbelzellen definierten dimensionslosen Geometrieparameter α , δ und γ lassen sich auf Basis der vermessenen Validierungswirbelzellen der Autoren Kays und London (1984), London und Shah (1968) und Walters (1969) Grenzwerte bestimmen, die in Tabelle 2.2 aufgelistet sind. Berechnet man diese drei Geometrieparameter für die in dieser Arbeit vermessenen Wirbelzellen W1 - W6 ($\alpha = 0.77$, $\delta = 0.09$, $\gamma = 0.06$), zeigt sich, dass δ aufgrund der sehr kurzen Länge l von 1,6 mm (s. Abb. 5.11) außerhalb der Geometriegültigkeit von $0,012 \leq \delta = t/l \leq 0,06$ liegt.

Manglik und Bergles (1995) haben eine detaillierte Gegenüberstellung der Berechnungsgleichungen für den Druckverlust und den Wärmeübergang in Wirbelzellen mehrerer Autoren erarbeitet und hierauf ihre überarbeitete Gleichung für den Friction Factor (Gl. 2.94 ff.) inklusive Validierung aufgebaut. Die hierbei verglichenen Autoren Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975), Mochizuki et al. (1987) und Joshi und Webb (1987) verwenden neben ihren eigenen empirischen Berechnungsgleichungen für den Friction Factor zwei unterschiedliche Definitionen des hydraulischen Durchmessers, der Grundlage der Reynoldszahlberechnung ist. Die Autoren Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) verwenden die in Gleichung 2.53 aufgeführte Definition, wohingegen Joshi und Webb folgende Definition angeben:

$$d_{h,Joshi} = \frac{2(s-t)h}{[(s+h) + th/l]} \quad \text{Joshi und Webb (1987)} \quad (6.1)$$

Manglik und Bergles (1995) verwenden eine dritte Definition, die in Gleichung 2.52 aufgeführt ist. Im Folgenden wird daher untersucht, wie sich die Druckverlustberechnungsgenauigkeit für die vermessenen Wirbelzelligeometrien W1 - W6 bei Anwendung der Berechnungsgleichungen nach Manglik und Bergles (1995) und einer Variation der Berechnungsvorschrift für den hydraulischen Durchmesser ändert. Hierbei zeigt sich, dass der größte hydraulische Durchmesser zu den höchsten Übereinstimmungen zwischen der Berechnung nach Manglik und Bergles (1995) und den Versuchsergebnissen dieser Arbeit führt. Die von Joshi und Webb (1987) erarbeitete Definition des hydraulischen Durchmessers führt zu den niedrigsten, die von Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) zu den größten hydraulischen Durchmessern. Daher wird in dieser Arbeit die Druckverlustberechnung für Wirbelzellen mit den Gleichungen nach Manglik und Bergles (1995), deren Definition des hydraulischen Durchmessers jedoch durch die Berechnungsvorschrift von Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) ersetzt wird, durchgeführt.

Die Übereinstimmung mit den beiden Genauigkeitsbereichen von $\pm 35\%$ und $\pm 25\%$ steigt von 87% und 41% (d_h nach Manglik und Bergles (1995)) bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers nach Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) auf 97% und 75%. Die mittleren Abweichungen zwischen Simulation und Messung reduzieren sich von 26,5% auf 19,2%. Diese Variation der Berechnungsvorschrift für den hydraulischen Durchmesser wird der Vollständigkeit

halber auch auf die Druckverlustberechnungsgleichungen der zuvor genannten Autoren angewandt. Keiner dieser betrachteten Berechnungsansätze führt zu einer besseren Übereinstimmung der Mess- und Simulationsergebnisse als die Berechnung nach Manglik und Bergles (1995) mit hydraulischen Durchmesser nach Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987). Betrachtet werden hierbei die Wirbelzelligeometrien W1 - W6.

Aufgrund der besseren Übereinstimmung beim Druckverlust bei Verwendung des hydraulischen Durchmessers nach Manson (1950), Kays (1972), Wieting (1975) und Mochizuki et al. (1987) wird auch für die Berechnung des Colburn Factors und somit des Wärmeübergangs diese Definition des hydraulischen Durchmessers verwendet.

Abschließend ist anzumerken, dass bei der Validierung der Druckverlustberechnung sowohl für das Rohrbündel als auch für die Wirbelzelle die gemessenen Druckverluste kleiner sind als die simulierten Druckverluste. Für die Rohrbündel sind es im Mittel 17,5% und für die Wirbelzellen 19,2% Abweichung. Die im Kapitel 6.3 durchgeführte Ursachenanalyse zeigt jedoch, dass es sich nicht um einen systematischen Fehler handelt. Völlig auszuschließen ist dies jedoch nicht, da ein nicht erkannter Fehler, der immer wieder auftritt, auch zu diesen Abweichungen führen kann. Doch bei einem Versuchsprogramm mit 33 Versuchsobjekten und mehr als 4000 stationären Versuchspunkten über einen Versuchszeitraum von 10 Monaten mit regelmäßigen Kalibrierungen und Plausibilisierungen sowie dem Betrieb des Versuchsstandes durch unterschiedliche Personen ist dies äußerst unwahrscheinlich.

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die Abwärmenutzung (AWN) mittels Dampfkraftprozess ermöglicht im Pkw eine theoretische Kraftstoffeinsparung von bis zu 10%. Die Ergebnisse von Simulationsrechnungen, Motorprüfstandsversuchen und Testfahrten haben jedoch gezeigt, dass bei einer Serieneinführung und dem damit verbundenen Kompromiss zwischen theoretisch möglichen und finanziell darstellbaren Lösungen nur noch 2,5% bis 4,5% Kraftstoffeinsparung zu erreichen sind. Im Vergleich mit anderen Maßnahmen zur Kraftstoffeinsparung ist dies jedoch eine große Steigerung.

Daher wächst in den letzten Jahren in der Automobilindustrie das Interesse an der AWN mittels Dampfkraftprozess. Diese befindet sich aber erst auf dem Sprung vom Prototypenbau zur Vorserie, weshalb auch die dazugehörige Dampferzeugerauslegung und -optimierung nicht auf jahrzehntelange Erfahrungen und Entwicklungen zurückgreifen kann. Auch die Übertragung der Auslegungs- und Optimierungsvorgehensweise der stationären Dampferzeugeranlage auf die mobile ist nicht trivial aufgrund der spezialisierten Anforderungen der Automobilindustrie. Bei der mobilen Anwendung werden sehr kleine Bauräume von nur wenigen Litern bei strengen Vorgaben hinsichtlich Leistungsdichte, Abgasdruckverlust, Gewicht und Haltbarkeit (Thermoschocks, Lastwechsel, Erschütterungen, etc.) gefordert. Erschwerend kommt hinzu, dass in der Fahrzeugindustrie aufgrund ökonomischer Zwänge sehr niedrige Fertigungskosten erforderlich sind, die nur mit einer einfachen und serientauglichen Fertigung erreicht werden können.

Optimierungsverfahren

Das Ziel dieser Arbeit ist daher die Konzeption, Validierung und exemplarische Anwendung eines Auslegungs- und Optimierungsverfahrens für Dampferzeuger mit den genannten thermohydraulischen Anforderungen und einer detaillierten Geometrieauslegung, welches unterschiedliche Geometrietypen mit Hilfe einer Geometrievariation bei einem dynamischen Betriebsverhalten optimiert. Hierbei soll die Geometrieauslegung die Bewertung der möglichen Fertigungsverfahren ermöglichen. Berücksichtigt werden die drei Dampferzeugergeometrietypen Rohrbündel, Rippenrohrbündel und Kreuzstromplatte. Vorgegeben für die Optimierung werden das Fahrzeug in-

klusive Motordaten und Bauraumbeschränkungen, der Referenzfahrzyklus und das AWN-System inklusive Wärmequelle, Verschaltung und Expansionsmaschineneigenschaften. Dies zusammen bestimmt den zur Verfügung stehenden Bauraum sowie die Abgas- und Arbeitsmedienrandbedingungen für den Dampferzeuger.

Die Dampferzeugerbewertungs- und Auslegungsgrößen werden mittels eines physikalischen Modells berechnet, das auf der Zellenmethode und einer zugehörigen Bilanzierung basiert. Hierbei sind für alle untersuchten Geometrieformen und für jeden Bilanzraum Korrelationsgleichungen für die Berechnung des übertragenen Wärmestroms und des Druckverlustes hinterlegt, welche die Einflüsse der variierten Geometrieparameter abbilden. Dies ermöglicht sowohl eine Stationärpunkt- als auch eine quasistationäre Fahrzyklusberechnung.

Die Auswahl des Dampferzeugers erfolgt dann anhand einer multikriteriellen Optimierung mit gewichteten Optimierungskriterien, die sowohl auf die Ergebnisse aller Geometriev Variationen der drei Dampferzeugertypen als auch auf ausgewählte Dampferzeuger und deren Fahrzyklusergebnisse angewendet wird. Diese Auswahl umfasst optimierte Dampferzeuger der Stationärpunktbetrachtung bei unterschiedlichen Optimierungskriterien und verschiedenen Gewichtungskoeffizienten. Optimierungskriterien sind die übertragene Leistung, der abgasseitige Druckverlust und das Bauteilgewicht.

Die Festlegung der Gewichtungskoeffizienten erfolgt anhand einer Variation der Koeffizienten und der anschließenden Auswertung der Dampferzeugerbewertungs- und Auslegungsgrößen der optimierten Dampferzeuger und deren Einfluss auf das AWN-System. Hierbei gelten die folgenden Abhängigkeiten:

Die übertragene Leistung ist das wichtigste Optimierungskriterium, da sie die Expansionsmaschinenleistung und somit die Kraftstoffeinsparung des AWN-Systems direkt bestimmt. Ungefähr 10% der übertragenen Leistung können theoretisch in Antriebsleistung umgewandelt werden. Der Gewichtungsfaktor ist $2/3$.

Die durch den Dampferzeuger entstehenden Druckverlust- und Gewichtsanstiege beeinflussen ebenfalls den Kraftstoffverbrauch, der hierdurch steigt. Diese Verbrauchssteigerung ist jedoch geringer als die durch die übertragene Leistung bewirkte Verbrauchseinsparung. Der abgasseitige Druckverlust und das Gewicht werden daher nur mit $3/15$ und $2/15$ gewichtet. Die geringere Gewichtung des Gewichts gegenüber dem Druckverlust liegt daran, dass die optimierten Dampferzeuger weniger als 10 kg wiegen und 10 kg bezogen auf das Fahrzeuggewicht einen geringeren Einfluss auf die Kraftstoffeinsparung haben als der Druckverlustanstieg. Eine Gewichtsreduzierung des Dampferzeugers um 10% führt lediglich zu einer Kraftstoffeinsparung

von 0,01%. Da jedoch mit steigendem Gewicht des Dampferzeugers fast immer auch die Fertigungskosten steigen, ist das Optimierungskriterium Gewicht und dessen Gewichtung notwendig.

Zusätzlich liegt ein Zielkonflikt zwischen der Optimierung der übertragenen Leistung und der Optimierung des abgasseitigen Druckverlustes und des Gewichtes vor. Eine hohe Leistung kann über einen hohen limitierenden Wärmeübergangskoeffizienten oder über eine große Wärmeübertragerfläche ermöglicht werden, was entweder zu einem hohen abgasseitigen Druckverlust oder einem hohen Gewicht führt.

Die mathematischen Optimierungs- und Bewertungsfunktionen sind in den Gleichungen 4.6 ff. (Geometrievariation) und 4.10 ff. (Fahrzyklus) aufgeführt. Neben den drei Optimierungskriterien wird für die Optimierung eine Obergrenze von 20 mbar für den abgasseitigen Druckverlust, die Substitution des Mittelschalldämpfers durch den Dampferzeuger (Bauraum $H \times B \times T = 80 \times 250 \times 350$ mm) und die Abstimmung des Motorabgases bei 150 kg/h vorgegeben. Dies sind die Ergebnisse einer Gesamtsystemauslegung der betrachteten AWN mittels Dampfkraftprozess im Referenzfahrzeug.

Optimierungsergebnisse

Bei einer Auflistung der Optimierungsergebnisse über der Geometrievariationsreihenfolge liegen **mehrere lokale Optima** vor, die entweder **Rohrbündel- oder Kreuzstromplattendampferzeuger beinhalten**. Diese Dampferzeuger erreichen alle mindestens 95% des Ergebnisses der Optimierungsfunktion, trotz teilweise stark unterschiedlicher Geometrien. Die optimierten **Rippenrohrbündeldampferzeuger** sind im Vergleich mit den optimierten Dampferzeugern der beiden anderen Geometrietypen **nicht optimal**. Sie übertragen bei vergleichbarem abgasseitigen Druckverlust 12% bis 14% weniger thermische Energie im Referenzfahrzyklus. Dies liegt daran, dass die optimierten Rohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bezüglich des Produktes aus Dampferzeugerkompaktheit (abgasseitige Wärmeübertragerfläche pro Dampferzeugervolumen - $A_{DE,m}/V_{DE}$) und mittlerem abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten einen höheren Wert bei vergleichbarem abgasseitigen Druckverlust erreichen als die optimierten Rippenrohrbündeldampferzeuger. Die optimierten Rohrbündeldampferzeuger haben die größten mittleren abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten und die optimierten Kreuzstromplattendampferzeuger die größte Dampferzeugerkompaktheit.

Werden die Dampferzeuger entsprechend der Optimierungsergebnisse sortiert, ergibt sich ein **flaches Optimum**. Aufgrund des flachen Optimums ist keine erneute Optimierung des Dampferzeugers bei Unsicherheiten in der Vorgabe der Betriebs-

bedingungen (Temperatur, Druck, Massenstrom des Motorabgases und des Arbeitsmediums), des Bauraums oder des Referenzfahrzyklus notwendig.

Allgemein gilt zudem für alle Geometrietypen, dass die **Generalisten die Optimierungskriterien besser erfüllen** als die auf ein Optimierungskriterium spezialisierten Dampferzeuger (Spezialisten). Weitere Erkenntnis ist, dass trotz des flachen Optimums eine **multikriterielle Optimierung mit gewichteten Kriterien** und einer Auslegung auf Basis **mehrerer Betriebspunkte** notwendig ist.

Dies zeigt sich bezüglich der **multikriteriellen Optimierung** an den Dampferzeugereigenschaften der gewichtsoptimierten Dampferzeuger. Diese Dampferzeuger erfüllen die restlichen Optimierungskriterien nicht oder deutlich schlechter als die multikriteriell optimierten Dampferzeuger. Sie verfügen über eine sehr kleine Wärmeübertragerfläche, die den übertragenen Wärmestrom, speziell in den Mittel- und Hochlastpunkten, limitiert. Die **Gewichtung** ist notwendig aufgrund der dargelegten unterschiedlichen Abhängigkeiten des Kraftstoffverbrauchs von den Optimierungskriterien.

Die Optimierung auf Basis nur eines **Betriebspunktes** bei der Geometrievariation ist nicht möglich. Es muss je eine Geometrievariation für einen charakteristischen Mittel- und Hochlastpunkt des Dampferzeugers durchgeführt und die Optimierungsfunktion auf die Ergebnisse dieser beiden Variationen angewendet werden. Der Hochlastpunkt berücksichtigt die Maximalanforderungen und speziell die Grenzwertvorgabe für den abgasseitigen Druckverlust. Der Mittellastpunkt bzw. ein im Referenzzyklus häufig angefahrener Punkt stellt im Gegenzug sicher, dass nicht nur die Maximalanforderungen erfüllt werden, sondern die Optimierungskriterien auch in den Betriebszuständen bestmöglich erfüllt werden, in denen der Dampferzeuger größtenteils betrieben wird. Zudem kann eine Überdimensionierung des Dampferzeugers anhand des Vergleichs der Dampferzeugereigenschaften der für den Mittel- und Hochlastpunkt optimierten Dampferzeuger erkannt werden.

Die bezüglich eines Niederlastpunktes optimierten Dampferzeuger führen nicht zu optimierten Dampferzeugern im Referenzfahrzyklus, da die Wärmeübertragerfläche dieser Dampferzeuger für das Wärmeangebot in den Mittel- und Hochlastpunkten zu klein ist und die übertragene thermische Leistung somit im Fahrzyklus limitiert wird. Zudem erzielen die für den Mittel- und Hochlastpunkt optimierten Dampferzeuger vergleichbar gute Dampferzeugereigenschaften bei der Anwendung auf einen Niederlastpunkt wie ein auf einen Niederlastpunkt optimierter Dampferzeuger.

Für weitere Optimierungsaufgaben ist nicht entscheidend, dass genau ein Dampferzeuger der geeignetste ist, sondern dass ein **flaches Optimum** vorliegt. Der Voll-

ständigkeit halber wird der optimierte Dampferzeuger für die AWN mittels Dampfkraftprozess für das untersuchte Mittelklassefahrzeug dennoch benannt. Es ist ein Rohrbündeldampferzeuger. Dieser, der *RB-Eth-3524*, hat eine Dampferzeugerkompaktheit von $176 \text{ m}^2/\text{m}^3$ bei einem mittleren abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten von $236 \text{ W}/(\text{m}^2\text{K})$ und einem mittleren abgasseitigen Druckverlust von 2,8 mbar im Hochlastpunkt. Die Geometrie ist in Abbildung 4.22 f. dargestellt. Der optimale Wert des *RB-Eth-3524* resultiert aus den deutlich höheren Gewichten der Kreuzstromplattendampferzeuger. Diese Dampferzeuger erreichen ihre hohen Optimierungswerte aufgrund der großen Wärmeübertragerfläche, was mit höherem Gewicht einhergeht (5 kg gegenüber 2 kg beim Rohrbündeldampferzeuger).

Robustheit des Optimierungsverfahrens für Dampferzeuger außerhalb der Geometriegültigkeitsgrenzen

Die Ergebnisse der Optimierungs- und Auslegungsrechnungen zeigen, dass eine Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen für den abgasseitigen Druckverlust nicht ohne separate Plausibilisierung möglich ist. Bereits geringe Überschreitungen einzelner Geometriegültigkeitsgrenzen führen hierbei zu physikalisch unplausiblen Ergebnissen. Die Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs hingegen weisen bei der exemplarisch durchgeführten Überschreitung der Geometriegültigkeitsgrenzen keine unplausiblen Ergebnisse auf. Daher wird für eine erste Bewertung von neuen, die Geometriegültigkeitsgrenzen überschreitenden Geometrien empfohlen, zuerst die Grenzen der Gleichungen für den Wärmeübergang zu überschreiten und nur für den abgasseitigen Druckverlust neue Messungen durchzuführen. Diese Messungen benötigen gegenüber einer ganzheitlichen Dampferzeugervermessung einen einfacher aufzubauenden und zu betreibenden Versuchsstand sowie einfacher anzufertigende Versuchsobjekte, was bei gleichbleibendem Aufwand eine größere Anzahl an Validierungsversuchen und Versuchsobjektvariationen ermöglicht.

Validierung

Da sich die Berechnungsgenauigkeit der Dampferzeuger auf die Optimierung auswirkt, wurden in dieser Arbeit neben Kontrollrechnungen und Vergleichssimulationen mit Variationen in den Modellansätzen auch eigene Messungen zur Bewertung der Berechnungsgenauigkeit der Dampferzeuger durchgeführt. Hierzu wurden ganze Dampferzeuger am Versuchsstand und Dampferzeugerteilmodelle im Strömungskanal vermessen. Insgesamt wurden drei Rohrbündeldampferzeuger mit 110 Betriebspunkten sowie 34 Dampferzeugerteilmodelle (28 Rohrbündel und 6 Plattenstrukturen) mit 3502 Betriebspunkten stationär vermessen. Eine Vermessung aller in

der Dampferzeugeroptimierung berücksichtigten Geometrietypen wurde aus Zeitgründen nicht durchgeführt. Die Validierung der Rippenrohrbündeldampferzeuger entfiel, da dieser Geometrietyp für das betrachtete AWN-System entsprechend der Ergebnisse der Optimierung nicht geeignet ist.

Bei den drei Rohrbündeldampferzeugern stimmen die Simulationsergebnisse mit den Messergebnissen des übertragenen Wärmestroms zu $\pm 15\%$ überein. Dies entspricht der Berechnungsgenauigkeit der verwendeten Gleichungen. Im Bereich der Betriebspunkte, die bei einem durchschnittlichen Fahrverhalten angefahren werden, verbessert sich die Übereinstimmung auf $\pm 5\%$. Für den abgasseitigen Druckverlust ist die Übereinstimmung von Simulation und Messung geringer. Bei zwei der drei Rohrbündeldampferzeuger liegt eine Übereinstimmung von ungefähr $\pm 35\%$ vor, was der Berechnungsgenauigkeit der verwendeten Gleichungen entspricht. Beim dritten Dampferzeuger stimmen Simulation und Messung nur zu $\pm 50\%$ überein. Die Abweichungen von den idealen Messbedingungen, welche bei den Berechnungsgleichungen angenommen werden, wie z. B. eine homogene Anströmung, wirken sich beim Druckverlust stärker aus als beim übertragenen Wärmestrom und daher treten beim Druckverlust größere Abweichungen auf. Zudem werden Unsicherheiten in der Bestimmung der übertragenen Leistung teilweise durch die Anpassung der treibenden Temperaturdifferenz ausgeglichen.

Die Simulationsgenauigkeit des abgasseitigen Druckverlustes der Rohrbündel und Wirbelzellen stimmt mit den im Strömungskanal vermessenen Druckverlusten zu $\pm 35\%$ überein. Bezüglich der Berechnungsgenauigkeit von $\pm 25\%$ liegt für die Rohrbündel und Wirbelzellen noch eine Übereinstimmung von 63% und 75% vor. Rohrbündel und Rohrbündeldampferzeuger sowie Wirbelzellen der Kreuzstromplatten wurden vermessen, da diese Geometrietypen entsprechend der Optimierung die Geeignetesten sind.

Ausblick

Für eine Serieneinführung eines AWN-Systems mittels Dampfkraftprozess im Pkw ist aufgrund der Kosten eine serientaugliche Fertigung aller Einzelkomponenten und somit auch des Dampferzeugers erforderlich. Anhand der expliziten Geometrieauslegung des in dieser Arbeit entwickelten Optimierungsverfahrens ist zwar eine nachträgliche Bewertung der optimierten Dampferzeuger hinsichtlich einer serientauglichen Fertigung möglich, eine Optimierung bezüglich dieser serientauglichen Fertigung erfolgt jedoch nicht. Hierzu ist eine Erweiterung des Optimierungsverfahrens um **weitere Optimierungskriterien** notwendig. Neben der serientauglichen Fer-

tigung, welche maßgeblich die Fertigungskosten bestimmt, ist die Haltbarkeit als Optimierungskriterium hinzuzufügen.

Für dieses Hinzufügen werden die Dampferzeuger hinsichtlich der neuen Optimierungskriterien im Zuge der Dampferzeugerberechnung mit Hilfe der Auslegungsgrößen und Geometrieparameter bewertet und eine Optimierungsrangfolge bestimmt. Dies entspricht der Vorgehensweise des bestehenden Optimierungsverfahrens und der hierin berücksichtigten gewichteten Kriterien. Gegebenenfalls müssen hierzu weitere Dampferzeugerauslegungsgrößen oder Geometrieparameter bei der Bilanzierung berechnet werden.

Drei weitere offene Punkte, die ebenfalls im Kontext der Serieneinführung bzw. der Optimierung des gesamten AWN-Systems stehen, sind die **Bauraum-** und **Medienvariation** sowie die Untersuchung der **thermischen Trägheit** des Gesamtsystems.

Eine **Variation des Dampferzeugerbauraums** kann zu optimierten Dampferzeugern führen, die trotz eines kleineren Bauraums zu einem AWN-System führen, welches weniger Kosten pro eingespartem Kraftstoff verursacht. Diese Variation bzw. Optimierung des Bauraums wird bei der bestehenden Dampferzeugeroptimierung nicht durchgeführt. Es können lediglich mehrere Optimierungen mit unterschiedlichen Bauraumvorgaben durchgeführt und anschließend die Ergebnisse verglichen werden.

Zudem kann auf Basis einer Variation des Bauraums untersucht werden, ob der Verlauf der Ergebnisse der Optimierungsfunktion bei einer Vergrößerung des Bauraums asymptotisch ist und ob und ab wann eine Überdimensionierung des Dampferzeugers vorliegt. In diesem Fall steht der für den Dampferzeuger nicht notwendige Bauraum anderen Komponenten des AWN-Systems zur Verfügung.

Die **Arbeitsmedienvariation** wurde im bestehenden Optimierungsverfahren durchgeführt, um zu untersuchen, ob das entwickelte Verfahren auch bei einem Wechsel des Arbeitsmediums anzuwenden ist. Es wurde jedoch nicht untersucht, welchen Einfluss eine **Arbeitsmedienvariation** auf die Optimierungsergebnisse hat oder ob ein für ein Medium optimierter Dampferzeuger auch für andere Medien geeignet ist. Hierzu sind Optimierungsrechnungen mit unterschiedlichen Medien durchzuführen, bei denen die Randbedingungen nicht variiert werden. Dieser Vergleich mit gleichbleibenden Randbedingungen ist bei der in dieser Arbeit durchgeführten Dampferzeugeroptimierung für die Arbeitsmedien Ethanol und Wasser nicht erfolgt.

Die Erwärmung des Dampferzeugers im Fahrzyklus und die damit verbundene **thermische Trägheit** wird in der Optimierung des **Dampferzeugers** nicht berücksich-

tigt, da für die Erwärmung, abhängig vom Dampferzeuger, nur 1% bis 2% des Energieangebotes des Fahrzyklus benötigt werden. Hierbei wird jedoch nur die Dampferzeugermasse berücksichtigt, nicht aber das im Dampferzeuger strömende Medium oder andere zu erwärmende Bauteile. Für eine Optimierung des gesamten AWN-Systems müssen jedoch alle Massen berücksichtigt werden.

Ein weiterer wichtiger Punkt ist, dass in dieser Arbeit innerhalb der Validierung vier Aspekte identifiziert wurden, die zur Steigerung der Berechnungsgenauigkeit der Dampferzeuger führen können und somit auch die Optimierungsgenauigkeit verbessern. Die vier Punkte sind, mit abnehmender Wichtigkeit, im Folgenden aufgelistet:

1. Auf Basis der Vermessung der Rohrbündel und der Wirbelzellen wurde die Vermutung aufgestellt, dass **kleine Rohrdurchmesser in Rohrbündeln** und **kurze Wirbelzellenlängen** in Kreuzstromplatten zu **niedrigeren Widerstandsbeiwerten** führen als die Gleichungen nach Gaddis und Gnielinski (1983) und Manglik und Bergles (1995) berechnen. In dieser Arbeit wurden jedoch nur zwei Rohrdurchmesser und eine Wirbelzellenlänge im Zuge der Geometrievariationen vermessen, da beide Autorengruppen die Geometrieparameter in ihrer absoluten Größe nicht einschränken.

Anhand einer Vermessung bei einer Variation des Rohrdurchmessers und der Wirbelzellenlänge kann die aufgestellte Vermutung überprüft werden. Des Weiteren stellen sich zwei Fragen: Erstens, wenn sich diese Vermutung bestätigt, ist sie auch auf andere Geometrieformen zu übertragen? Und zweitens, gilt die Abhängigkeit des Widerstandsbeiwertes von der absoluten Größe auch für den Wärmeübergangskoeffizienten? Die Ergebnisse dieser Untersuchungen könnten dann zur Steigerung der Berechnungsgenauigkeit genutzt werden.

2. Die Tatsache, dass das Auftreten und die Auswirkungen von **Wirbeln im durchströmten Rohrbündel** in den verwendeten Korrelationsgleichungen zur Beschreibung der Strömungseigenschaften nicht berücksichtigt werden, bedarf ebenfalls weiterführender Untersuchungen. Die eigenen Versuche zeigen, dass in Abhängigkeit von der Rohranordnung und der Reynoldszahl im durchströmten Rohrbündel Wirbel auftreten und hierdurch der mittlere Widerstandsbeiwert steigt. Speziell mit Blick auf die Fertigung eines Dampferzeugers kann die Kenntnis über das Auftreten dieser Wirbel und die daraus resultierenden Effekte wie Druckverlustanstieg, Lärmentwicklung oder Schwingungen der Rohre von Interesse sein und diese Effekte sollten daher untersucht werden.
3. Bei der Berechnung der Rohrbündel- und Rippenrohrbündeldampferzeuger werden die **arbeitsmedienseitigen Umlenkungen** am Boden und am Kopf


des Dampferzeugers **nicht optimiert** und als 180°-Bögen berechnet. Hier ist zu untersuchen, welchen Einfluss die Umlenkungsgeometrien auf die Dampferzeugereigenschaften haben. In einem weiteren Schritt kann dann eine Variation der Umlenkungsgeometrien in der Optimierung hinzugefügt werden.

4. Im Zuge der Berechnung der abgasseitigen Randbedingungen für die Dampferzeugerbilanzierung wird die **Temperaturabsenkung im Turbolader** im Betrieb als **konstant angenommen**. Mit Hilfe des Gesetzes des idealen Gases kann diese Annahme überprüft werden. Hierfür sind jedoch Daten sowohl des Abgasaustrittsdruckes aus dem Motor als auch des Druckverhältnisses im Turbolader in Abhängigkeit von den Motorbetriebspunkten notwendig. Dies kann anhand einer Literaturrecherche oder der Vermessung eines Turboladers erfolgen.

Neben der Steigerung der Berechnungsgenauigkeit der verwendeten Gleichungen bieten auch neue Berechnungsgleichungen die Möglichkeit, die Genauigkeit zu verbessern. Hierbei sind Gleichungen zu berücksichtigen, die speziell für die kleinen Geometriegrößen der betrachteten Dampferzeuger entwickelt wurden.


Auch wenn es in den aktuellen Diskussionen rund um das Thema Mobilität und Kraftfahrzeuge den Anschein macht, dass der Verbrennungsmotor bereits durch den Elektromotor abgelöst ist oder zumindest in naher Zukunft abgelöst wird, ist hiervon weltweit nach Einschätzung und Erfahrungen des Autors aus der Entwicklungsarbeit für die Fahrzeugindustrie nicht in den kommenden 10 bis 20 Jahren auszugehen. Speziell nicht im Bereich des Lkw-Marktes. Die Kraftstoffeinsparung bei einem Fahrzeug mit Verbrennungsmotor von 2,5% bis 4,5% durch ein AWP-System mit Dampfkraftprozess hat daher einen erheblichen Einfluss auf die insgesamt einzusparenden Betriebskosten und Abgasemissionen der mobilen Verbrennungsmotoren.

Literaturverzeichnis

- Akukwe, E. Kalibrieren und Anfahren eines Prüfstandes zur Vermessung von Dampferzeugern. Studienarbeit, Technische Universität Berlin, 2011.
- Andre, M. Real-world driving cycles for measuring cars pollutant emissions part A: The ARTEMIS European driving cycles. Report INRETS-LTE 0411, 2004.
- Antufyev, V.M. und Beletskiy, G.S. *Wärmeübergang und Druckverlust von zylinderförmigen Oberflächen im Querstrom (russ.)*. Mashgiz Press, Moskau, 1948.
- Baehr, H.D. und Stephan, K. *Wärme- und Stoffübertragung*. Springer Verlag, Berlin, 6., neu bearb. Auflage, 2008.
- Bankston, C.A., Sibbit, W.L., und Skoglund, V.J. *Stability of Gas Flow Distribution Among a Parallel Heated Channels*. 2nd AIAA Propulsion Joint Specialist Conf., Colorado Springs: 66-589, 1966.
- Basshuysen, R. van und Schäfer, F., Herausgeber. *Lexikon Motorentechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 2., verb. aktual. und erw. Auflage, 2006.
- Bauer, F. Bmw revives steam power to save fuel. *Automotive News*, 2005.
- Bauer, H. *Kraftfahrtechnisches Taschenbuch*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Wiesbaden, 25., überarb. und erw. Auflage, 2003.
- Böckh, P. *Wärmeübertragung*. Springer Verlag, Berlin, 2., bearb. Auflage, 2006.
- Bejan, A. und Kraus, A.D. *Heat Transfer Handbook*. John Wiley & Sons, New York, 1. Auflage, 2003.
- Bergelin, O.P., Colburn, A.P., und Hull, H.L. *Heat transfer and pressure drop during viscous flows across unbaffled tube banks*. Engineering Experimental Station, University of Delaware, Newark, 1950.
- Berger, J. *Waste heat recuperation*. Voith AG, 2008. URL <http://www.gaselectricpartnership.com/08voith.pdf>. 

- Bergles, A. E., Collier, J. G., Delhaye, J. M., Hewitt, G. F., und Mayinger, F. *Two-phase flow and heat transfer in the power and process industries*. Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1981.
- Bernhard, F. *Technische Temperaturmessung*. Springer Verlag, Berlin, 2003.
- Bhowmik, H. und Lee, K.-S. Analysis of heat transfer and pressure drop characteristics in an offset strip fin heat exchanger. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 36(3):259 – 263, 2009.
- Bisio, A. und Boots, S. *Encyclopedia of Energy Technology and the Environment*. John Wiley & Sons, New York, 1995.
- Blasius, H. Grenzschichten in Flüssigkeiten mit kleiner Reibung. *Zeitschrift f. Math. u. Phys.*, 56:1 – 37, 1908.
- Bohl, W. und Elmendorf, W. *Technische Strömungslehre*. Vogel Buchverlag, Würzburg, 13., überarb. und erw. Auflage, 2005.
- Braess, H.-H. und Seiffert, U. *Vieweg Handbuch Kraftfahrzeugtechnik*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig Wiesbaden, 2., verb. Auflage, 2001.
- Brands, M., Werner, J., Hoehne, J., und Kramer, S. Vehicle testing of cummins turbocompound diesel engine. *SAE technical report*, (810073), 1981.
- Brauer, W. Wärme- und strömungstechnische Untersuchung an quer angeströmten Rippenrohrbündeln, Teil 1: Versuchsanlagen und Messergebnisse bei höheren Drücken, Teil 2: Einfluß der Rippen- und Rohranordnung. *Chemie-Ing.-Techn.*, 33:327 – 335 / 431 – 438, 1961.
- Bredel, E., Nickel, J., und Bartosch, S. Waste heat recovery in drive systems of today and tomorrow. *MTZ worldwide Edition*, 2011.
- Briggs, T.E., Wagner, R., Edwards, K., und Curran, S. A waste heat recovery system for light duty diesel engines. *SAE technical report*, (2010-01-2205):59–68, 2010.
- Brockmeier, U., Guentermann, T., und Fiebig, M. Performance evaluation of a vortex generator heat transfer surface and comparison with different high performance surfaces. *Journal of Heat and Mass Transfer*, 36:2575–2587, 1993.

- Byongjoo, K. und Byonghu, S. An experimental study of flow boiling in a rectangular channel with offset strip fins. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, 27 (3):514 – 521, 2006.
- Chammas, R. E. und Clodic, D. Combined cycle for hybrid vehicles. *SAE 2005 World Congress*, (2005-01-1171):241–250, 2005.
- Chawla, J.M. *Wärmeübergang und Druckabfall in waagerechten Rohren bei der Strömung von verdampfenden Kältemitteln*. VDI-Verlag, Düsseldorf, VDI-Forschungsheft 523, 1967.
- Chawla, J.M. Druckverlust in durchströmten Verdampferrohren. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Lbc. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Chen, J.C. Correlation for boiling heat transfer to saturated liquids in convective flow. *Ind. Eng. Chem. Proc. Des. Dev.*, 5:322–329, 1966.
- Chen, S.K. und Lin, R. A review of engine advanced cycle and rankine bottoming cycle and their loss evaluations. *SAE technical report*, (830124), 1983.
- Churchill, S.W. und Brier, J.C. Convective heat transfer from a gas stream at high temperature to a circular cylinder normal to the flow. *Chemical Engineering Progress Symposium Series*, 51(17):57 – 65, 1955.
- Churchill, S.W. und Zajic, S. Prediction of fully developed turbulent convection with minimal explicit empiricism. *AIChE*, 48:927–940, 2002.
- Cicchitti et al. Two-phase cooling experiments-pressure drop, heat transfer and burnout measurements. *Energia Nucleare*, 7:407 – 425, 1960.
- Clemens, H., Collisi, J., und Hoetger, M. Das Amovis Abwärmenutzungskonzept: 15 Jahre praktische Erfahrung mit Mikrodampfprozessen. In Brill, U., Herausgeber, *Wärmemanagement des Kraftfahrzeugs*, Haus der Technik - Fachbuchreihe 93. Expert Verlag, Renningen, Band 6, 2008.
- Danlowa, G.N. Einfluß von Druck und Temperatur auf den Wärmeübergang an siedende Freone. *Cholod. Techn.*, 4:36 – 42, 1965.
- Davenport, W.E. und Leppert, G. *Journal of Heat Transfer*, 87:191–196, 1965.
- Dengler, C.E. und Addams, J.N. Heat transfer mechanism for vaporization of water in a vertical tube. *AIChE*, 52:95–103, 1956.

- Deutscher Kalibrierdienst. *DKD-4 Rückführung von Mess- und Prüfmitteln auf nationale Normale*, 1998. URL http://www.dkd.eu/dokumente/Schriften/dkd_4.pdf. 
- DiBella, F.A., DiNanno, L.R., und Koplow, M.D. Laboratory and on-highway testing of diesel organic rankine compound long-haul vehicle engine. *SAE technical report*, (830122), 1983.
- DieselNet. *Descriptions of different driving cycles*, 2011. URL <http://www.dieselnet.com/standards/cycles/>.
- Dong, J., Chen, J., Chen, Z., Zhang, W., und Zhou, Y. Heat transfer and pressure drop correlations for the multi-louvered fin compact heat exchangers. *Energy Conversion and Management*, 48(5):1506–1515, 2007.
- Dukler, A.E., Wicks, M., und Cleveland, R.G. Pressure drop and hold-up in two-phase flow. Part A: A comparison of existing correlations, part B: An approach through similarity analysis. *AIChE*, 10:38 – 43, 1964a.
- Dukler, A.E., Wicks, M., und Cleveland, R.G. Fractional pressure drop in two-phase flow. *AIChE*, 10:44 – 51, 1964b.
- Ehrgott, M. *Multicriteria Optimization*. Springer Verlag, Heidelberg, 2. Auflage, 2005.
- EL-Walkil, M.M. *Powerplant technology*. McGraw-Hill, New York, 1984.
- Endo, T., Kawajiri, S., Kojima, Y., Takahashi, T., K abd Baba, Ibaraki, S., Takahashi, T., und Shinohara, M. Study on maximizing exergy in automotive engines. *SAE technical report*, (2007-01-0257):347–356, 2007.
- Fawaz, A. Entwurf und Implementierung einer Modellbibliothek zur Fahrzeugsimulation mit vorhandener Abwärmenutzung. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2009.
- Freymann, R., Strobl, W., und Obieglo, A. Der Turbosteamer: Ein System zur Kraft-Wärme-Kopplung im Automobil. *MTZ - Motortechnische Zeitschrift Ausgabe Nr.: 2008-05*, 2008.
- Gaddis, E.S. Über die Berechnung des Austauschereffizienzielles und der mittleren Temperaturdifferenz in mehrgängigen Rohrbündelwärmeaustauschern mit Umlenkbblechen. *Verfahrenstechnik*, 12(3):144–149, 1978.

- Gaddis, E.S. Druckverlust in querangeströmten Bündeln aus glatten sowie berippten Kreis- und Ovalrohren. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Lad. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Gaddis, E.S. und Gnielinski, V. Druckverlust in querdurchströmten Rohrbündeln. *Verfahrenstechnik*, 17(7):410 – 418, 1983.
- Gaddis, E.S. und Schlünder, E.U. Temperaturverlauf und übertragbare Wärmemenge in Röhrenkesselapparaten mit Umlenkblechen. *Verfahrenstechnik*, 9(12): 617–621, 1975.
- Gauler, K. *Wärme- und Stoffübertragung an eine mitbewegte Grenzfläche bei Grenzschichtströmung*. Doktorarbeit, Univ. Karlsruhe TH, 1972.
- Gerigk, P., Bruhn, D., und Danner, D. *Kraftfahrzeug*. Westermann Schulbuchverlag GmbH, Braunschweig, 3. Auflage, 2001.
- Gnielinski, V. Gleichungen zur Berechnung des Wärmeübergangs in querdurchströmten einzelnen Rohrreihen und Rohrbündeln. *Forschung im Ingenieurwesen*, 44(1):15 – 24, 1978.
- Gnielinski, V. Zur Wärmeübertragung bei laminarer Rohrströmung und konstanter Wandtemperatur. *Chemie Ingenieur Technik*, 61(2):160–161, 1989.
- Gnielinski, V. Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 61(9):240–248, 1995.
- Gnielinski, V. Wärmeübertragung bei Querströmung um einzelne Rohre, Drähte und Profilzylinder und Wärmeübertragung bei Querströmung um einzelne Rohrreihen und durchströmte Rohrbündel. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Gf-Gg. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006a.
- Gnielinski, V. Wärmeübergang bei der Strömung durch Rohre. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Ga. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006b.
- Goeddecke, R. *Fluidverfahrenstechnik: Grundlagen, Methodik, Technik, Praxis*. Wiley-VCH, 2011.
- Gorenflo, D. Behältersieden. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Hab. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.

- Groeneveld, D.C. Prediction of thermal non-equilibrium in the post-dryout regime. *Nuclear Engineering and Design*, 36:17 – 26, 1976.
- Guo, L., Chen, J., Qin, F., Chen, Z., und Zhang, W. Empirical correlations for lubricant side heat transfer and friction characteristics of the hpd type steel offset strip fins. *International Communications in Heat and Mass Transfer*, 35(3):251 – 262, 2008.
- Hausen, H. Darstellung des Wärmeüberganges in Rohren durch verallgemeinerte Potenzbeziehungen. *Z. VDI-Beiheft Verfahrenstechnik*, (4):91–98, 1943.
- Heinmann, J.B. Argonne National Laboratory, ANL-213, 196.
- Herwig, H. und Moschallski, A. *Wärmeübertragung*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, Braunschweig Wiesbaden, 1. Auflage, 2006.
- Hoetger, M. Abwärmenutzung mittels Dampfkraftprozessen. Tagung: Thermische Rekuperation im Kraftfahrzeug, Haus der Technik, München, 2009.
- Hoetger, M. *Persönliche Aussage von Michael Hoetger*. Geschäftsführer der Amovis GmbH, Berlin, 2014.
- Hoffmann, J. *Handbuch der Messtechnik*. Carl Hanser Verlag, München, 3., neu bearb. Auflage, 2007.
- Hufschmidt, W. und Burck, E. Der Einfluss temperaturabhängiger Stoffwerte auf den Wärmeübergang bei turbulenter Strömung von Flüssigkeiten in Rohren bei hohen Wärmestromdichten und Prandtlzahlen. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 11(6):1041–1048, 1968.
- Iacopo, V. und Agostino, G. Internal Combustion Engine (ICE) bottoming with Organic Rankine Cycles (ORCs). *Energy*, 35 (2):1084–1093, 2010.
- Incropera, F.P. und DeWitt, D.P. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, New York, 4. Auflage, 1996.
- ITS-90. *The International Temperature Scale of 1990*. Procès-verbaux du Comité International des Poids et Mesures, France, 1990.
- Joshi, H. M. und Webb, R. L. Heat transfer and friction in the offset stripfin heat exchanger. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30(1):69 – 84, 1987.

- Joumard, R. Accuracy of exhaust emissions measurements on vehicle bench; artemis deliverable. n LTE 0522, 2006.
- Kadota, M. und Yamamoto, K. Advanced transient simulation on hybrid vehicle using rankine cycle system. *SAE 2008 World Congress*, (2008-01-0310), 2008.
- Kakac, S. und Liu, H. *Heat Exchangers, Selection, Rating and Thermal Design*. CRC Press, Boca Raton, 2. Auflage, 2002.
- Kast, W. Druckverlust in durchströmten Rohren. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Lab. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Kays, W.M. Compact Heat Exchangers. Nato(AGARD-LS-57-72), 1972.
- Kays, W.M. und London, A.L. *Hochleistungswärmeübertrager*. Akademie Verlag, Berlin, 1973.
- Kays, W.M. und London, A.L. *Compact Heat Exchangers*. McGraw-Hill, New York, 3. Auflage, 1984.
- Kays, W.M. und Nicoll, W.B. Laminar flow heat transfer to a gas with large temperature differences. *Journal of Heat Transfer*, 85:329–338, 1963.
- Kesper, B. *Wandschubspannung und konvektiver Wärmeübergang bei Zweiphasen-Flüssigkeits-Dampfströmung hoher Geschwindigkeit*. Doktorarbeit, Universität Karlsruhe, 1974.
- Kesper, B. und Chawla, J.M. Reibungsdruckabfall bei adiabater Zweiphasen-Flüssigkeits-Dampfströmung hoher Geschwindigkeit. *Forsch. Ing.-Wes.*, 42:177 – 183, 1976.
- Köhler, E. und Flierl, R. *Verbrennungsmotoren: Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors*. Vieweg + Teubner, Wiesbaden, 5., überarb. und erw. Auflage, 2009.
- Kim, M.-H. und Bullard, C. W. Air-side thermal hydraulic performance of multi-louvered aluminum heat exchangers. *International Journal of Refrigeration*, 25: 390 – 400, 2002.
- Kim, M.-S., Lee, J., Yook, S.-J., und Lee, K.-S. Correlations and optimization of a heat exchanger with offset-strip fins. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 54(9 bis 10):2073 – 2079, 2011.

- Kohlmann, J. Eindimensionale reibungsbehaftete Strömungen inkompressibler Fluide. Skript Strömungslehre: 4. Kapitel, FHTW Berlin, 2002. URL http://zech.gmxhome.de/SS0_4_2003-2004.pdf.
- Konakov, P. K. Eine neue Formel für den Reibungskoeffizienten glatter Rohre. *Bericht der Akademie der Wissenschaft der UDSSR*, 51(7):503 – 506, 1954.
- Konstruktionsabteilung der Amovis GmbH. Amovis GmbH, Berlin, 2011.
- Kraftfahrt-Bundesamt. *Fahrzeugklassen und Bestseller, Segment: Mittelklasse*, 2011. URL <http://www.autokiste.de/service/segmente/mittelklasse.htm>. A.25.
- Kraftfahrt-Bundesamt. *Fahrzeugneuzulassungen 2010 / 2011*, 2012. URL http://www.kba.de/cln_031/DE/Home/homepage__node.html?__nnn=true. A.25.
- Kraume, M. *Transportvorgänge in der Verfahrenstechnik*. Springer Verlag, Berlin, 1. Auflage, 2004.
- Lewerenz, E. Reglerentwurf und Parametrierung an einem Prüfstand. Praktikumsbericht, Beuth Hochschule für Technik Berlin, 2010.
- Lindner, E. *Chemie für Ingenieure*. M. Lindner Verlag, Karlsruhe, 8. Auflage, 1987.
- Lockhart, R.W. und Martinelli, R.C. Proposed correlation data for isothermal two-phase, two-component flow in pipes. *Chem. Eng. Progr.*, 45:38 – 48, 1949.
- London, A.L. und Shah, R.K. Offset rectangular plate-fin surfaces-heat transfer and flow friction characteristics. *J. Eng. Power*, 90:218 – 228, 1968.
- Manglik, R. M. und Bergles, A. E. Heat transfer and pressure drop correlations for the rectangular offset strip fin compact heat exchanger. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 10(2):171 – 180, 1995.
- Manson, S. V. Correlations of heat transfer data and of friction data for interrupted plane fins staggered in successive for aeronautics. *NACA Tech*, 1950.
- Martin, H. Vorlesung Wärmeübertragung II. Univ. Karlsruhe TH, 1990.
- Martin, H. Einführung in die Lehre von der Wärmeübertragung. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel A. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Mavridoua, S., Mavropoulosb, G.C., Bourisa, D., Hountalasb, D.T., und Bergeles, G. Comparative design study of a diesel exhaust gas heat exchanger for truck

- applications with conventional and state of the art heat transfer enhancements. *Applied Thermal Engineering*, 30 (8-9):935–947, 2010.
- Mayinger, F. *Strömungen und Wärmeübergang in Gas-Flüssigkeits-Gemischen*. Springer Verlag, New York, 1982.
- Merker, G. P., Schwarz, C., Stiesch, G., und Otto, F. *Verbrennungsmotoren*. Teubner Verlag, Stuttgart, 2., vollständig neubearb. und erw. Auflage, 2004.
- Mishra, M., Das, P.K., und Sarangi, S. Second law based optimisation of cross-flow plate-fin heat exchanger design using genetic algorithm. *Applied Thermal Engineering*, 2009.
- Mochizuki, S., Yagi, Y., und Yang, W.-J. Transport phenomena in stacks of interrupted parallel-plate surfaces. *Exp. Heat Transfer*, (1):127 – 140, 1987.
- Moody, L.F. und Princeton, N.J. Friction factors for pipe flow. *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*, 66(11):671 – 684, 1944.
- Moussalli, G. *Dampfvolumenanteil und Druckabfall in der Blasenströmung*. Doktorarbeit, Universität Karsruhe, 1975.
- Moussalli, G. und Chawla, J.M. Dampfvolumenanteil und Druckabfall in der Blasenströmung. *Forsch. Ing.-Wes.*, 42:149 – 153, 1976.
- Muschelknautz, S. und Wellenhofer, A. Druckverlust von Gas-Flüssigkeitsströmungen in Rohren, Leitungselementen und Armaturen. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Lbb. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Neiße, C. Dynamische Simulation einer Abwärmenutzungsanlage. Masterarbeit, Fern Universität in Hagen, 2009.
- Niggeschmidt, W. *Druckverlust und Wärmeübergang bei fluchtenden, versetzten und teilversetzten querangeströmten Rohrbündeln*. Doktorarbeit, TH Darmstadt, 1975.
- Norris, J. An in-service emissions test for spark ignition (si) petrol engines. Issue 3 (EMStec/02/027), 2002.
- Orozaliev, J., Budig, C., und Vajen, K. Optimierung der Auslegung eines Lamellenrohrbündel-Wärmeübertragers. *DKV-Tagung Magdeburg*, AA II.2, 2010.
- Papula, L. *Mathematik für Ingenieure und Naturwissenschaftler*. Friedr. Vieweg & Sohn Verlag, Braunschweig, 10. erw. Aufage, 2001.


- Peng, H. und Ling, X. Optimal design approach for the plate-fin heat exchangers using neural networks cooperated with genetic algorithms. *Applied Thermal Engineering*, 28(5-6):642–650, 2008.
- Pischinger, S. *Verbrennungsmotoren*. Rheinische-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, Band I, Vorlesungsumdruck, 19. Auflage, 1998.
- Pischinger, S. *Verbrennungsmotoren*. Rheinische-Westfälische Technische Hochschule Aachen, Aachen, Band I, Vorlesungsumdruck, 26. Auflage, 2007.
- Pohlhausen, E. Der Wärmeaustausch zwischen festen Körpern und Flüssigkeiten mit kleiner reibung und kleiner Wärmeleitung. *Journal of Applied Mathematics and Mechanics / Zeitschrift für Angewandte Mathematik und Mechanik*, 1(2):115–121, 1921.
- Preece, R.J., Lis, J., und Hitchcock, J.A. Effect of gas-side physical property variations on the heat transfer to a bank of tubes in cross flow. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 189(11/75):69 – 75, 1975.
- Presse- und Informationsamt der Bundesregierung. *Teurer für Stinker: Die neue Kfz-Steuer*, 2009. URL <http://www.bundesregierung.de/Content/DE/Artikel/2009/01/2009-01-13-konjunkturpaket-neuregelung-kfz-steuer.html>. 
- Presse-Information BMW. *Antrieb statt Verlustleistung: BMW Group Forschung und Technik nutzt erstmals Kraft-Wärme-Kopplung im Auto*, 2005. URL <http://www.bmwarchiv.de/foto/galerie-6-bmw-turbostreamer.html>. 
- RAAL. *RAAL - Deutschland GmbH*. S.A. Bistrita, 2012. URL <http://www.raal.ro/download/RAAL-Fins.pdf>.
- REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties. *NIST Standard Reference Database 23*, Version 8.0, 2007.
- Reinicke, H. *Über den Wärmeübergang von kurzen durchströmten Rohren und querumströmten Zylindern verschiedener Anordnung an zähe Flüssigkeiten verschiedener Prandtl-Zahl bei kleinen Temperaturdifferenzen*. Doktorarbeit, TH Darmstadt, 1969.
- Reuters. *Europaparlament will CO2-Reduktion bei Autos erst 2015*, 2008. URL <http://de.reuters.com/article/topNews/idDEHUM55244920080115>. 

- Ringler, J., Seifert, M., Guyotot, V., und Hübner, W. Rankine cycle for waste heat recovery of ic engines. *SAE 2009 World Congress*, (2009-01-0174), 2009.
- Robinson, K.K. und Briggs, D.E. Pressure drop of air flowing across triangular pitch banks of finned tubes. *Chem. Eng. Progr. Symp.*, 62(64):177–184, 1965.
- Roetzel, W. und Spang, B. Verbessertes Diagramm zur Berechnung von Wärmeübertragern. *Wärme- und Stoffübertragung*, 25:259–264, 1990.
- Roetzel, W. und Spang, B. Berechnung von Wärmeübertragern. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Ca. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Rohde-Brandenburg, K. Was bringen 100 kg Gewichtsreduzierung im Verbrauch? Eine physikalische Berechnung. *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, Ausgabe 07-08/2013:584 – 591, 2013.
- Rohsenow, W.M., Hartnett, J.P., und Cho, Y.I. *Handbook of Heat Transfer*. McGraw-Hill, New York, 3. Auflage, 1998.
- Rotta, J.C. *Turbulente Strömungen*. Teubner Verlag, Stuttgart, 1972.
- Saad, S. B., Clément, P., Fourmigué, J.-F., Gentric, C., und Leclerc, J.-P. Single phase pressure drop and two-phase distribution in an offset strip fin compact heat exchanger. *Applied Thermal Engineering*, 2011a.
- Saad, S. B., Clément, P., Gentric, C., Fourmigué, J.-F., und Leclerc, J.-P. Experimental distribution of phases and pressure drop in a two-phase offset strip fin type compact heat exchanger. *International Journal of Multiphase Flow*, 37(6): 576 – 584, 2011b.
- Schichl, H. und Steinbauer, R. *Einführung in das mathematische Arbeiten*. Springer, Berlin, 2009.
- Schille, P. und Ohr, J., Herausgeber. *Normal Benzin in EUR - Historische Kurse*. Finanzen.net GmbH, Karlsruhe, 2012. URL <http://www.finanzen.net/rohstoffe/Normal-Benzinpreis/historisch>.
- Schlichting, H. *Grenzschichttheorie*. Verlag Braun, Karlsruhe, 1958.
- Schmidt, H. Gas-Flüssigkeitsströmungen - relative Phasenanteile. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Lba. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006a.

- Schmidt, K.G. Wärmeübergang an berippten Oberflächen. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Mb. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006b.
- Scholz, F. Einfluß der Rohrreihenzahl auf den Druckverlust und Wärmeübergang von Rohrbündeln bei hohen Reynolds-Zahlen. *Chemie Ingenieur Technik*, 40(20): 988 – 995, 1968.
- Schröder, J.J. Strömungssieden unterkühlter Flüssigkeiten. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Hba. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Schuh, G., Stölzle, W., und Straube, F. *Anlaufmanagement in der Automobilindustrie erfolgreich umsetzen: Ein Leitfaden für die Praxis*. Springer Verlag, Berlin, 1. Auflage, 2008.
- Süddeutsche. *Wie sich CO₂ auf die Kfz-Steuer auswirkt*, 2012. URL <http://www.sueddeutsche.de/auto/hubraum-ist-nicht-alles-wie-sich-co-auf-die-kfz-steuer-auswirkt-1.1471351>.
- Shah, R.K. und London, A.L. *Laminar Flow Forced Convection in Ducts*. Academic Press, New York, 1978.
- Sieder, E.N. und Tate, G.E. Heat transfer and pressure drop in liquid in tubes. *Industrial and Engineering Chemistry*, 28(12):1429–1435, 1936.
- Smyczek, H. und Zablocki, J. Stoffübergang bei Querströmung von Gas um Rohrbündel (Orig. poln.). *Inzyniera chemiczna*, 5(1):143 – 159, 1975.
- Spang, B. Einfluß der thermischen Randbedingung auf den laminaren Wärmeübergang im Kreisrohr bei hydrodynamischer Einlaufströmung. *Heat and Mass Transfer*, 31(4):199–204, 1996.
- Srinivasan, K.K., Mago, P.J., und Krishnan, S.R. Analysis of exhaust waste heat recovery from a dual fuel low temperature combustion engine using an Organic Rankine Cycle. *Energy*, 35 (6):2387 – 2399, 2010.
- Stasiulevicius, J. und Samoska, P. Wärmeaustausch und Aerodynamik in versetzten, von Luft quer angeströmten Rohrbündeln bei $Re > 10^5$ (Orig. russ.). *Lietuvos TSR Mokslu Akademijos Darbai*, 4(35):77 – 81, 1963.
- Stasiulevicius, J. und Skrinska, A. *Heat transfer of finned tube bundles in crossflow*. Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1988.

- Steiner, D. Zweiphasenströmung in Apparateelementen. *Hochschulkurs Wärmeübertragung II. Forschungs-Gesellschaft Verfahrens-Technik e.V.*, 1983.
- Steiner, D. Strömungssieden gesättigter Flüssigkeiten. In *VDI-Wärmeatlas*, Kapitel Hbb. Springer, Berlin, 10. Auflage, 2006.
- Stephan, J.C. Wärmeübergang und maximale Wärmestoffdichte beim Behältersieden binärer und ternärer Flüssigkeitsgemische. *Chem. Ing. Tech.*, 51(37 (Synopsis MS 649/79)), 1979.
- Stephan, K. Wärmeübergang und Druckabfall bei nicht ausgebildeter Laminarströmung in Rohren und ebenen Spalten. *Chemie Ingenieur Technik*, 31:773–778, 1959.
- Stephan, K. und Abdelsalam, M. Heat transfer correlations for natural convection boiling. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 23:73 – 87, 1980.
- Stephan, K. und Auracher, H. Correlations for nucleate boiling heat transfer in forced convection. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 24(1):99 – 107, 1981.
- Stinner, K. Komponentenbibliothek zur Simulation des stationären Betriebsverhaltens von zur Abwärmenutzung betriebenen Dampfkraftprozessen. Diplomarbeit, Technische Universität Berlin, 2008.
- Stobart, R. und Houshnam, S. Energy recovery systems for engines. *SAE 2008 World Congress*, (2008-01-0309), 2008.
- Sydow, P. Aufbau und Inbetriebnahme eines Wärmeübertragerprüfstands zur Abwärmenutzung an Motoren. Masterarbeit, Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin, 2009.
- Taitel, Y. und Dukler, A.E. A model for predicting flow regime transitions in horizontal and near horizontal gas-liquid flow. *AIChE*, 22(1):47–55, 1976.
- Teng, H., Regner, G., und Cowland, C. Achieving high engine efficiency for heavy-duty diesel engines by waste heat recovery using supercritical organic-fluid rankine cycle. *SAE technical report*, (2006-01-3522):59–68, 2006.
- Teng, H., Regner, G., und Cowland, C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by Organic Rankine Cycle part I: Hybrid energy system of diesel and Rankine engines. *SAE technical report*, (2007-01-0537):1–11, 2007a.

- Teng, H., Regner, G., und Cowland, C. Waste heat recovery of heavy-duty diesel engines by Organic Rankine Cycle part II: Working fluids for WHR-ORC. *SAE technical report*, (2007-01-0543):59–68, 2007b.
- Tsatsaronis, G. und Winhold, M. Thermoeconomic analysis of power plants. Technical Report EPRI AP-3651, Project 2029-8, Electric Power Research Institute, Palo Alto, California, 1984.
- Umweltbundesamt. *Emissionsmindernde Anforderungen im Verkehr*, 2011. URL <http://www.umweltbundesamt-daten-zur-umwelt.de/umweltdaten/public/theme.do?nodeIdent=2363>.
- Universität Flensburg. *Abgaskurve und Lambdafenster*, 2003. URL <http://www.biat.uni-flensburg.de/msc/system/abgaskurve.htm#Abgaskurve>.
- Vaja, I. und Gambarotta, A. Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic rankine cycles (ORCs). *Energy*, 35 (2):1084–93, 2010.
- Verein Deutscher Ingenieure, Herausgeber. *VDI-Wärmeatlas*. Springer Verlag, Berlin, 10., bearb. und erw. Auflage, 2006.
- Verordnung (EG) Nr. 715/2007. *Europäischen Union*, 2010. URL http://europa.eu/legislation_summaries/internal_market/single_market_for_goods/motor_vehicles/interactions_industry_policies/l28186_de.htm.
- Walters, F.M. *Hypersonic Research Engine Project - Phase IIA, Category I Test report on fin heat transfer and pressure drop testing*, data item no. 63.02, airesearch manufacturing co., doc. ap-69-5348, 1969.
- Wang, C.-C. und Chang, Y.-J. A generalized heat transfer correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 40(3):533 – 544, 1997.
- Wang, C.-C., Chang, Y.-J., und Hsu, Y.-T. A generalized friction correlation for louver fin geometry. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 43(12): 2237 – 2243, 2000.
- Webb, R.L. Enhancement of single phase heat transfer. In Kakac, S., Shah, R.K., und Bergles, A.E., Herausgeber, *Handbook of Single Phase Convective Heat Transfer*, Kapitel 17. John Wiley & Sons, New York, 1987.

- Wegst, C. und Wegst, M. *Stahlschlüssel*. Verlag Stahlschlüssel Wegst GmbH, Marbach, 20., vollst. neu überarb. und erw. Auflage, 2004.
- Weierman, C. Pressure drop data for heavy-duty finned tubes. *Chem. Eng. Progr.*, 73(2):69 – 72, 1977.
- Wieting, A.R. Empirical correlations for heat transfer and flow friction characteristics of rectangular offset-fin plate-fin heat exchangers. *Journal of Heat Transfer, Transactions ASME*, (97):488 – 490, 1975.
- Wilson, A.S. und Bassiouny, M.K. Modeling of heat transfer for flow across tube banks. *Chemical Engineering and Processing*, 39(1):1–14, 2000.
- Wolff, J. *Alle-Autos-in.de*. Wolff+Friends Redaktions- und Verlagsbüro, 2011. URL <http://www.alle-autos-in.de/katalog/index.shtml>. 
- Zegenhagen, T., Yagi, Y., und Yang, W.-J. Heat2Cool-Cooling of charged inlet air with exhaust heat for internal combustion engines. *Heat Powered Cycles 2009*, 2009.
- Zukauskas, A., Makarevicius, V., und Slanciauskas, A.S. Heat transfer in banks of tubes in crossflow of fluid. Academy of Sci. of the Lithuanian SSR Vilnius: Inst. of Phys. and Techn. Problems of Energetics. *Thermophysics I*, 1968.
- Zukauskas, A.A. *High-performance single-phase heat exchangers*. Hemisphere Publishing Corp., Washington, 1989.

A Anhang

A.1 Prinzipskizzen der in dieser Arbeit untersuchten Dampferzeugertypen

Mit Hilfe des Optimierungsverfahrens (Kapitel 3 und 4) und der hierin bereitgestellten Berechnungsmethoden (Kapitel 2.3) und Korrelationsgleichungen (Kapiteln 2.3.1 und 2.3.2) lassen sich die bereits vorgestellten Dampferzeuger (Kapitel 4.2 bis 4.4) sowie die in den folgenden Abbildungen dargestellten Dampferzeuger und vergleichbare Dampferzeugertypen berechnen und optimieren:

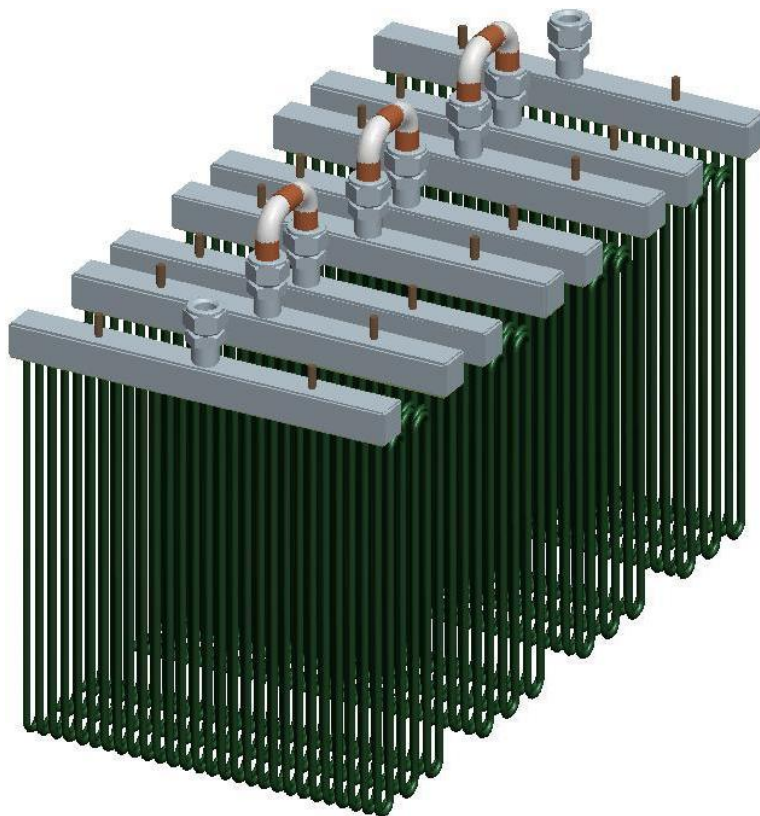


Abbildung A.1: Prinzipskizze eines Rohrbündeldampferzeugers 01
Quelle: Konstruktionsabteilung der Amovis GmbH (2011)

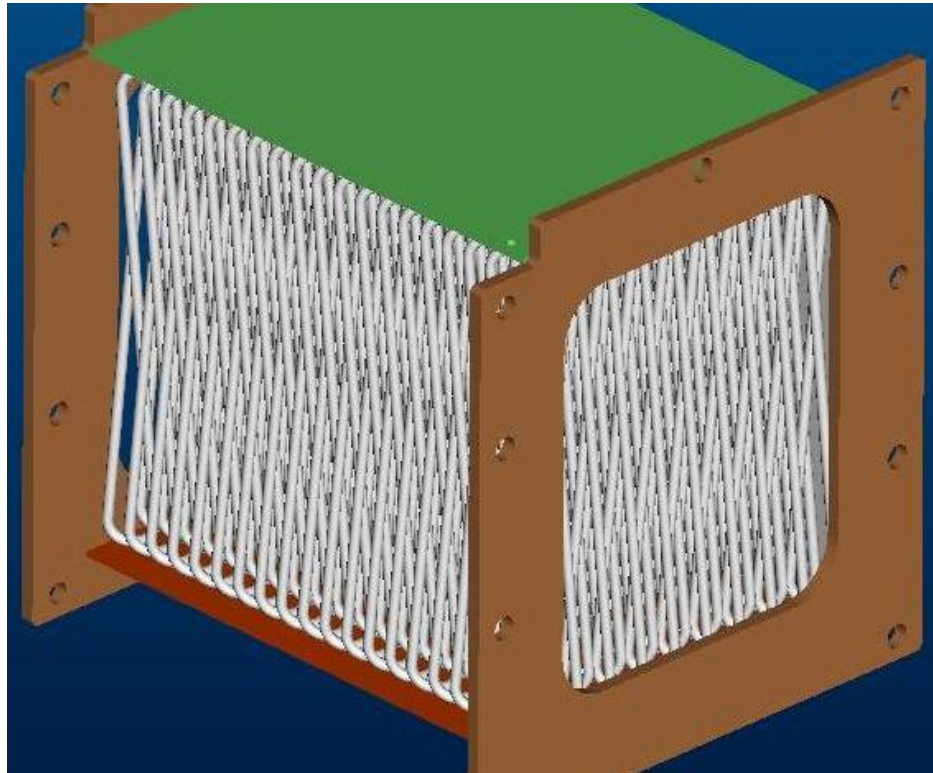


Abbildung A.2: Prinzipskizze eines Rohrbündeldampferzeugers 02
Quelle: Konstruktionsabteilung der Amovis GmbH (2011)

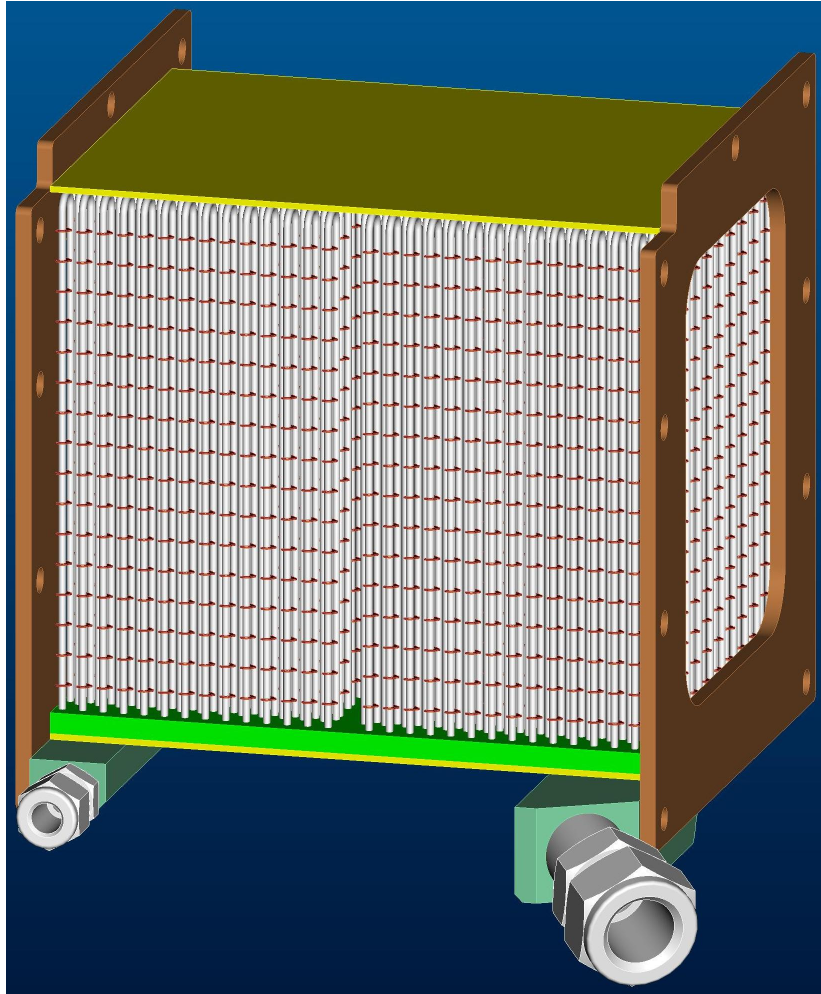


Abbildung A.3: Prinzipskizze eines Rippenrohrbündeldampferzeugers
Quelle: Konstruktionsabteilung der Amovis GmbH (2011)

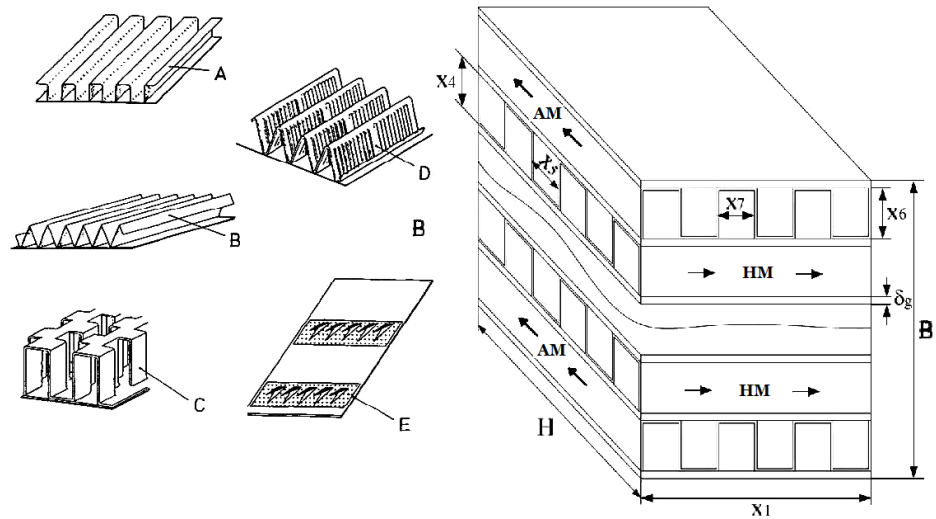


Abbildung A.4: Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugs
Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

Quelle: Nach Brockmeier et al. (1993) sowie Peng und Ling (2008)



Abbildung A.5: Arbeitsmedienseitige Einzelplatte eines Kreuzstromplattendampferzeugs
Quelle: Konstruktionsabteilung der Amovis GmbH (2011)

A.2 Leistungsspanne eines Abwärmenutzungsdampferzeugers im Pkw

Wie in Kapitel 2.2 dargelegt, wird nur das Abgas als Wärmequelle genutzt. Ausgehend von einem Oberklassefahrzeug mit einem Leistungsbereich von bis zu 450 kW lässt sich für den Dampferzeuger folgender Maximalleistungsbereich bestimmen.

In äußerst ineffektiven Betriebspunkten des Motors sind nach Ausführungen von Chammas und Clodic (2005) noch bis zu 60% der Kraftstoffenergie nach der Verbrennung im Abgas gespeichert. Da der Dampferzeuger jedoch nicht für die maximal bereitstehende Wärmeenergie ausgelegt wird, sondern, bezogen auf einen Fahrzyklus¹, eine hohe Energierückgewinnung ermöglichen soll, ist ein deutlich niedrigerer Leistungsbereich für den Dampferzeuger wirtschaftlich. Hinzukommend benötigt ein Dampferzeuger und das entsprechende AWN-System, die auf den Nennleistungspunkt eines Fahrzeuges ausgelegt sind, sehr viel Bauraum im Fahrzeug, welches, speziell in Motornähe, nicht vorhanden ist. Somit sind Abwärmenutzungsdampferzeuger bis 50 kW im Pkw und 150 kW im Lkw in einer Serienentwicklung nach Einschätzung des Autors und nach Hoetger (2014) zu erwarten.

¹Dies kann z.B. der CADC oder der NEFZ sein. Detaillierte Erklärung hierzu sind im Kapitel 4.1 aufgeführt.

A.3 Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten

Die Änderung des Wärmedurchgangskoeffizienten Δk bei Variation der Einflussgrößen α_{HM} , α_{AM} , λ und s lässt sich aus Gleichung 2.110 mittels Taylorreihenentwicklung, abgebrochen nach dem ersten Glied, wie folgt beschreiben:

$$\Delta k = \frac{\partial k}{\partial \alpha_{HM}} \Delta \alpha_{HM} + \frac{\partial k}{\partial \alpha_{AM}} \Delta \alpha_{AM} + \frac{\partial k}{\partial \lambda} \Delta \lambda + \frac{\partial k}{\partial s} \Delta s \quad (2.111)$$

mit

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}}} \quad (2.6)$$

Für die partiellen Ableitungen gilt:

$$\frac{\partial k}{\partial \alpha_{HM}} = \frac{1}{\alpha_{HM}^2 \left(\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}} \right)^2}$$

$$\frac{\partial k}{\partial \alpha_{AM}} = \frac{1}{\alpha_{AM}^2 \left(\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}} \right)^2}$$

$$\frac{\partial k}{\partial \lambda} = \frac{s}{\lambda^2 \left(\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}} \right)^2}$$

$$\frac{\partial k}{\partial s} = \frac{-1}{\lambda \left(\frac{1}{\alpha_{HM}} + \frac{s}{\lambda} + \frac{1}{\alpha_{AM}} \right)^2}$$

Ergebnisse:

alpha_HM	100	150	200	250	300	350	400
alpha_AM	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
lambda	12	12	12	12	12	12	12
s	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
k	93.5	135.7	175.4	212.8	247.9	281.1	312.5
d k / d alpha_HM	0.87344	0.81898	0.76947	0.72431	0.68301	0.64515	0.61035
d k / d alpha_AM	0.00388	0.00819	0.01368	0.02012	0.02732	0.03512	0.04340
d k / d lambda	0.02426	0.05119	0.08550	0.12575	0.17075	0.21953	0.27127
d k / d s	-727.87	-1535.60	-2564.89	-3772.45	-5122.60	-6585.92	-8138.02
delta alpha_HM	10.00	15.00	20.00	25.00	30.00	35.00	40.00
delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta s	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
d k / d alpha_HM * delta alpha_HM	8.73	12.28	15.39	18.11	20.49	22.58	24.41
d k / d alpha_AM * delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d lambda * delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d s * delta s	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta k	8.73	12.28	15.39	18.11	20.49	22.58	24.41
k + delta k	102.2	148.0	190.8	230.9	268.4	303.7	336.9
% Änderung	9.35	9.05	8.77	8.51	8.26	8.03	7.81

Abbildung A.6: Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von α_{HM}
 Anm.: alpha $\hat{=}$ Wärmeübergangskoeffizient, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, lambda $\hat{=}$ Wärmeleitfähigkeit, s $\hat{=}$ Trennwanddicke, k $\hat{=}$ Wärmedurchgangskoeffizient, d(...)/d(...) $\hat{=}$ partielle Ableitung, delta $\hat{=}$ Änderung.

alpha_HM	100	150	200	250	300	350	400
alpha_AM,1Ph	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
lambda	401	401	401	401	401	401	401
s	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
k	90.9	130.4	166.6	200.0	230.7	259.2	285.6
d k / d alpha_HM	0.82630	0.75595	0.69421	0.63974	0.59144	0.54841	0.50991
d k / d alpha_AM,1Ph	0.00826	0.01701	0.02777	0.03998	0.05323	0.06718	0.08159
d k / d lambda	0.00002	0.00004	0.00007	0.00010	0.00013	0.00017	0.00020
d k / d s	-20.61	-42.42	-69.25	-99.71	-132.74	-167.53	-203.46
delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta alpha_AM	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00	100.00
delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta s	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
d k / d alpha_HM * delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d alpha_AM * delta alpha_AM,1Ph	0.83	1.70	2.78	4.00	5.32	6.72	8.16
d k / d lambda * delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d s * delta s	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta k	0.83	1.70	2.78	4.00	5.32	6.72	8.16
k + delta k	91.7	132.1	169.4	204.0	236.0	265.9	293.8
% Änderung	0.91	1.30	1.67	2.00	2.31	2.59	2.86

Abbildung A.7: Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von $\alpha_{AM,1Ph}$
Anm.: alpha $\hat{=}$ Wärmeübergangskoeffizient, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, lambda $\hat{=}$ Wärmeleitfähigkeit, s $\hat{=}$ Trennwanddicke, k $\hat{=}$ Wärmedurchgangskoeffizient, d(...)/d(...) $\hat{=}$ partielle Ableitung, delta $\hat{=}$ Änderung.

alpha_HM	400	400	400	400	400	400	400
alpha_AM,2Ph	1500	1750	2000	2250	2500	2750	3000
lambda	401	401	401	401	401	401	401
s	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
k	315.7	325.5	333.2	339.5	344.7	349.1	352.8
d k / d alpha_HM	0.62288	0.66209	0.69398	0.72041	0.74265	0.76163	0.77800
d k / d alpha_AM,2Ph	0.04429	0.03459	0.02776	0.02277	0.01901	0.01611	0.01383
d k / d lambda	0.00025	0.00026	0.00028	0.00029	0.00030	0.00030	0.00031
d k / d s	-248.53	-264.18	-276.90	-287.44	-296.32	-303.89	-310.42
delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta alpha_AM,2Ph	150.00	175.00	200.00	225.00	250.00	275.00	300.00
delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta s	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
d k / d alpha_HM * delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d alpha_AM * delta alpha_AM,2Ph	6.64	6.05	5.55	5.12	4.75	4.43	4.15
d k / d lambda * delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d s * delta s	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta k	6.64	6.05	5.55	5.12	4.75	4.43	4.15
k + delta k	322.3	331.5	338.8	344.6	349.5	353.5	357.0
	2.10	1.86	1.67	1.51	1.38	1.27	1.18

Abbildung A.8: Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von $\alpha_{AM,2Ph}$
Anm.: alpha $\hat{=}$ Wärmeübergangskoeffizient, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, lambda $\hat{=}$ Wärmeleitfähigkeit, s $\hat{=}$ Trennwanddicke, k $\hat{=}$ Wärmedurchgangskoeffizient, d(...)/d(...) $\hat{=}$ partielle Ableitung, delta $\hat{=}$ Änderung.

A.3 Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten

alpha_HM	400	400	400	400	400	400	400
alpha_AM	5000	1500	1500	1500	1500	1500	1500
lambda	10	15	20	25	30	237	401
s	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004	0.0004
k	364.96	313.15	313.81	314.20	314.47	315.62	315.69
d k / d alpha_HM	0.83249	0.61290	0.61547	0.61702	0.61805	0.62260	0.62288
d k / d alpha_AM	0.00533	0.04358	0.04377	0.04388	0.04395	0.04427	0.04429
d k / d lambda	0.53279	0.17434	0.09848	0.06318	0.04395	0.00071	0.00025
d k / d s	-13319.84	-6537.63	-4923.76	-3948.91	-3296.28	-420.32	-248.53
delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta lambda	1.00	1.50	2.00	2.50	3.00	23.70	40.10
delta s	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000	0.00000
d k / d alpha_HM * delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d alpha_AM * delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d lambda * delta lambda	0.53	0.26	0.20	0.16	0.13	0.02	0.01
d k / d s * delta s	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta k	0.53	0.26	0.20	0.16	0.13	0.02	0.01
k + delta k	365.50	313.41	314.00	314.36	314.60	315.64	315.70
% Änderung	0.15	0.08	0.06	0.05	0.04	0.01	0.00

Abbildung A.9: Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von λ
 Anm.: alpha $\hat{=}$ Wärmeübergangskoeffizient, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, lambda $\hat{=}$ Wärmeleitfähigkeit, s $\hat{=}$ Trennwanddicke, k $\hat{=}$ Wärmedurchgangskoeffizient, d(...)/d(...) $\hat{=}$ partielle Ableitung, delta $\hat{=}$ Änderung.

alpha_HM	400	400	400	400	400	400	400
alpha_AM	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
lambda	12	12	12	12	12	12	12
s	0.0025	0.002	0.0015	0.001	0.0005	0.0004	0.0002
k	296.30	300.00	303.80	307.69	311.69	312.50	314.14
d k / d alpha_HM	0.54870	0.56250	0.57683	0.59172	0.60719	0.61035	0.61676
d k / d alpha_AM	0.03902	0.04000	0.04102	0.04208	0.04318	0.04340	0.04386
d k / d lambda	1.52416	1.25000	0.96138	0.65746	0.33733	0.27127	0.13706
d k / d s	-7315.96	-7500.00	-7691.08	-7889.55	-8095.80	-8138.02	-8223.46
delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
delta s	-0.00025	-0.00020	-0.00015	-0.00010	-0.00005	-0.00004	-0.00002
d k / d alpha_HM * delta alpha_HM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d alpha_AM * delta alpha_AM	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d lambda * delta lambda	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
d k / d s * delta s	1.83	1.50	1.15	0.79	0.40	0.33	0.16
delta k	1.83	1.50	1.15	0.79	0.40	0.33	0.16
k + delta k	298.13	301.50	304.95	308.48	312.09	312.83	314.30
	0.62	0.50	0.38	0.26	0.13	0.10	0.05

Abbildung A.10: Sensitivitätsanalyse des Wärmedurchgangskoeffizienten bei Variation von s
 Anm.: alpha $\hat{=}$ Wärmeübergangskoeffizient, HM $\hat{=}$ Heizmedium, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, lambda $\hat{=}$ Wärmeleitfähigkeit, s $\hat{=}$ Trennwanddicke, k $\hat{=}$ Wärmedurchgangskoeffizient, d(...)/d(...) $\hat{=}$ partielle Ableitung, delta $\hat{=}$ Änderung.

Optimierungssoftware *HED*

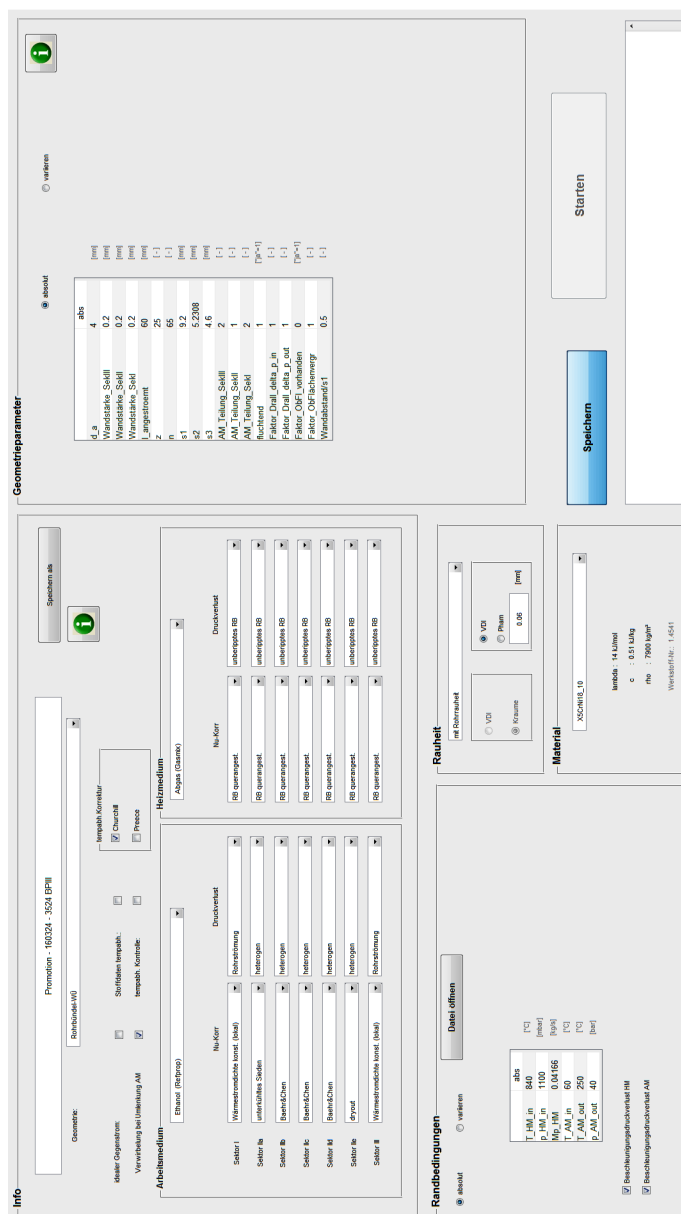


Abbildung A.11: Ansicht der Auslegungs- und Optimierungssoftware *HED* - Eingabeansicht für eine Basissimulation

Abbildung A.12: Ansicht der Auslegungs- und Optimierungssoftware *HED* - Ausgabeansicht für eine Basissimulation



A.5 Struktogramm der Dampferzeugerauslegung *HED*

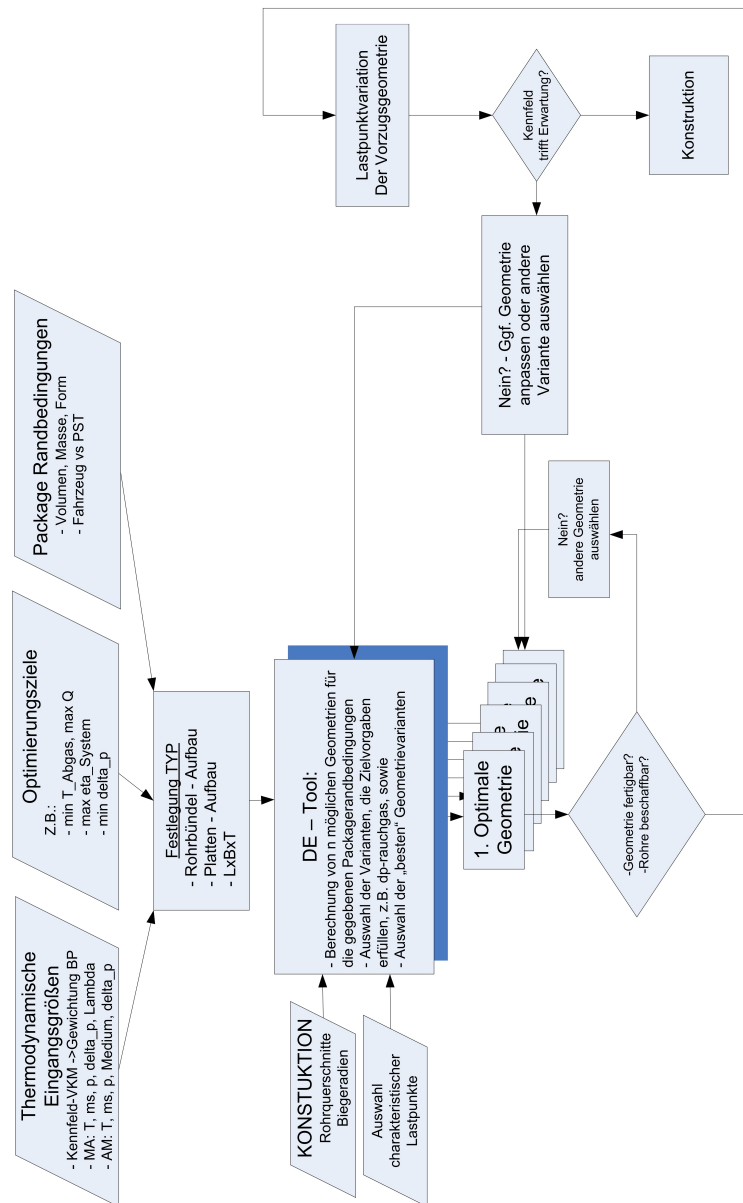


Abbildung A.13: Struktogramm der Dampferzeugerauslegungssoftware

A.6 Motorkennfelddaten des Auslegungsfahrzeuges

p_{me} [bar]	Drehzahl [1/min]												
	990	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6010
0,0	288	288	367	436	497	550	598	642	683	723	764	807	807
2,0	341	341	419	486	544	594	638	678	715	751	787	824	824
4,0	394	394	469	534	589	637	678	714	746	777	808	839	839
6,0	445	445	518	581	633	677	715	747	775	801	827	852	852
8,0	494	494	565	625	674	715	749	777	801	822	841	860	860
10,0	540	540	609	666	712	750	780	804	823	839	852	856	856
12,0	583	583	649	703	746	781	806	825	839	850	855	853	853
14,0	623	623	686	737	777	806	827	840	850	854	851	849	849
16,0	659	659	718	765	799	822	839	849	851	849	847	846	846
18,0	689	689	746	787	814	833	846	848	847	845	844	843	843
20,0	715	715	764	800	823	838	844	843	842	841	840	840	840
22,0	733	733	776	807	827	838	838	837	837	836	836	836	836
24,0	744	744	782	808	831	839	834	832	833	833	834	833	833

Abbildung A.14: Zahlenwerte der Abgastemperatur nach Abgasnachbehandlung des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld [°C]

Anm.: $p_{me} \hat{=}$ effektiver Mitteldruck.

p_{me} [bar]	Drehzahl [1/min]												
	990	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6010
0,0	0,2	0,2	0,3	0,4	0,5	0,6	0,8	1,1	1,4	1,6	1,8	2,0	2,0
2,0	9,1	9,1	13,6	18,6	23,5	28,8	35,4	41,8	49,7	56,7	65,0	71,3	71,3
4,0	14,5	14,5	21,1	28,3	35,4	43,7	52,1	61,1	70,8	81,0	91,2	101,1	101,1
6,0	20,2	20,2	29,1	38,6	48,0	58,0	68,8	80,6	93,5	107,0	122,1	136,1	136,1
8,0	26,7	26,7	38,8	50,4	62,4	75,1	89,0	104,2	120,7	138,4	156,7	174,5	174,5
10,0	33,9	33,9	49,0	63,3	78,1	93,8	111,0	130,0	149,5	170,5	191,2	213,3	213,3
12,0	40,5	40,5	58,3	75,2	92,6	111,0	130,1	150,6	171,9	195,4	217,8	243,8	243,8
14,0	48,4	48,4	69,5	89,4	110,0	130,3	151,9	172,5	196,5	221,2	246,5	275,5	275,5
16,0	57,3	57,3	80,8	104,1	125,8	145,4	167,9	191,8	218,0	245,8	272,3	304,7	304,7
18,0	68,1	68,1	96,7	122,4	143,4	165,6	190,1	217,5	247,8	278,2	308,0	340,7	340,7
20,0	80,2	80,2	111,4	138,7	162,5	186,6	214,6	245,9	278,4	311,3	346,2	380,8	380,8
22,0	89,5	89,5	123,6	152,6	180,4	207,5	234,3	268,0	303,7	339,8	380,7	419,5	419,5
24,0	100,1	100,1	137,5	169,2	201,2	230,4	256,0	292,1	334,7	377,3	422,5	464,0	464,0

Abbildung A.15: Zahlenwerte des Abgasmassenstroms des Auslegungsfahrzeuges im Motorkennfeld [kg/h]

Anm.: $p_{me} \hat{=}$ effektiver Mitteldruck.

p_{me} [bar]	Drehzahl [1/min]												
	990	1000	1500	2000	2500	3000	3500	4000	4500	5000	5500	6000	6010
0,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
2,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
4,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00
6,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,99
8,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98	0,96	0,96
10,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98	0,95	0,93	0,93
12,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98	0,96	0,95	0,92	0,90	0,90
14,0	1,00	1,00	1,00	1,00	1,00	0,99	0,98	0,95	0,93	0,91	0,88	0,87	0,87
16,0	1,00	1,00	1,00	1,00	0,98	0,94	0,92	0,90	0,88	0,87	0,84	0,84	0,84
18,0	1,00	1,00	1,00	0,98	0,93	0,89	0,87	0,86	0,85	0,83	0,82	0,81	0,81
20,0	1,00	1,00	0,97	0,93	0,88	0,84	0,82	0,81	0,80	0,79	0,79	0,79	0,79
22,0	0,98	0,98	0,94	0,88	0,84	0,80	0,77	0,76	0,76	0,75	0,76	0,76	0,76
24,0	0,96	0,96	0,90	0,85	0,81	0,77	0,73	0,72	0,72	0,73	0,73	0,73	0,73

Abbildung A.16: Zahlenwerte des Verbrennungsluftverhältnisses des Auslegungsfahrzeuges im Motor-kennfeld [-]

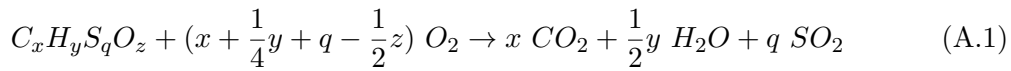
Anm.: $p_{me} \hat{=}$ effektiver Mitteldruck.

A.7 Abgaszusammensetzung des Auslegungsfahrzeuges

In Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis $\lambda = \frac{m_{Lu}}{m_{Lu,st}}$ wird für Verhältnisse größer eins die Abgaszusammensetzung bestimmt. Vereinfachend werden die folgenden Annahmen getroffen:

- Die Luft besteht nach Lindner (1987, S. 119) aus 76,8 Massenprozent Stickstoff ($\xi_{N_2,Lu}$) und 23,2 Massenprozent Sauerstoff ($\xi_{O_2,Lu}$).
- Der Massenanteil des Wassers in der Luft ($\xi_{H_2O,Lu}$) ist null (Trockene Luft).
- Der Brennstoff *Super Benzin* besteht nach Pischinger (1998, S. 74 ff.) aus 85,7 Massenprozent Kohlenstoff ($\xi_{C,Bs}$) und 14,3 Massenprozent Wasserstoff ($\xi_{H,Bs}$).

Grundlage für die Berechnung der Abgaszusammensetzung ist die Reaktionsgleichung A.1, die für die vollständige Verbrennung eines hypothetischen Brennstoffs mit der Zusammensetzung $C_xH_yS_qO_z$ gilt.

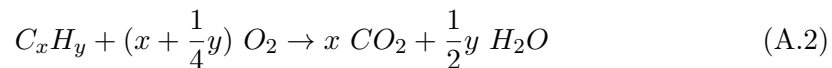


mit den stöchiometrischen Koeffizienten

$$x = \frac{M_{Bs}}{M_C} \cdot \xi_{C,Bs} \quad ; \quad y = \frac{M_{Bs}}{M_H} \cdot \xi_{H,Bs} \quad ; \quad q = \frac{M_{Bs}}{M_S} \cdot \xi_{S,Bs} \quad ; \quad z = \frac{M_{Bs}}{M_O} \cdot \xi_{O,Bs}$$

Hierin sind $\xi_{C,Bs}$, $\xi_{H,Bs}$, $\xi_{S,Bs}$ und $\xi_{O,Bs}$ die Massenanteile der im Brennstoff enthaltenen Elemente und M die molaren Massen.

Unter den gemachten Annahmen vereinfacht sich Gleichung A.1 zu Gleichung A.2.



Neben den beiden Reaktionsprodukten Kohlendioxid und Wasser setzt sich der Abgasstrom zusätzlich noch aus Stickstoff, welches als Inertgas nicht an der Reaktion teilnimmt, und aus überschüssigem Sauerstoff zusammen.

Nach Gleichung A.3 kann der stöchiometrische Luftbedarf ($Lu_{st} = \frac{m_{Lu,st}}{m_{Bs}}$) unter Berücksichtigung des Massenanteils von Sauerstoff in Luft ($\xi_{O_2,Lu} = m_{O_2,st}/m_{Lu,st}$) wie folgt berechnet werden:

$$Lu_{st} = \frac{m_{Lu,st}}{m_{Bs}} = \frac{m_{O_2,st}}{\xi_{O_2,Lu}} \cdot \frac{1}{m_{Bs}} = \frac{1}{\xi_{O_2,Lu}} \cdot \frac{n_{O_2,st} \cdot M_{O_2}}{n_{Bs} \cdot M_{Bs}} \quad (A.3)$$

Bei der stöchiometrischen Verbrennung von einem Mol Brennstoff ($n_{Bs} = 1 \text{ mol}$) werden nach Gleichung A.2 ($x + \frac{1}{4}y$) Mol Sauerstoff benötigt. Somit lässt sich Gleichung A.3 wie folgt umstellen:

$$Lu_{st} = \frac{1}{\xi_{O_2, Lu}} \cdot \frac{M_{O_2}}{M_{Bs}} \cdot (x + \frac{1}{4}y) \quad (\text{A.4})$$

Für die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs wird nach Ausführungen von Pischinger (1998, S.74) mit einer mittleren molaren Masse des Brennstoffs *Super Benzin* von $M_{Bs} = 98 \frac{\text{g}}{\text{mol}}$ gerechnet.

Anhand der Vorgabe des Verbrennungsluftverhältnisses λ wird der reale Luftbedarf Lu aus dem Produkt des stöchiometrischen Luftbedarfs Lu_{st} und dem Verbrennungsluftverhältniss λ berechnet (Gl. A.5).

$$Lu = \frac{m_{Lu}}{m_{Bs}} = \frac{\lambda \cdot m_{Lu, st}}{m_{Bs}} = Lu_{st} \cdot \lambda \quad (\text{A.5})$$

Bei der Verbrennung von einem Gramm Kraftstoff *Super Benzin* ($m_{Bs} = 1 \text{ g}$) vereinfacht sich Gleichung A.5 zu $Lu = m_{Lu}$. Dies und die Tatsache, dass die Abgasmasse m_{Abgas} aus der Summe der Brennstoffmasse m_{Bs} und der Luftmasse m_{Lu} berechnet wird, führt zu Gleichung A.6.

$$m_{Abgas} = Lu + 1 = Lu_{st} \cdot \lambda + 1 \quad (\text{A.6})$$

Die Abgasmasse m_{Abgas} kann demzufolge für die Verbrennung von einem Gramm Kraftstoff unter den getroffenen Annahmen anhand des Verbrennungsluftverhältnisses λ bestimmt werden.

Mit Hilfe der Abgasmasse werden nach Gleichung A.7 bis A.10 letztlich die Massenanteile der Komponenten Kohlendioxid, Wasser, Stickstoff und Sauerstoff im Abgas wie folgt berechnet:

$$\xi_{CO_2, Abgas} = \frac{x \cdot M_{CO_2}}{M_{Bs}} \cdot \frac{1}{m_{Abgas}} \quad (\text{A.7})$$

Der Term $\frac{x \cdot M_{CO_2}}{M_{Bs}}$ der Gleichung A.7 bestimmt anhand des stöchiometrischen Koeffizienten von Kohlenstoff x , der molaren Masse von Kohlendioxid M_{CO_2} und der molaren Masse des Brennstoffs M_{Bs} die Masse Kohlendioxid im Abgas $m_{CO_2, Abgas}$ bei der Verbrennung von einem Gramm *Super Benzin*. Bezogen auf die im zweiten Term der Gleichung im Nenner stehende Abgasmasse, ergibt sich der Massenanteil Kohlendioxid im Abgas, bei einem Gramm verbranntem *Super Benzin*.

$$\xi_{H_2O, Abgas} = \frac{y \cdot M_{H_2O}}{2 \cdot M_{Bs}} \cdot \frac{1}{m_{Abgas}} \quad (\text{A.8})$$

In Gleichung A.8 bestimmt der erste Term, in Analogie zu Gleichung A.7, die Masse Wasser $m_{H_2O, Abgas}$ bei der Verbrennung eines Gramms *Super Benzin*. Bezogen auf die Abgasmasse bei der Verbrennung eines Gramms *Super Benzins* ergibt sich der Massenanteil Wasser im Abgas.

$$\xi_{N_2, Abgas} = \frac{Lu \cdot \xi_{N_2, Lu}}{m_{Abgas}} \quad (A.9)$$

$$\xi_{O_2, Abgas} = \frac{(Lu - Lu_{st}) \cdot \xi_{O_2, Lu}}{m_{Abgas}} \quad (A.10)$$

Gleichung A.9 und A.10 bestimmen im Zähler, wie Pischinger (1998, S. 62 ff.) ausführt, jeweils die Massen Stickstoff bzw. Sauerstoff, die an der Verbrennungsreaktion nicht teilnehmen (Inertgas und Luftüberschuss). Diese beiden Massen werden jeweils auf die Abgasmasse bezogen und ergeben so die Massenanteile Stickstoff und Sauerstoff im Abgas.

Für die Bestimmung der Abgaszusammensetzung bei der unvollständigen Verbrennung ($\lambda < 1$) wird zusätzlich die Kohlenmonoxidkonzentration bestimmt. Aufgrund des Mangels an Sauerstoff kommt es zu einer reduzierten Bildung von CO_2 und einer Bildung von CO und C_xH_y . Die Konzentration an Kohlenwasserstoffen liegt im ppm-Bereich und kann daher vernachlässigt werden. Vereinfachend werden die Abgaskonzentrationen des Kohlenmonoxids für die unvollständige Verbrennung anhand von Literaturdaten von Merker et al. (2004) und der Universität Flensburg (2003) bestimmt. Diese Annahme ist für das Verbrennungsluftverhältnis von 0,98 ausreichend genau². Abbildung A.17 zeigt die Abgaskonzentrationen in Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis am Austritt des Katalysators.

²Für den Bereich $\lambda > 1$ wird mit den oben beschriebenen Gleichungen gerechnet.

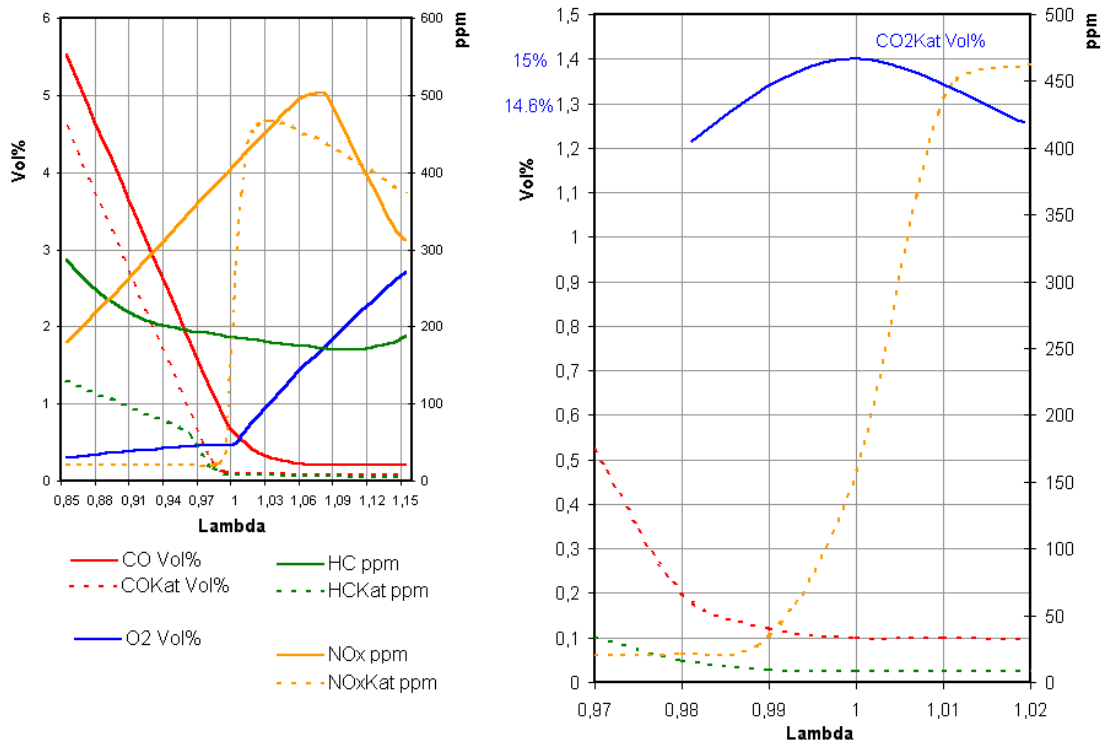


Abbildung A.17: Abgaskonzentrationen Kohlenmonoxid und Kohlenwasserstoff für $\lambda < 1$ am Austritt des Katalysators

Quelle: Universität Flensburg (2003)

A.8 Common ARTEMIS driving cycle

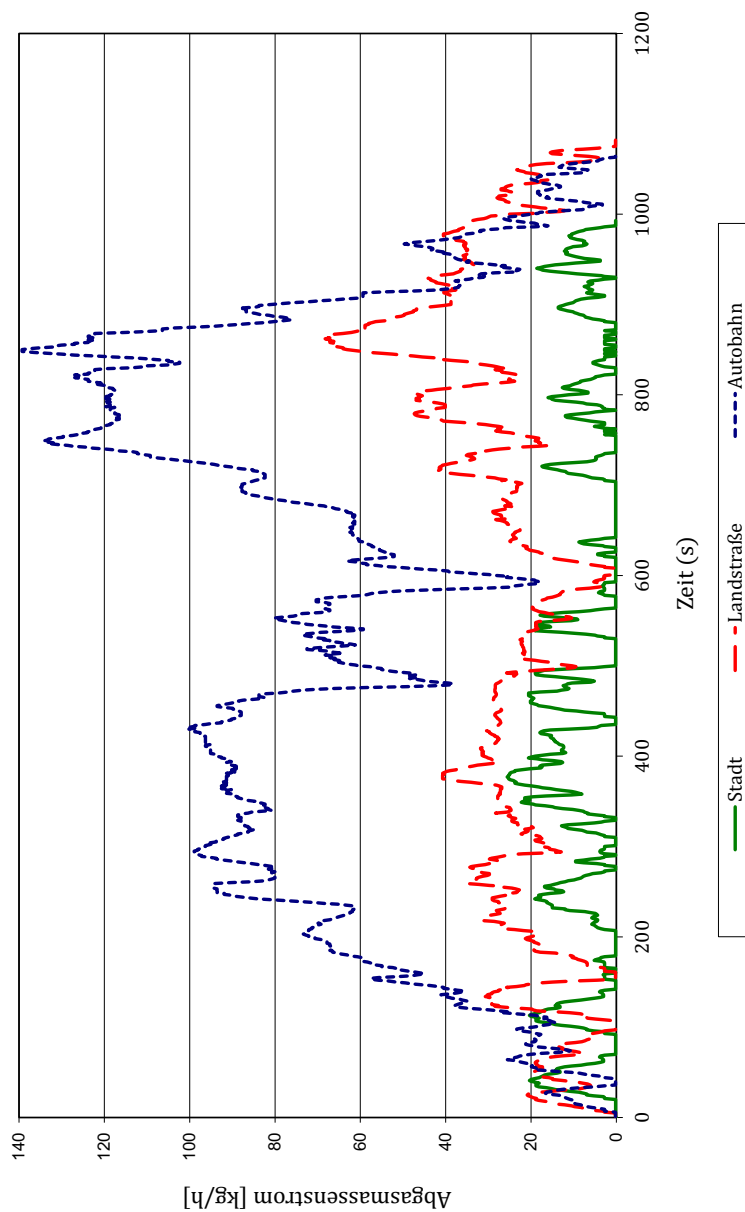


Abbildung A.18: Abgasmassenstrom am Eintritt in den Dampferzeuger im CAD/C

A.9 Geometriegrößen und -variationen der Dampferzeugerauslegung

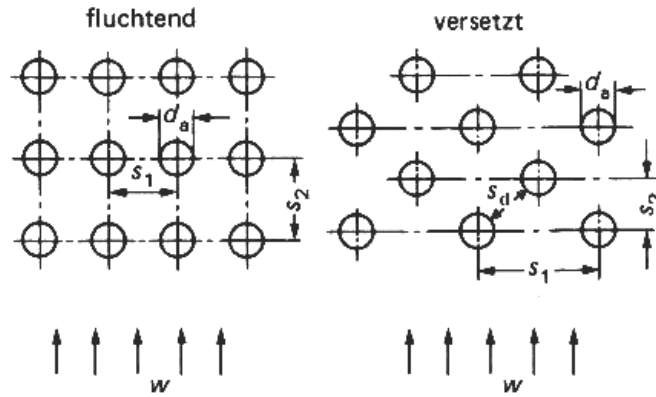


Abbildung A.19: Rohranordnung des Rohr- und Rippenrohrbündeldampferzeugers

Anm.: $d_a \hat{=}$ Rohraußendurchmesser, $s_1 \hat{=}$ Rohrabstand senkrecht zur Strömungsrichtung, $s_2 \hat{=}$ Rohrabstand in Strömungsrichtung, $s_d \hat{=}$ Rohrabstand schräg (Diagonale) zur Anströmung, $w \hat{=}$ Geschwindigkeit.

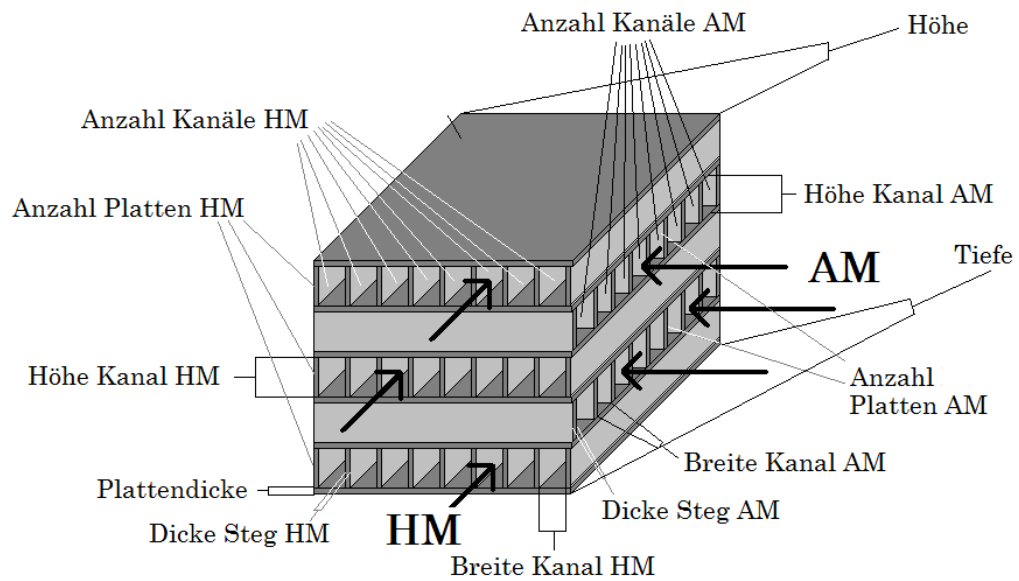


Abbildung A.20: Prinzipskizze eines Kreuzstromplattendampferzeugers inkl. Geometriegrößen

Anm.: AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

A.10 Korrelationsgleichungen für die Dampferzeugerauslegung

Die folgenden Tabellen A.1 und A.2 geben die verwendeten Korrelationsgleichungen für die Berechnung des Wärmeübergangs- und -durchgangskoeffizienten sowie des Druckverlustes für die Auslegung des Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeugers entsprechend der unterschiedlichen Bilanzräume an. Kapitel 2.3.1 erläutert hierfür die Einteilung in die Bilanzräume und liefert eine detaillierte Erklärung der verwendeten Korrelationsgleichungen. Im Kapitel 2.3.2 werden entsprechend die Druckverlustkorrelationen erklärt.

Bilanzraum		Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen			
		Arbeitsmedium Ethanol		Heizmedium Abgas	
		Wärmeübergang	Druckverlust	Wärmeübergang	Druckverlust
Erwärmung	I	Rohrströmung lokal, \dot{q} konst.; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Beripptes Außenrohr; Baehr und Stephan (2008), Schmidt (2006b): Gl. 2.61 - 2.65	Beripptes Außenrohr; Gaddis (2006): Gl. 2.105 - 2.107
Verdampfung $0 < x^* \leq 0,2$	IIa	Unterkühltes Sieden; Böckh (2006): Gl. 2.31 - 2.36	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Beripptes Außenrohr; Baehr und Stephan (2008), Schmidt (2006b): Gl. 2.61 - 2.65	Beripptes Außenrohr; Gaddis (2006): Gl. 2.105 - 2.107
$0,2 < x^* \leq 0,4$ $0,4 < x^* \leq 0,6$ $0,6 < x^* \leq 0,8$	IIb IIc IIc	Blasen- und Strömungssieden; Chen (1966): Gl. 2.43 ff.	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Beripptes Außenrohr; Baehr und Stephan (2008), Schmidt (2006b): Gl. 2.61 - 2.65	Beripptes Außenrohr; Gaddis (2006): Gl. 2.105 - 2.107
$0,8 < x^* \leq 1$	IIe	Kritisches Sieden (dryout); Groeneveld (1976): Gl. 2.47 f.	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Beripptes Außenrohr; Baehr und Stephan (2008), Schmidt (2006b): Gl. 2.61 - 2.65	Beripptes Außenrohr; Gaddis (2006): Gl. 2.105 - 2.107
Überhitzung	III	Rohrströmung lokal, \dot{q} konst.; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Beripptes Außenrohr; Baehr und Stephan (2008), Schmidt (2006b): Gl. 2.61 - 2.65	Beripptes Außenrohr; Gaddis (2006): Gl. 2.105 - 2.107

Tabelle A.1: Korrelationsgleichungen für die Rippenrohrbündeldampferzeugerauslegung und -optimierung
 Detaillierte Erklärung der Berechnungsgleichungen und Aufteilung der Bilanzräume s. Kapitel 2.3.1 und 2.3.2.
 $\dot{q} \hat{=}$ Wärmestromdichte, $x^* \hat{=}$ Strömungsdampfmassegehalt.

Bilanzraum		Wärmeübergangs- und Druckverlustkorrelationen			
		Arbeitsmedium Ethanol		Heizmedium Abgas	
		Wärmeübergang	Druckverlust	Wärmeübergang	Druckverlust
Erwärmung	I	Rohrströmung lokal, q konst.; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.48 - 2.54	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.94 - 2.98
Verdampfung $0 < x^* \leq 0,2$	IIa	Unterkuhltes Sieden; Böckh (2006): Gl. 2.31 - 2.36	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.48 - 2.54	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.94 - 2.98
$0,2 < x^* \leq 0,4$	IIb	Blasen- und Strömungssieden;	Heterogenes Modell;	Wirbelzelle;	Wirbelzelle;
$0,4 < x^* \leq 0,6$	IIc	Chen (1966):	Kraume (2004):	Manglik und Bergles (1995):	Manglik und Bergles (1995):
$0,6 < x^* \leq 0,8$	IId	Gl. 2.43 ff.	Gl. 2.89 und 2.92 f.	Gl. 2.48 - 2.54	Gl. 2.94 - 2.98
$0,8 < x^* \leq 1$	IIe	Kritisches Sieden (dryout); Groeneveld (1976): Gl. 2.47 f.	Heterogenes Modell; Kraume (2004): Gl. 2.89 und 2.92 f.	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.48 - 2.54	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.94 - 2.98
Überhitzung	III	Rohrströmung lokal, q konst.; Gnielinski (2006b): Gl. 2.16 - 2.28	Rohrströmung; Kast (2006): Gl. 2.73 - 2.78	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.48 - 2.54	Wirbelzelle; Manglik und Bergles (1995): Gl. 2.94 - 2.98

Tabelle A.2: Korrelationsgleichungen für die Kreuzstromplattendampferzeugerauslegung und -optimierung
Detaillierte Erklärung der Berechnungsgleichungen und Aufteilung der Bilanzräume s. Kapitel 2.3.1 und 2.3.2.
 $q \hat{=}$ Wärmestromdichte, $x^* \hat{=}$ Strömungsdampfmassegehalt.

A.11 Dampferzeugerauslegungs- und Optimierungsergebnisse

A.11.1 Rohrbündeldampferzeuger

Arbeitsmedium Ethanol

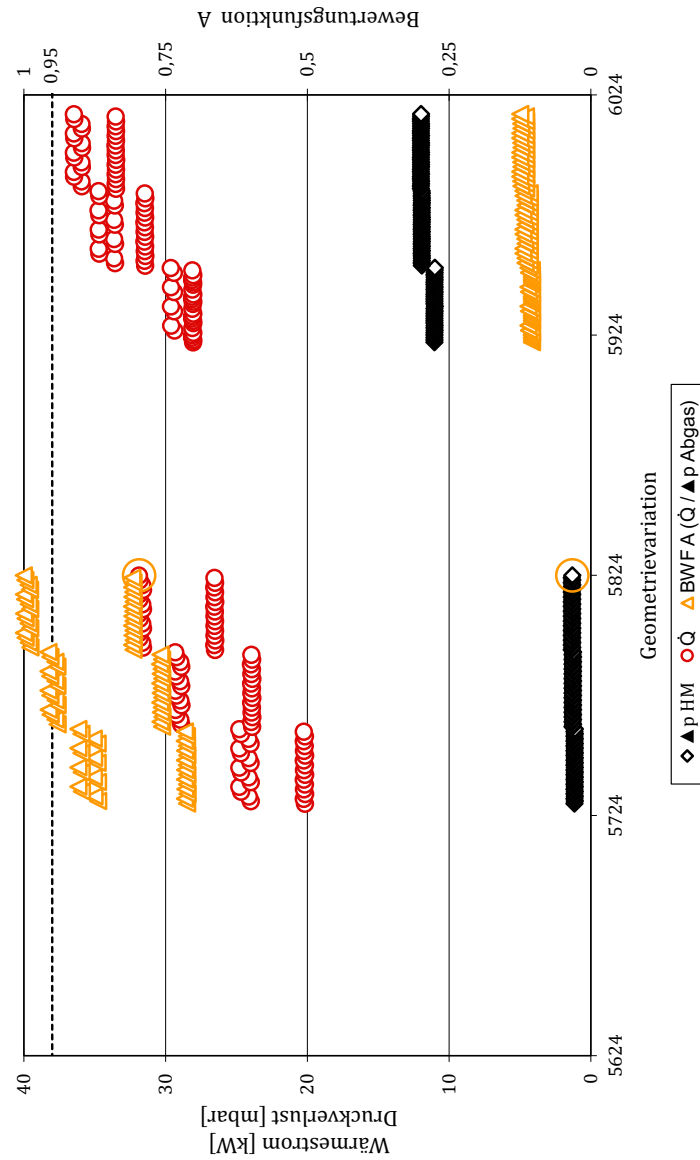


Abbildung A.21: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion A ($\dot{Q} / \Delta p_{HM}$) für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF A

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-5824* ($\dot{Q} / \Delta p_{HM}$) $\hat{=}$

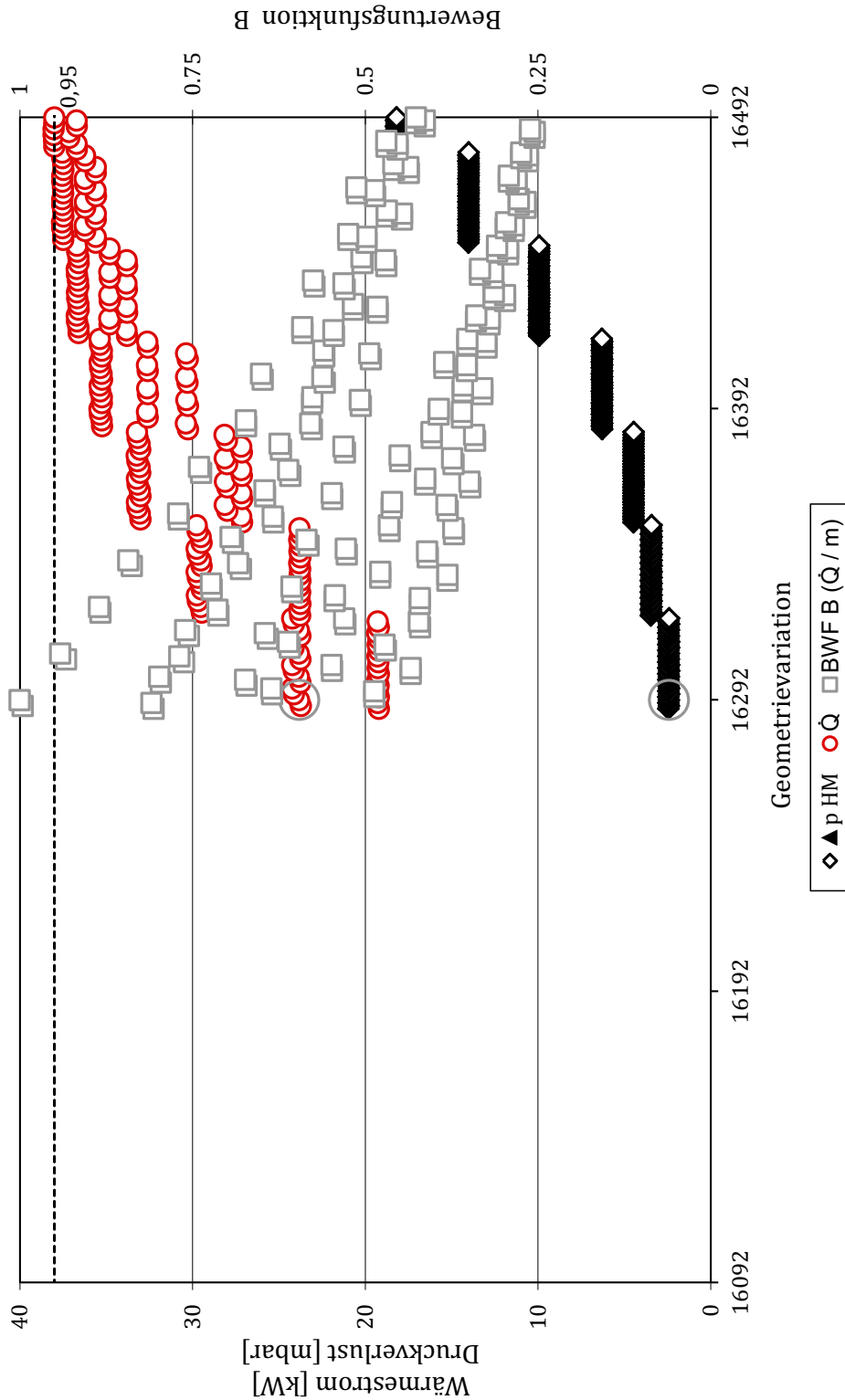


Abbildung A.22: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion B (\dot{Q}/m) für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF B

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-16292* (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ ○

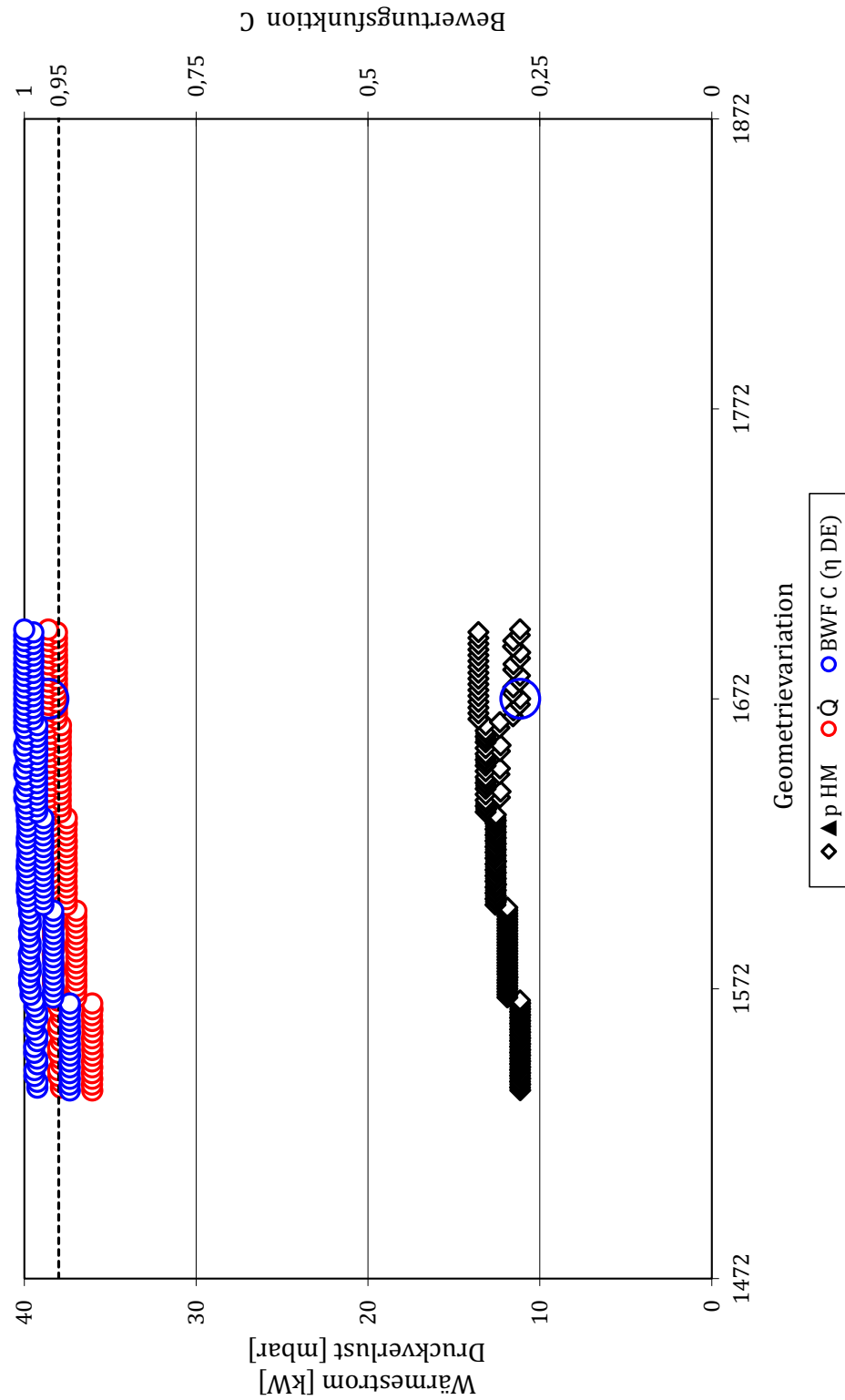


Abbildung A.23: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Bewertungsfunktion C (η_{DE}) für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der BWF C

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-1672* (η_{DE}) $\hat{=}$ 

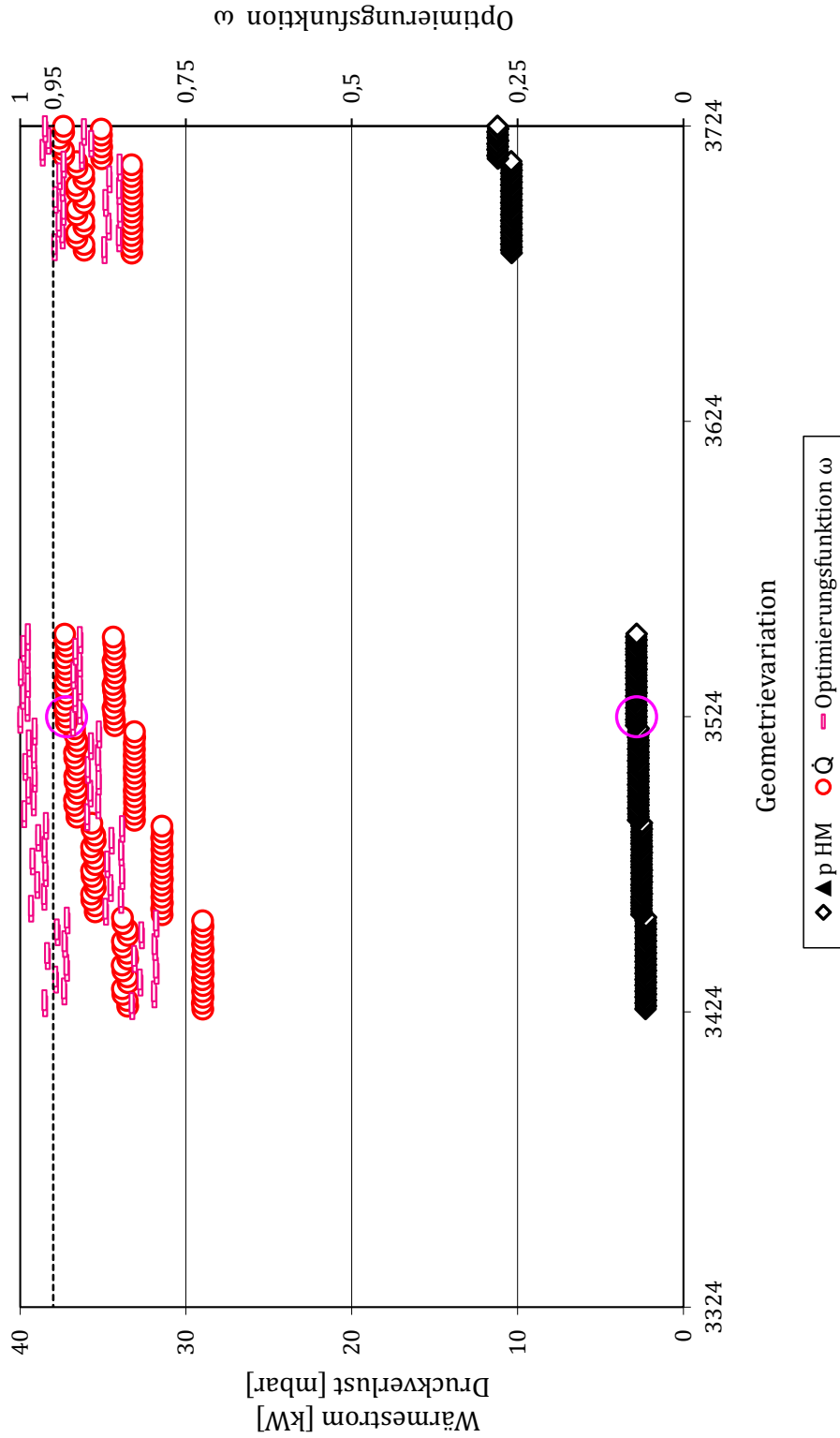


Abbildung A.24: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für $RB-Eth-01$ bis $RB-Eth-23904$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
- Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RB-Eth-3524$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 5824	\dot{Q}/m RB-Eth- 16292	η_{DE} RB-Eth- 10024	$\omega(1;1;2)^*$ RB-Eth- 5795	$\omega(1;1;3)^*$ RB-Eth- 1220	$\omega(1,5;1;5)^*$ RB-Eth- 1284	Einheit
Thermische Energie	15,77	12,20	19,33	15,44	18,67	19,04	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	76,5	85,4	5,0	76,3	27,0	19,5	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	69,3	49,5	4,7	69,2	25,5	20,1	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	36,2	16,6	2,7	35,0	14,7	12,8	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,32	1,14	0,15	0,61	0,49	0,36	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,61	5,56	0,77	3,11	2,54	1,88	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	5,24	16,50	2,74	9,86	8,88	6,63	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,05	0,06	0,83	0,05	0,15	0,19	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	1,08	1,98	17,62	1,10	3,23	3,68	mbar
Gewicht	2,09	0,50	5,02	1,08	1,49	2,04	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RB}(1,5;1,5)^*$)	0,9390**	0,8353	0,9965	0,9486	0,9959	0,9994	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1,5)^*$)	0,9390**	0,8353	0,9965	0,9486	0,9959	0,9994	-

Tabelle A.3: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \triangleq$ Wärmestrom, $\Delta p \triangleq$ Druckverlust, $HM \triangleq$ Heizmedium, $m \triangleq$ Masse, $\eta_{DE} \triangleq$ Dampferzeugernutzungsgrad, BWF \triangleq Bewertungsfunktion, DE \triangleq Dampferzeuger, CADC \triangleq Common ARTEMIS Driving Cycle.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 5747	\dot{Q}/m RB-Eth- 16292	η_{DE} RB-Eth- 11365	$\omega(1;1;2)^*$ RB-Eth- 5731	$\omega(1;1;3)^*$ RB-Eth- 5731	$\omega(1,5;1;5)^*$ RB-Eth- 5763	Einheit
Thermische Energie	12,63	12,20	19,37	12,62	12,62	14,34	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	111,7	85,4	1,1	111,5	111,5	93,6	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	82,8	49,5	1,0	82,6	82,6	76,6	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	34,1	16,6	0,6	34,1	34,1	34,6	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,90	1,14	0,09	0,98	0,98	0,76	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	4,43	5,56	0,47	4,79	4,79	3,79	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	13,14	16,50	1,69	14,23	14,23	11,68	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,06	3,80	0,03	0,03	0,04	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,94	1,98	92,63	0,94	0,94	1,06	mbar
Gewicht	0,65	0,50	8,16	0,60	0,60	0,84	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RB}(1,5;1;5)^*$)	0,9187**	0,8353	-	0,9292	0,9292	0,9434	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,9187**	0,8353	-	0,9292	0,9292	0,9434	-

Tabelle A.4: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Ann.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $BWF \hat{=}$ Bewertungsfunktion, $DE \hat{=}$ Dampferzeuger, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $BP \hat{=}$ Betriebspunkt.

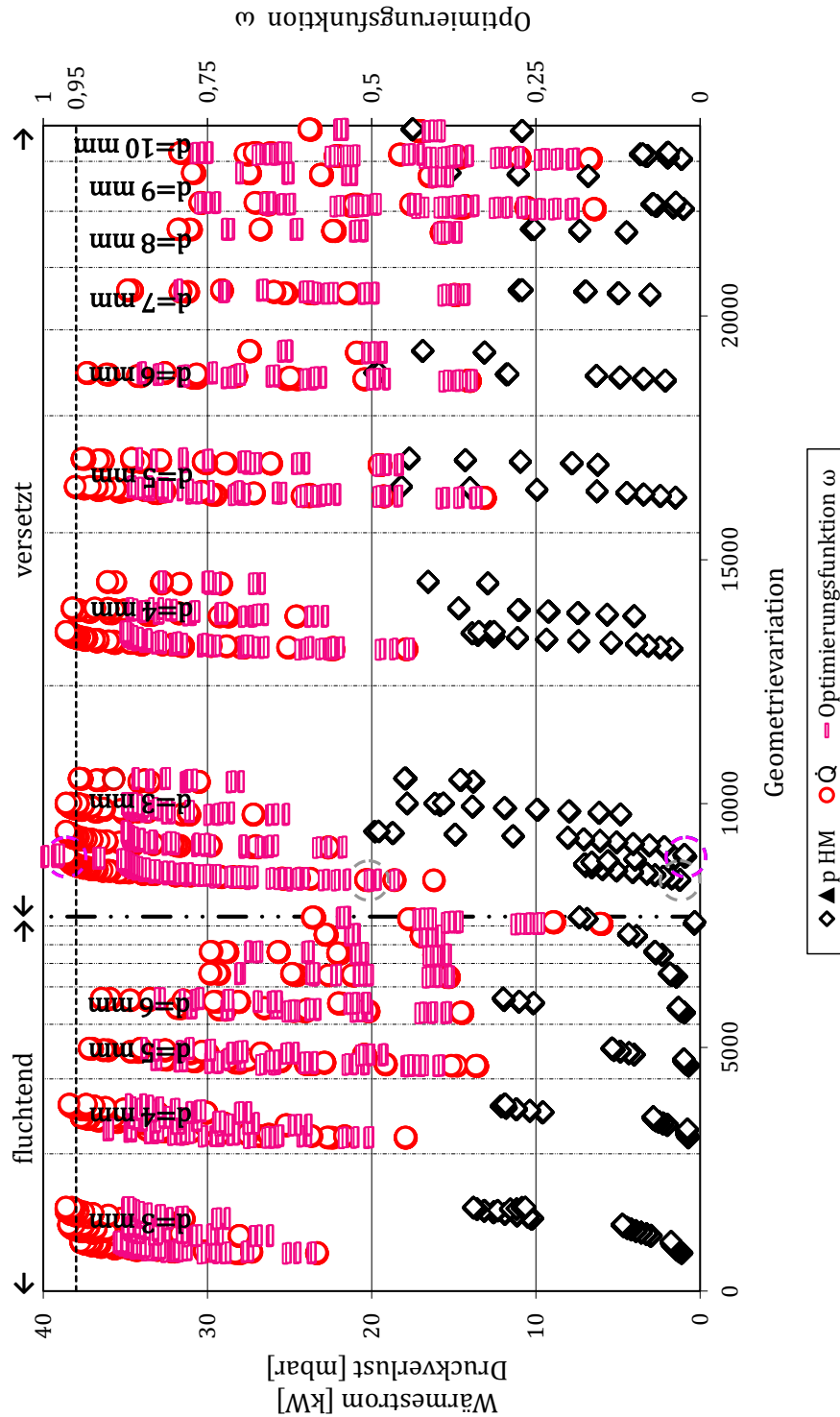
* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationseingangsdaten.

Ergebnisse für die Rohrbündelauslegung mit Ethanol und erweiterter Geometriegültigkeit der Korrelationsgleichungen

In Abbildungen 4.24 im Kapitel 4.2.4 und in den folgenden Abbildungen A.26 und A.27 in diesem Anhang sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Ethanol und bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.5 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in den Tabellen A.6 bis A.8.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rohrbündeldampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 4.15 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar (Abb. 4.24 im Kapitel 4.2.4).
2. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ bei erweiterten Gültigkeitsgrenzen.
3. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RB-Eth-8900*.



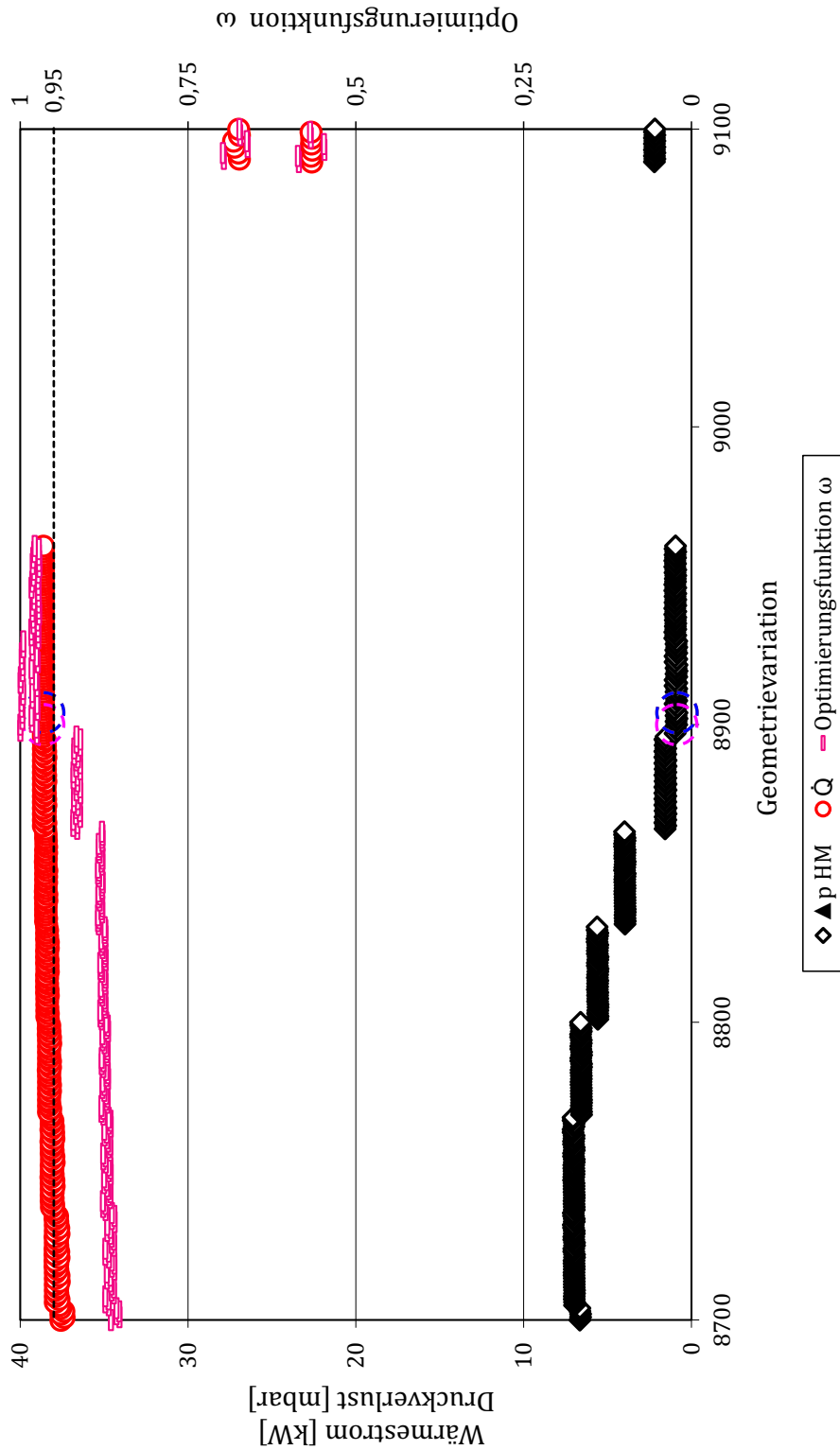


Abbildung A.27: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RB-Eth-8900* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ ○), für *RB-Eth-8904* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM} \hat{=}$ ○ und für *RB-Eth-8904* ($\eta_{DE} \hat{=}$ ○)

Geometrieparameter	RB-Eth-8900	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	175	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Rohranordnung s1	14,84	mm
Rohranordnung s2	1,94	mm
Rohranordnung s3	7,42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	4,95	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	0,65	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	-
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	%
$A_{DE, HM}$	1,48	m^2
$A_{DE, AM}$	1,29	m^2
$A_{DE, m}$	1,39	m^2
Gewicht	2,04	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	99,6	%
BWF (\dot{Q}/m)	27,3	%
BWF (η_{DE})	100	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	38,6	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	0,87	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	3144	mbar

Tabelle A.5: Ausgewählter *RB-Eth*-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 8904	\dot{Q}/m RB-Eth- 8420	η_{DE} RB-Eth- 8904	$\omega(1;1;2)^*$ RB-Eth- 8900	$\omega(1;1;3)^*$ RB-Eth- 8900	$\omega(1,5;1;5)^*$ RB-Eth- 8900	Einheit
Thermische Energie	19,34	10,96	19,34	19,33	19,33	19,33	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	22,4	141,9	22,4	22,4	22,4	22,4	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	30,6	80,7	30,6	30,5	30,5	30,5	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	38,5	29,1	38,5	37,9	37,9	37,9	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,21	1,77	0,21	0,36	0,36	0,36	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,07	8,39	1,07	1,89	1,89	1,89	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	3,84	25,67	3,84	6,76	6,76	6,76	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,13	0,03	0,13	0,13	0,13	0,13	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,82	1,01	0,82	0,82	0,82	0,82	mbar
Gewicht	3,59	0,29	3,59	2,04	2,04	2,04	kg

Tabelle A.6: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 3312	\dot{Q}/m RB-Eth- 8420	η_{DE} RB-Eth- 8900	$\omega(1; 1; 2)^*$ RB-Eth- 3300	$\omega(1; 1; 3)^*$ RB-Eth- 8900	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RB-Eth- 8900	Einheit
Thermische Energie	17,18	1096	19,33	17,10	19,33	19,33	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	119,3	141,9	22,4	119,2	22,4	22,4	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	113,1	80,7	30,5	113,1	30,5	30,5	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	66,8	29,2	37,9	66,2	37,9	37,9	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,31	1,77	0,36	0,58	0,36	0,36	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,59	8,39	1,89	2,95	1,89	1,89	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	5,52	25,67	6,76	10,18	6,76	6,76	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,03	0,13	0,03	0,13	0,13	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,65	1,01	0,82	0,65	0,82	0,82	mbar
Gewicht	2,20	0,29	2,04	1,18	2,04	2,04	kg

Tabelle A.7: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationengenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-Eth- 7579	\dot{Q}/m RB-Eth- 8420	η_{DE} RB-Eth- 11815	$\omega(1;1;2)^*$ RB-Eth- 771	$\omega(1;1;3)^*$ RB-Eth- 8836	$\omega(1,5;1;5)^*$ RB-Eth- 8836	Einheit
Thermische Energie							
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	6,29	10,96	19,37	13,99	19,20	19,20	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	359,2	141,9	0,4	106,2	23,5	23,5	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	208,1	80,7	0,3	80,5	24,3	24,3	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	63,7	29,2	0,2	36,7	14,9	14,9	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,67	1,77	0,09	1,29	0,41	0,41	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,99	8,39	0,50	6,41	2,13	2,13	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	7,93	25,67	1,77	19,71	7,58	7,58	kW/kg
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,01	0,03	12,64	0,04	0,16	0,16	mbar
Gewicht	0,26	1,01	326,24	0,94	3,27	3,27	mbar
	0,52	0,29	7,81	0,48	1,80	1,80	kg

Tabelle A.8: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger *RB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Arbeitsmedium Wasser

In Abbildungen A.28 - A.31 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser und bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeuger für diese Optimierung sind in Tabelle A.9 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in Tabelle A.10.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rohrbündeldampferzeuger.
2. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rohrbündeldampferzeuger bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 2.4 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
3. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
4. Teilausschnitt des flachen Optimums im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RB-H₂O-1332*.

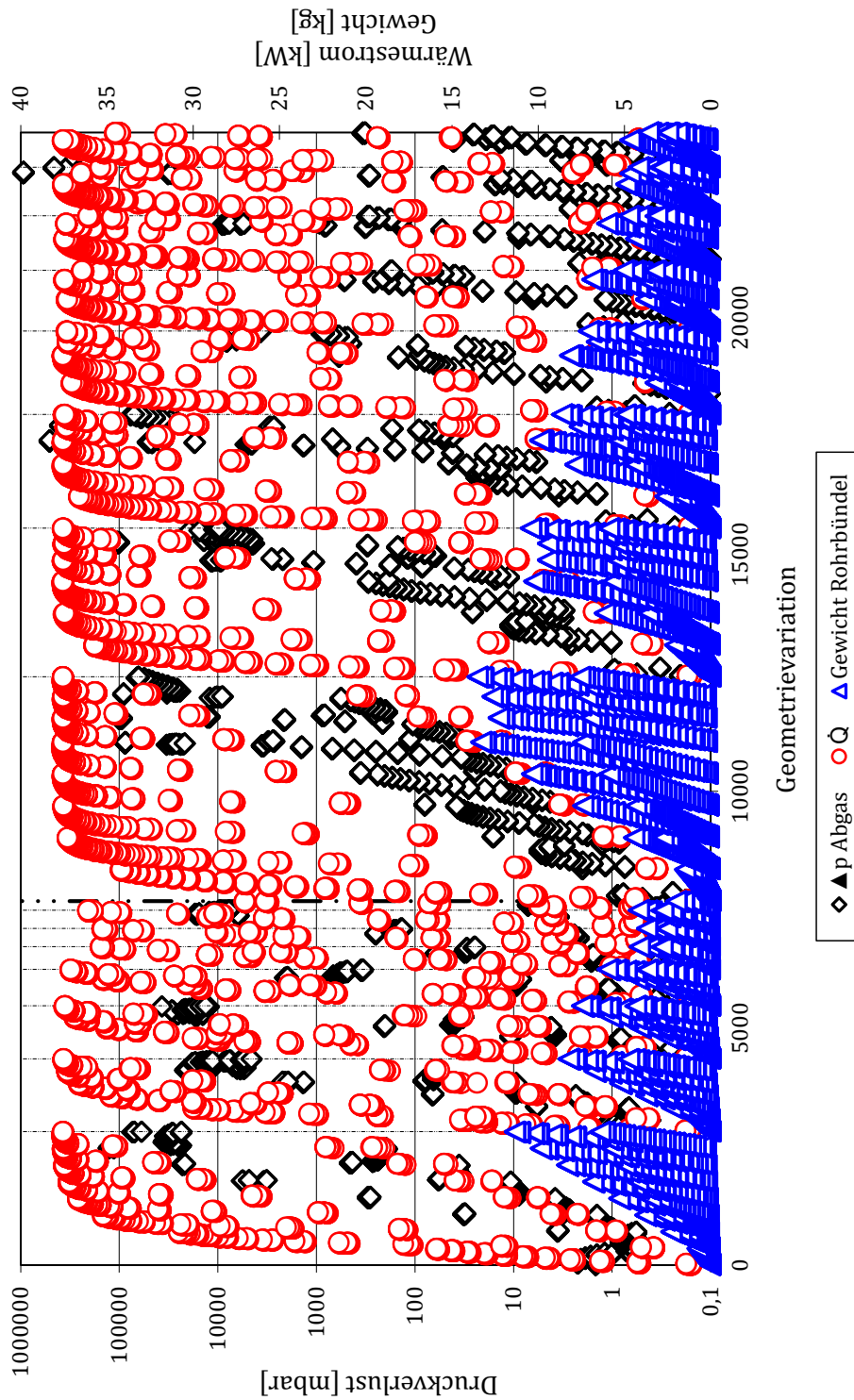


Abbildung A.28: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

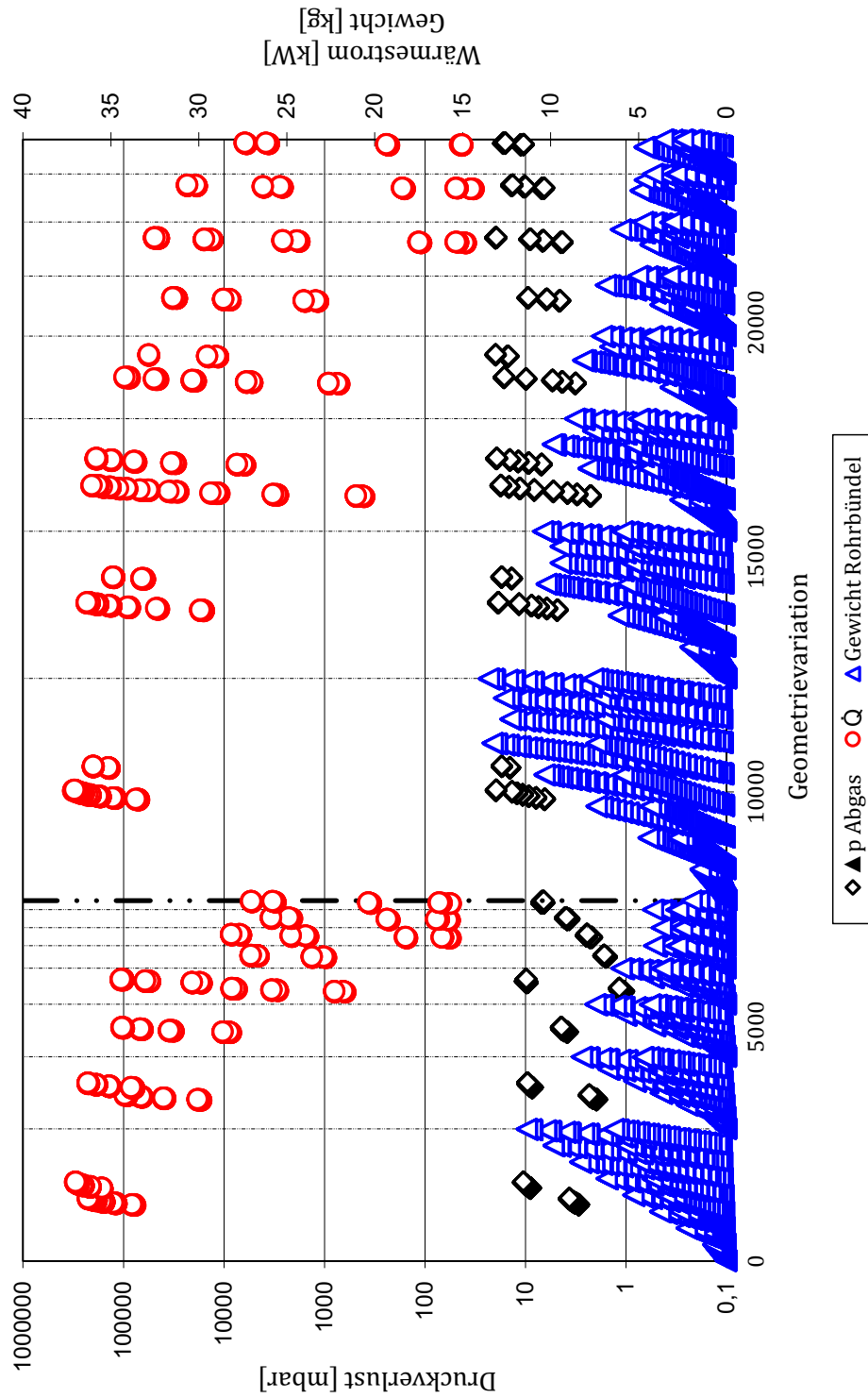


Abbildung A.29: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

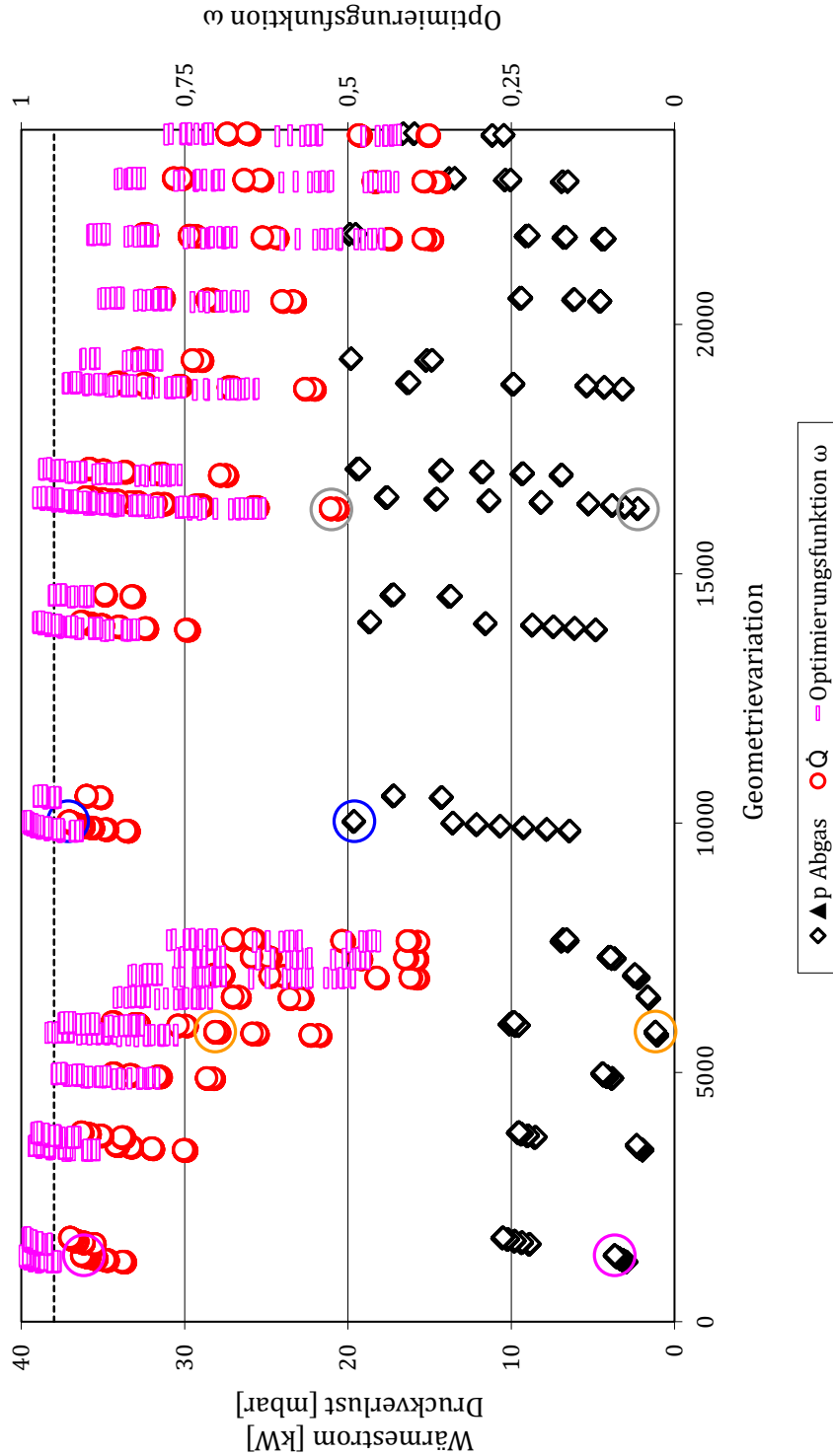


Abbildung A.30: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RB-H_2O-1332$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○, für $RB-H_2O-5820$ ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ ○, für $RB-H_2O-10040$ (η_{DE}) $\hat{=}$ ○ und für $RB-H_2O-16292$ (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ ○

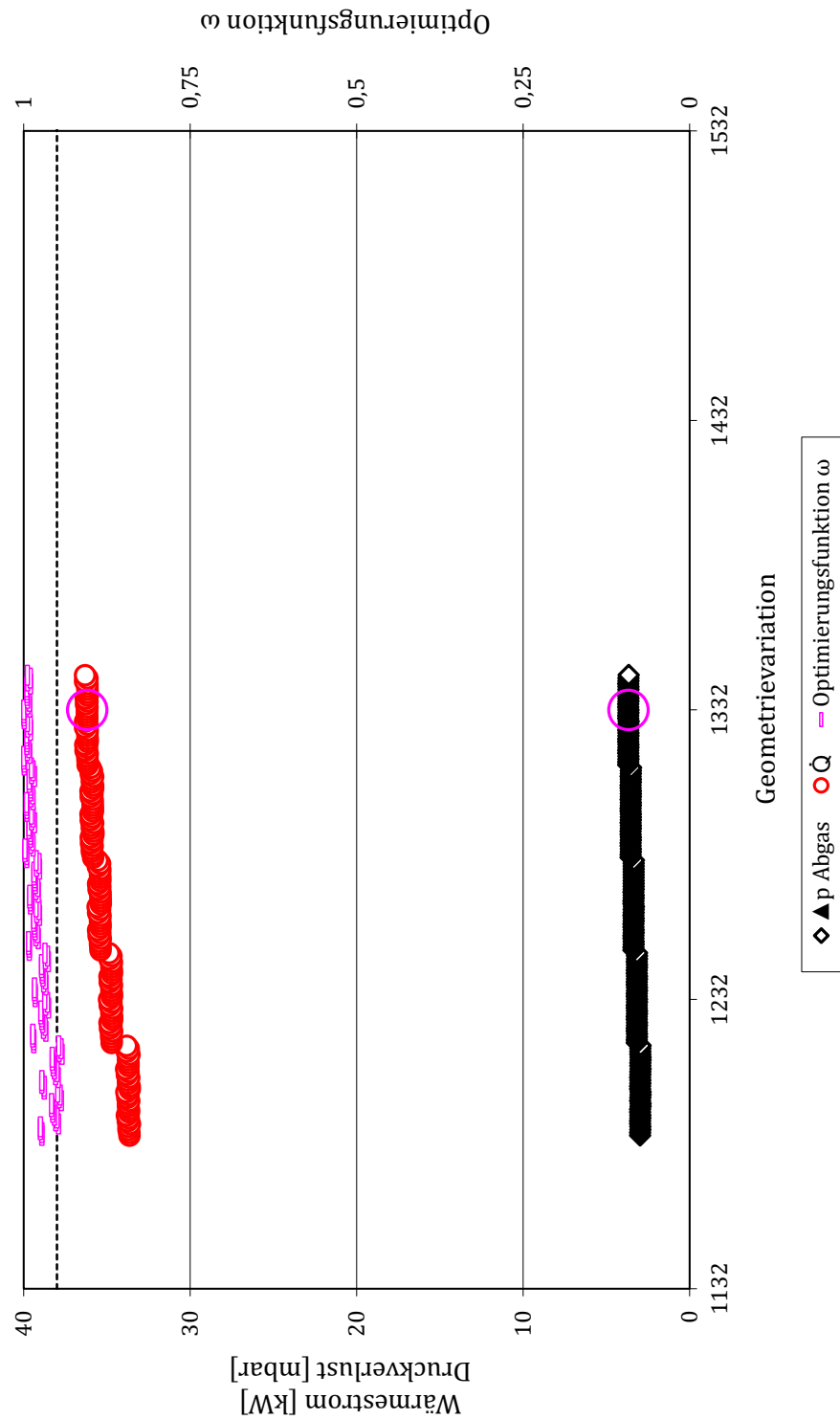


Abbildung A.31: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RB-H_2O-1332$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○

	RB-H ₂ O-1332	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	fluchtend	
Rohre je Reihe	35	-
Rohrreihen	85	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Rohranordnung s1	6, 57	mm
Rohranordnung s2	4, 0	mm
Rohranordnung s3	3, 29	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	2, 19	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	1, 33	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0, 4	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	-
$A_{DE, HM}$	1, 68	m^2
$A_{DE, AM}$	1, 45	m^2
$A_{DE, m}$	1, 57	m^2
Gewicht	2, 36	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	40, 7	%
BWF (\dot{Q}/m)	36, 4	%
BWF (η_{DE})	97, 4	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	36, 2	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	3, 7	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	89	mbar

Tabelle A.9: Ausgewählter RB-H₂O-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-H₂O- 5820	\dot{Q}/m RB-H₂O- 16292	η_{DE} RB-H₂O- 10004	$\omega(1; 1; 2)^*$ RB-H₂O- 5796	$\omega(1; 1; 3)^*$ RB-H₂O- 1283	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RB-H₂O- 1332	Einheit
Thermische Energie	14,38	11,24	17,66	14,36	17,30	17,41	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	48,3	56,3	3,0	48,1	11,6	9,8	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	56,4	41,4	4,0	56,1	16,7	14,8	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	36,7	16,9	2,8	36,5	13,7	12,9	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,47	1,30	0,17	0,70	0,40	0,74	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,89	4,98	0,72	2,81	1,71	3,22	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	6,75	16,84	2,82	10,04	6,56	12,41	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,05	0,06	0,88	0,05	0,21	0,24	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,98	1,86	16,74	0,98	3,04	3,17	mbar
Gewicht	1,61	0,50	4,87	1,08	2,04	2,36	kg

Tabelle A.10: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RB-H₂O* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$
 Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der
 Simulationengenauigkeit.

Ergebnisse für die Rohrbündelauslegung mit Wasser und erweiterter Geometriegültigkeit der Korrelationsgleichungen

In Abbildungen A.32 - A.34 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser und bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.11 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in Tabelle A.12.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rohrbündeldampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 4.15 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
2. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ bei erweiterten Gültigkeitsgrenzen.
3. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RB-H₂O-8900*.

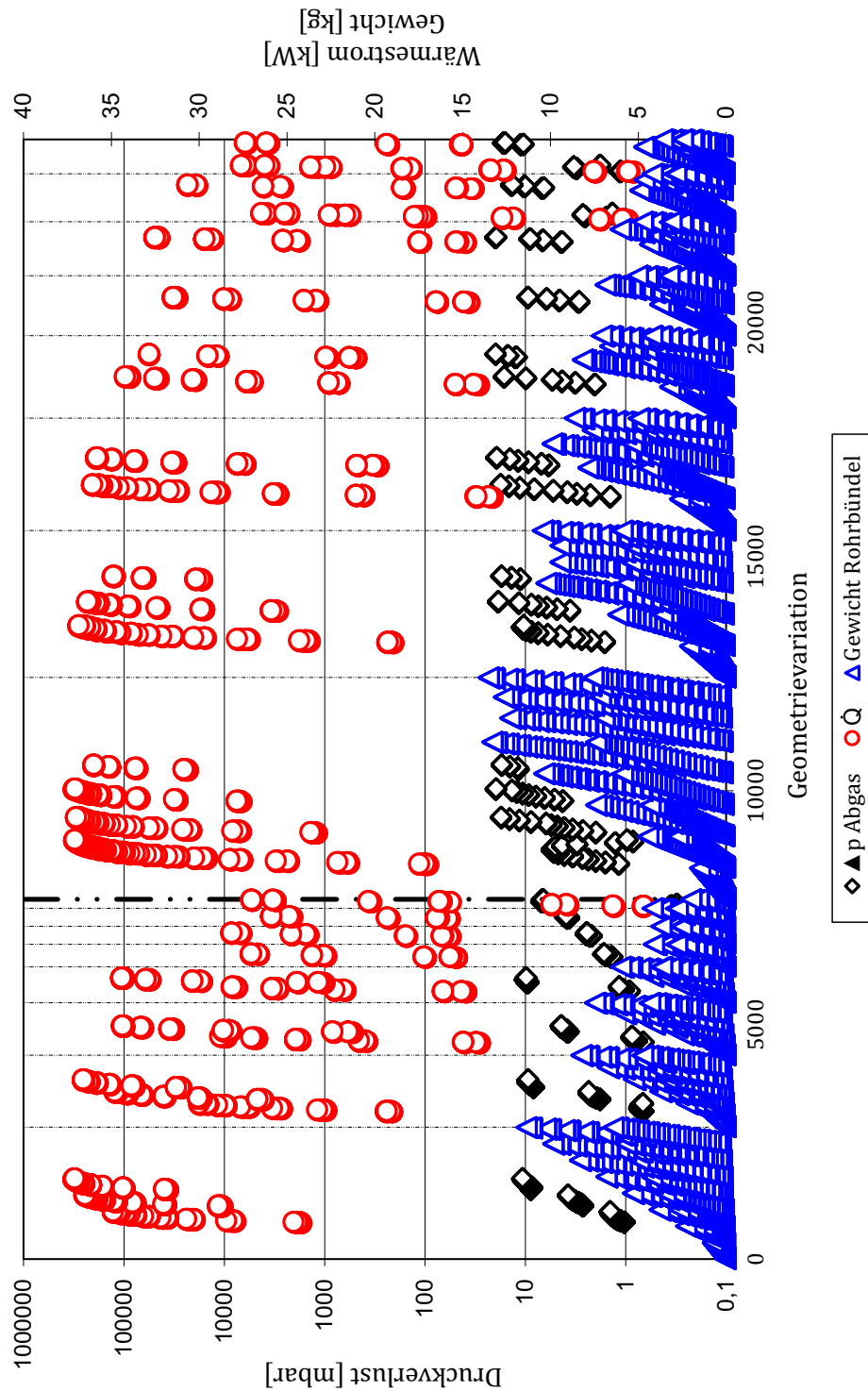


Abbildung A.32: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

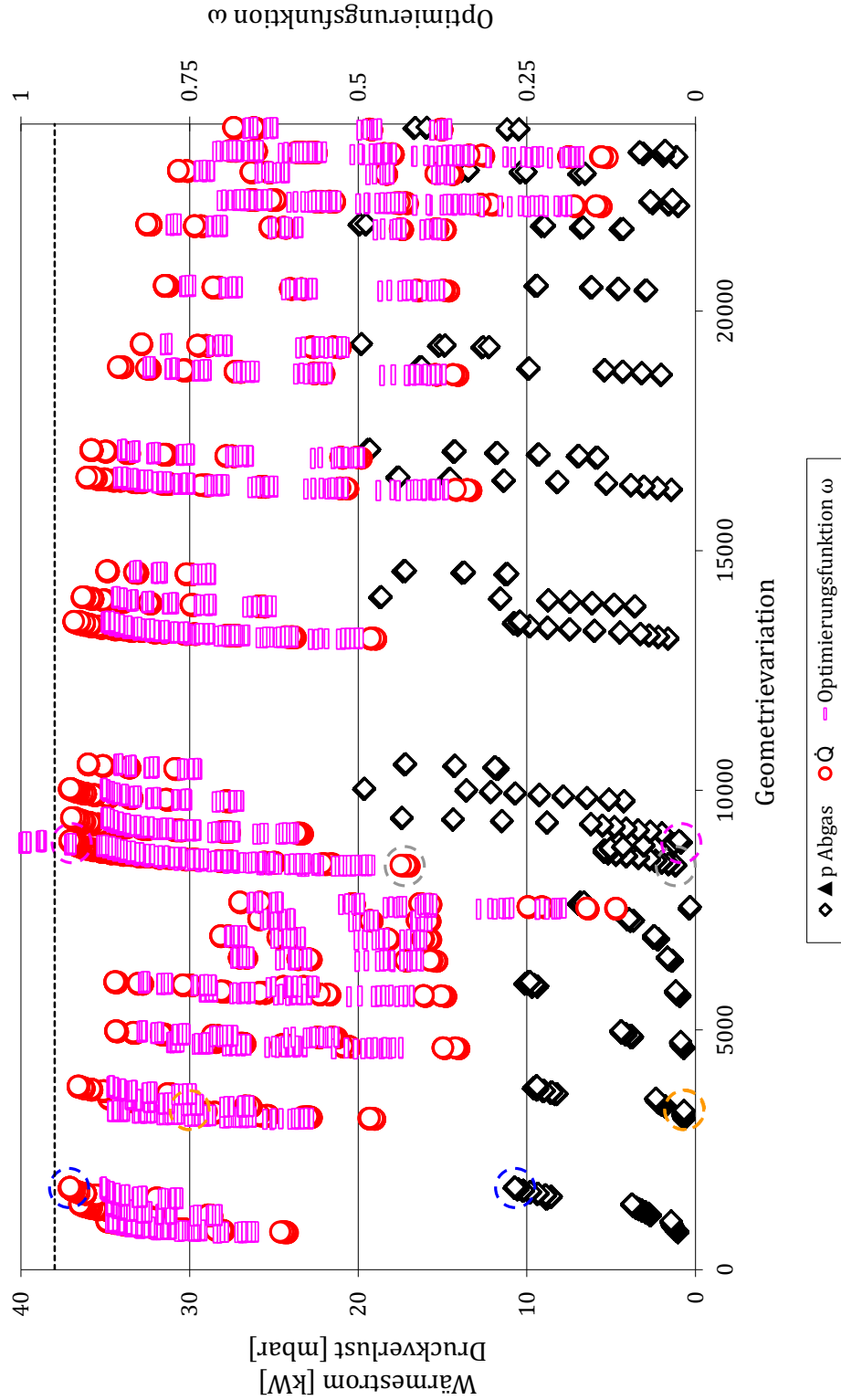


Abbildung A.33: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RB-H_2O-1703$ (η_{DE}) $\hat{=}$ \circ , für $RB-H_2O-3328$ ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ \circ , für $RB-H_2O-8900$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ \circ und für $RB-H_2O-8420$ (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ \circ

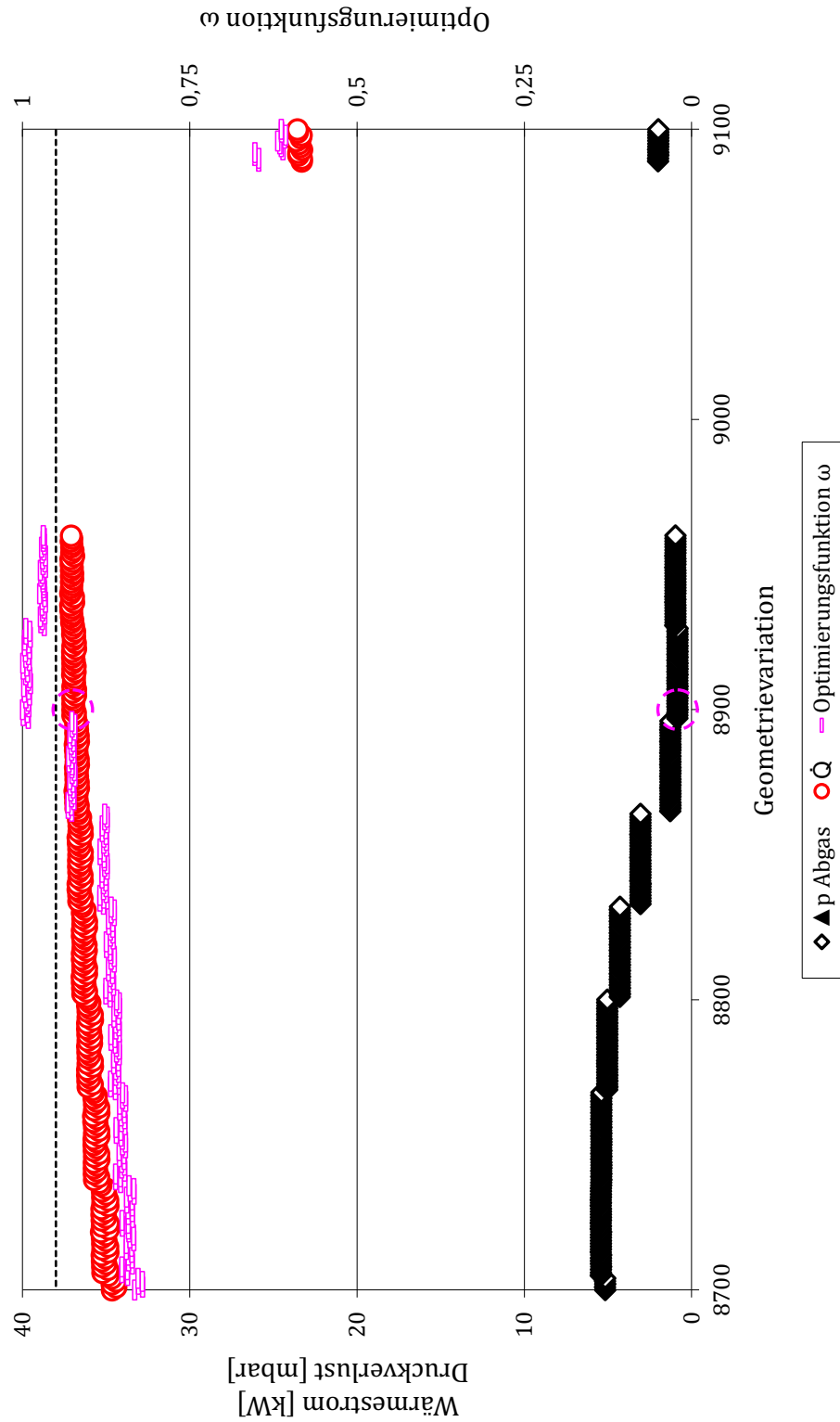


Abbildung A.34: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$ für $RB-H_2O-01$ bis $RB-H_2O-23904$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RB-H_2O-8900$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ \circ

	RB-H ₂ O-8900	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	75	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Rohranordnung s1	14,84	mm
Rohranordnung s2	1,94	mm
Rohranordnung s3	7,42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	4,95	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	0,65	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	2	-
$A_{DE, HM}$	1,48	m ²
$A_{DE, AM}$	1,29	m ²
$A_{DE, m}$	1,39	m ²
Gewicht	2,04	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	98,4	%
BWF (\dot{Q}/m)	30,6	%
BWF (η_{DE})	99,6	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	37,0	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	0,84	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	587	mbar

Tabelle A.11: Ausgewählter RB-H₂O-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RB-H₂O- 3328	\dot{Q}/m RB-H₂O- 8420	η_{DE} RB-H₂O- 1703	$\omega(1; 1; 2)^*$ RB-H₂O- 8900	$\omega(1; 1; 3)^*$ RB-H₂O- 8900	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RB-H₂O- 8900	Einheit
Thermische Energie	15,03	9,55	17,71	17,61	17,61	17,61	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	75,1	94,2	2,9	12,7	12,7	12,7	kW/mba
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	93,0	67,3	4,7	24,1	24,1	24,1	kW/mba
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	63,9	27,0	4,4	35,5	35,5	35,5	kW/mba
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,35	2,03	0,14	0,40	0,40	0,40	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	1,42	7,52	0,62	1,72	1,72	1,72	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	5,09	24,23	2,44	6,70	6,70	6,70	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,03	0,75	0,15	0,15	0,15	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,58	0,97	9,25	0,78	0,78	0,78	mbar
Gewicht	2,24	0,29	5,63	2,04	2,04	2,04	kg

Tabelle A.12: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RB-H₂O* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$
 Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der
 Simulationengenauigkeit.

A.11.2 Rippenrohrbündeldampferzeuger

Arbeitsmedium Ethanol

In Abbildungen A.35 - A.38 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Ethanol und bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle 4.21 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in den Tabellen A.13 bis A.15.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger.
2. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 2.5 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
3. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
4. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RRB-Eth-14230*.

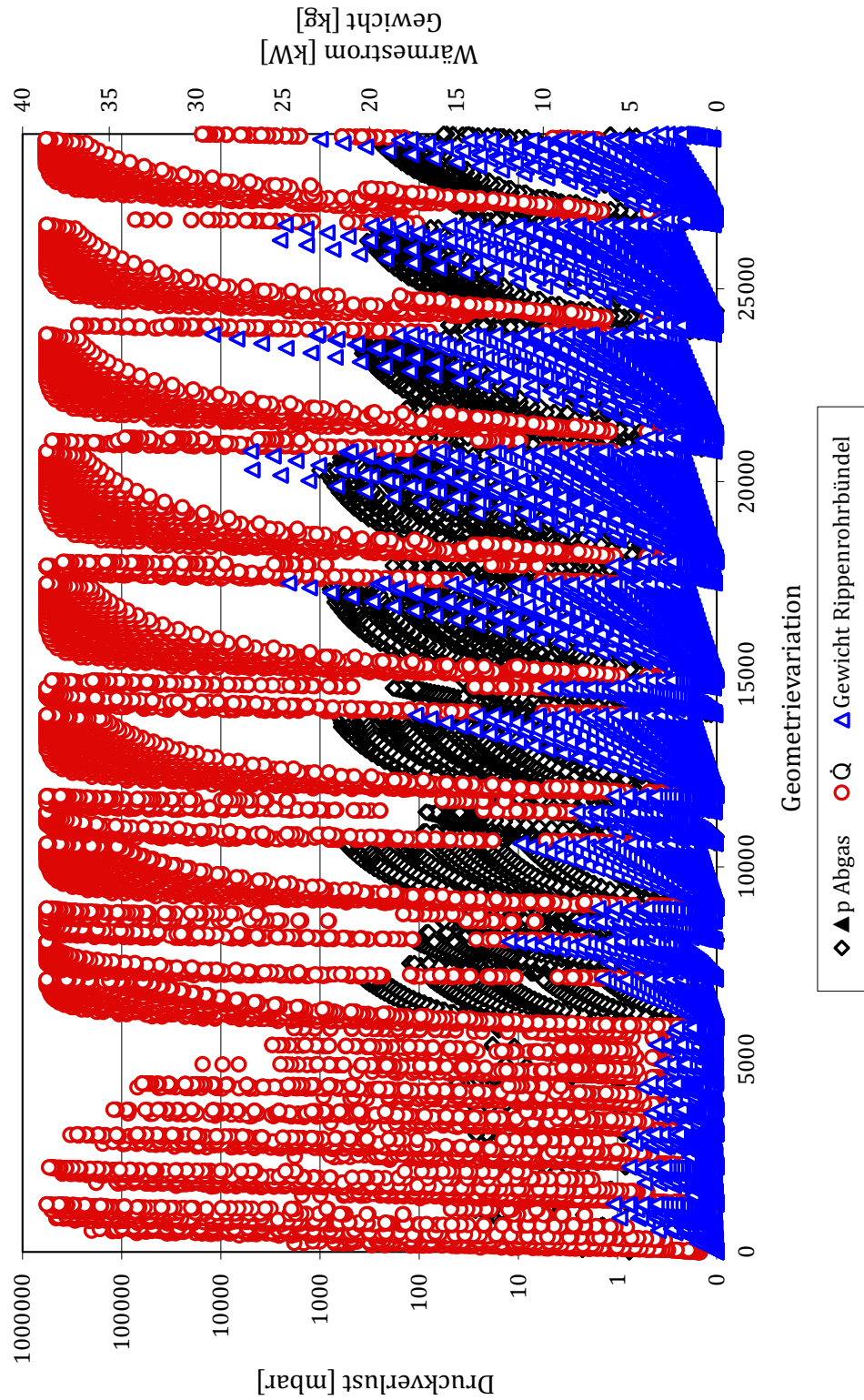


Abbildung A.35: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht in für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

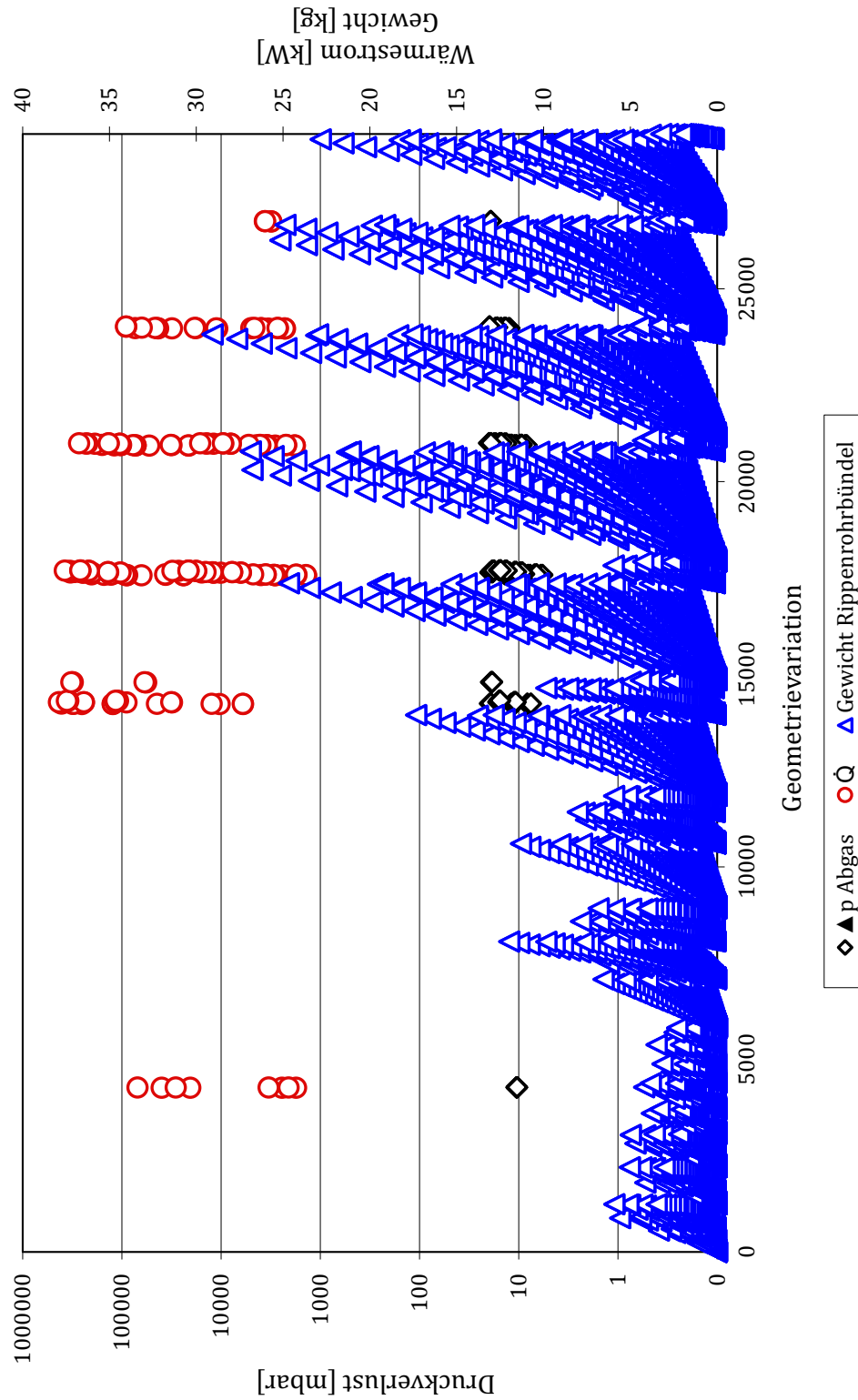


Abbildung A.36: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht m für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

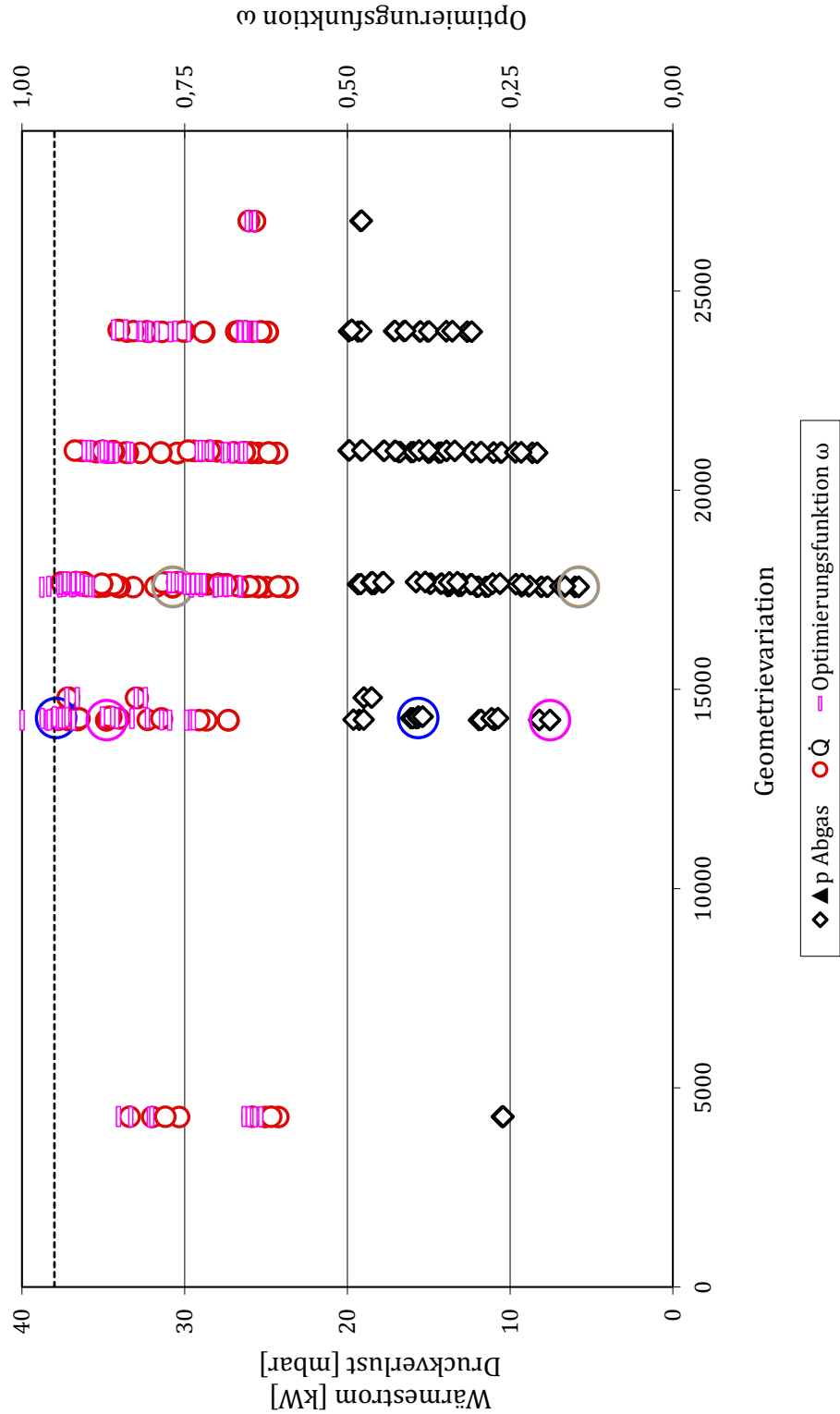


Abbildung A.37: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-14230* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ ○), für *RRB-Eth-14280* ($\eta_{DE} \hat{=}$ ○), für *RRB-Eth-17570* ($\dot{Q}/m \hat{=}$ ○) und für *RRB-Eth-17578* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM} \hat{=}$ ○)

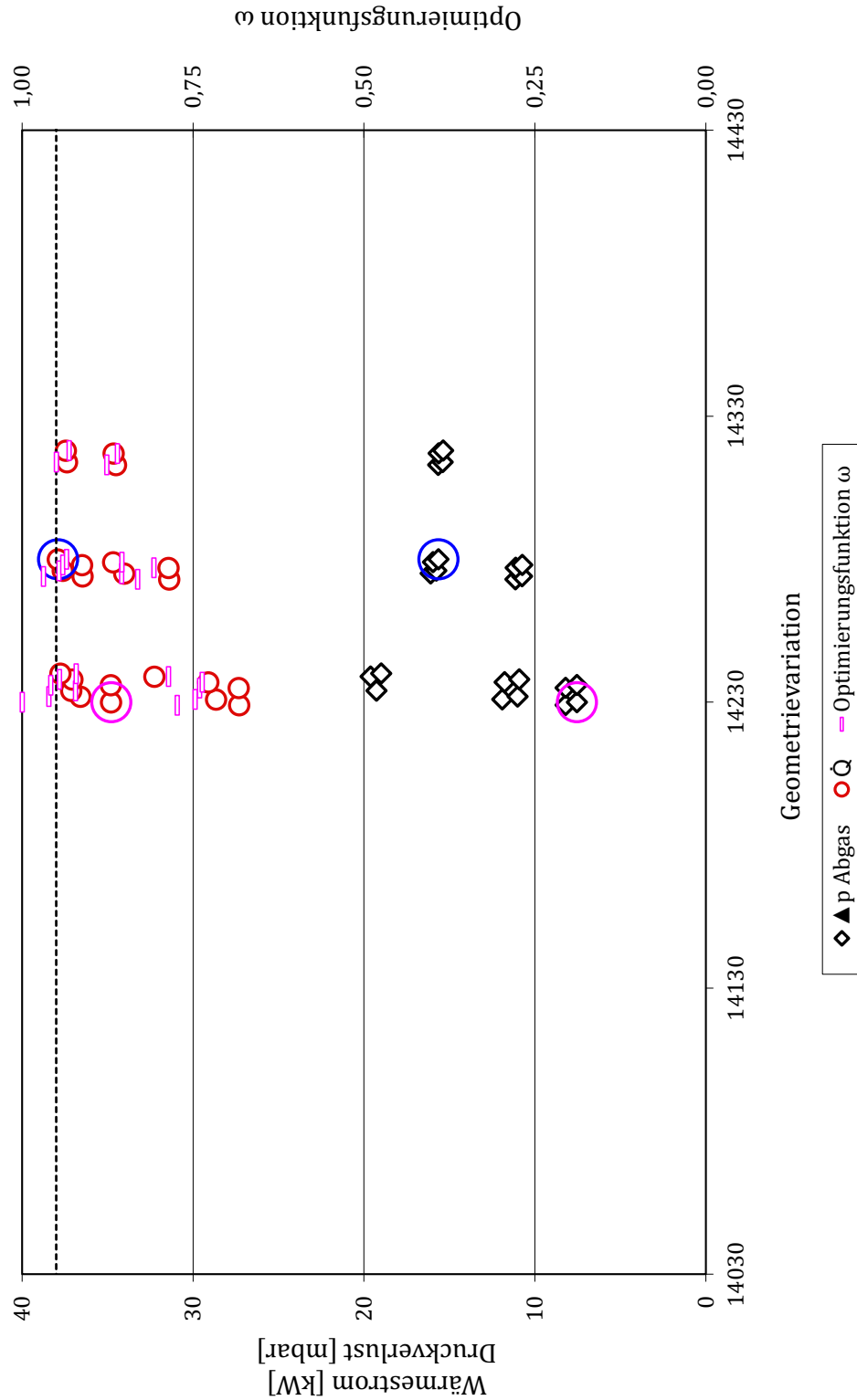


Abbildung A.38: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-14230* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ ○) und für *RRB-Eth-14280* ($\eta_{DE} \hat{=}$ ○)

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth- 17578	\dot{Q}/m RRB- Eth- 17570	η_{DE} RRB- Eth- 14280	$\omega(1;1;2)^*$ RRB- Eth- 17570	$\omega(1;1;3)^*$ RRB- Eth- 14230	$\omega(1,5;1;5)^*$ RRB- Eth- 14230	Einheit
Thermische Energie	14,53	14,55	18,41	14,55	16,67	16,67	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	12,2	12,2	5,7	12,2	11,3	11,3	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	8,9	8,9	3,7	8,9	7,1	7,1	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	5,9	5,9	2,9	5,9	5,1	5,1	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,52	0,79	0,19	0,79	0,66	0,66	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	2,58	3,96	0,97	3,96	3,37	3,37	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	8,04	12,32	3,40	12,32	11,35	11,35	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,36	0,36	1,00	0,36	0,49	0,49	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	4,86	4,86	13,09	4,86	6,32	6,32	mbar
Gewicht	1,24	0,81	3,84	0,81	1,03	1,03	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RRB}(1,5;1;5)^*$)	0,9004**	0,9624	0,9860	0,9624	1	1	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,7772**	0,8146	0,9503	0,8146	0,900	0,900	-

Tabelle A.13: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTeMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth- 17570	\dot{Q}/m RRB- Eth- 17570	η_{DE} RRB- Eth- 14320	$\omega(1;1;2)^*$ RRB- Eth- 14230	$\omega(1;1;3)^*$ RRB- Eth- 14230	$\omega(1,5;1;5)^*$ RRB- Eth- 14230	Einheit
Thermische Energie	16,67	14,55	18,82	16,67	16,67	16,67	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	11,3	12,2	3,9	11,3	11,3	11,3	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	7,0	8,9	2,7	7,0	7,0	7,0	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	5,1	5,9	2,1	5,1	5,1	5,1	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,84	0,79	0,16	0,66	0,66	0,66	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	4,28	3,96	0,80	3,37	3,37	3,37	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	14,43	12,32	2,84	11,35	11,35	11,35	kW/kg
$\Delta p_{HM,MW}$ CADC-Landstr.	0,49	0,36	1,40	0,49	0,49	0,49	mbar
$\Delta p_{HM,max}$ CADC-Autobahn	6,32	4,86	18,81	6,32	6,32	6,32	mbar
Gewicht	0,81	0,81	4,7	1,03	1,03	1,03	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RRB}(1,5;1;5)^*$)	0,9624**	0,9624	0,9994	1	1	1	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,8146**	0,8146	0,9702	0,900	0,900	0,900	-

Tabelle A.14: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RRB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationengenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth-4280	\dot{Q}/m RRB- Eth- 17570	η_{DE} RRB- Eth- 14837	$\omega(1; 1; 2)^*$ RRB- Eth-4274	$\omega(1; 1; 3)^*$ RRB- Eth-4274	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RRB- Eth-4274	Einheit
Thermische Energie	15,60	14,55	18,91	14,77	14,77	14,77	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	24,2	12,2	2,3	23,3	23,3	23,3	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	12,6	8,9	2,0	12,0	12,0	12,0	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	4,7	5,9	1,4	4,4	4,4	4,4	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,16	0,79	0,27	0,35	0,35	0,35	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,81	3,96	1,43	1,74	1,74	1,74	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,54	12,32	4,98	5,37	5,37	5,37	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,27	0,36	1,95	0,27	0,27	0,27	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	8,56	4,86	29,91	8,62	8,62	8,62	mbar
Gewicht	4,21	0,81	2,69	1,88	1,88	1,88	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{RRB}(1, 5; 1; 5)^*$)	0,9862**	0,9624		0,9520	0,9520	0,9520	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)^*$)	0,8090**	0,8146		0,7766	0,7766	0,7766	-

Tabelle A.15: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTeMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Ergebnisse für die Rippenrohrbündelauslegung mit Ethanol und erweiterter Geometriegültigkeit der Korrelationsgleichungen

In Abbildungen A.39 - A.41 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Ethanol und bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.16 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in den Tabellen A.17 bis A.19.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 4.22 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
2. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
3. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RRB-Eth-7370*.

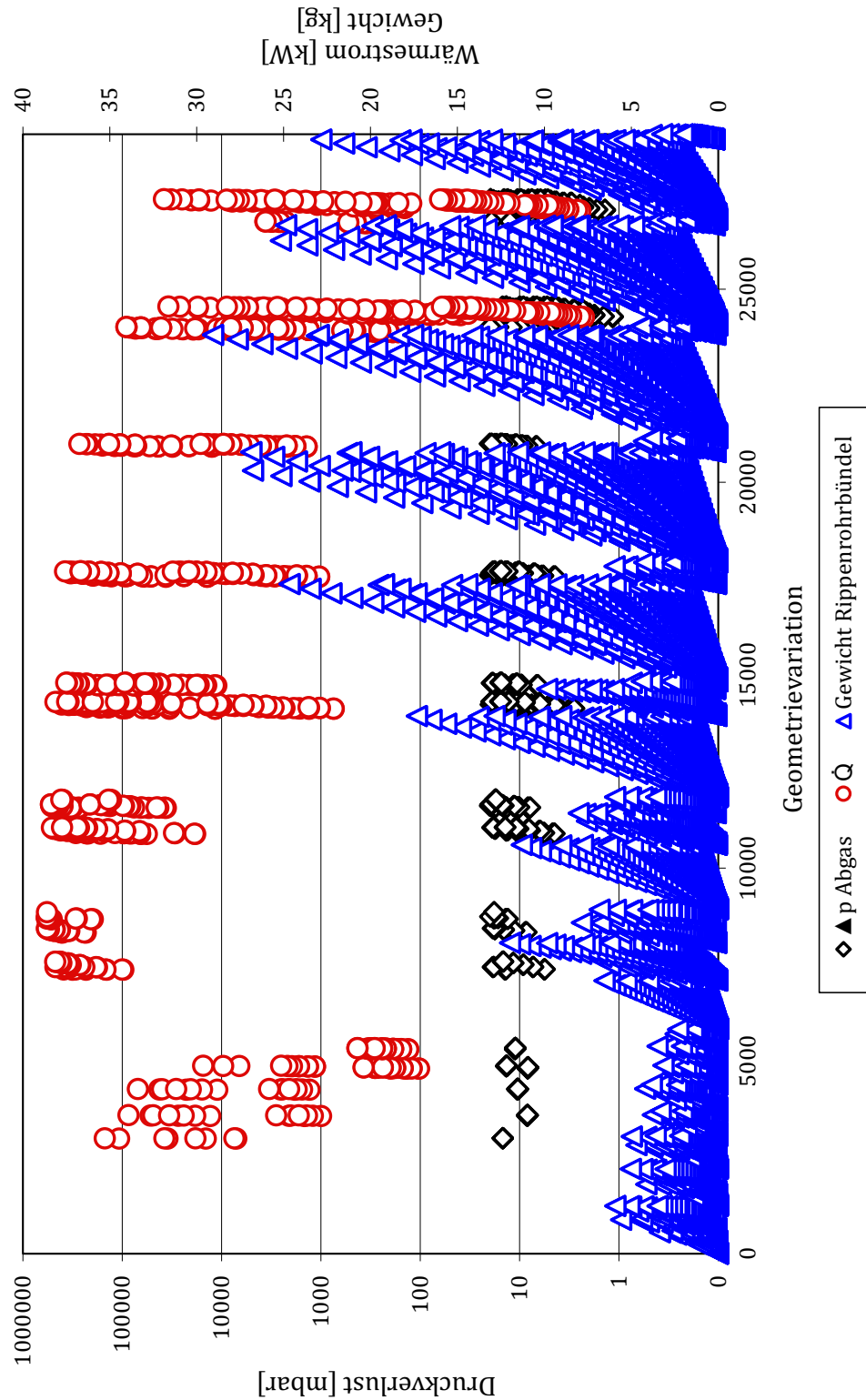


Abbildung A.39: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rippenrohrbündelgewicht m für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

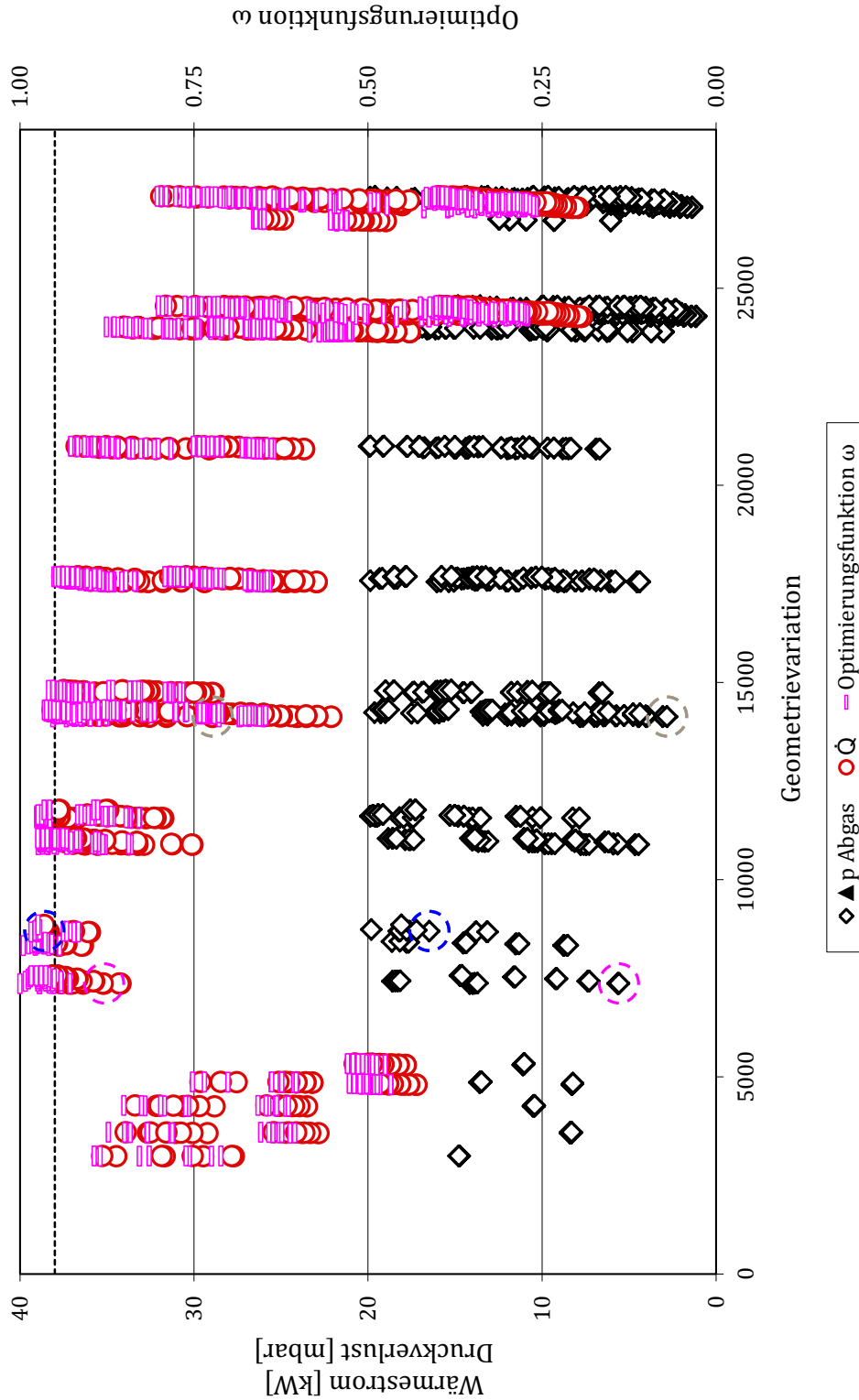


Abbildung A.40: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-7370* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ \bigcirc , für *RRB-Eth-8700* (η_{DE}) $\hat{=}$ \bigcirc , für *RRB-Eth-14134* (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ \bigcirc und für *RRB-Eth-14142* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ \bigcirc

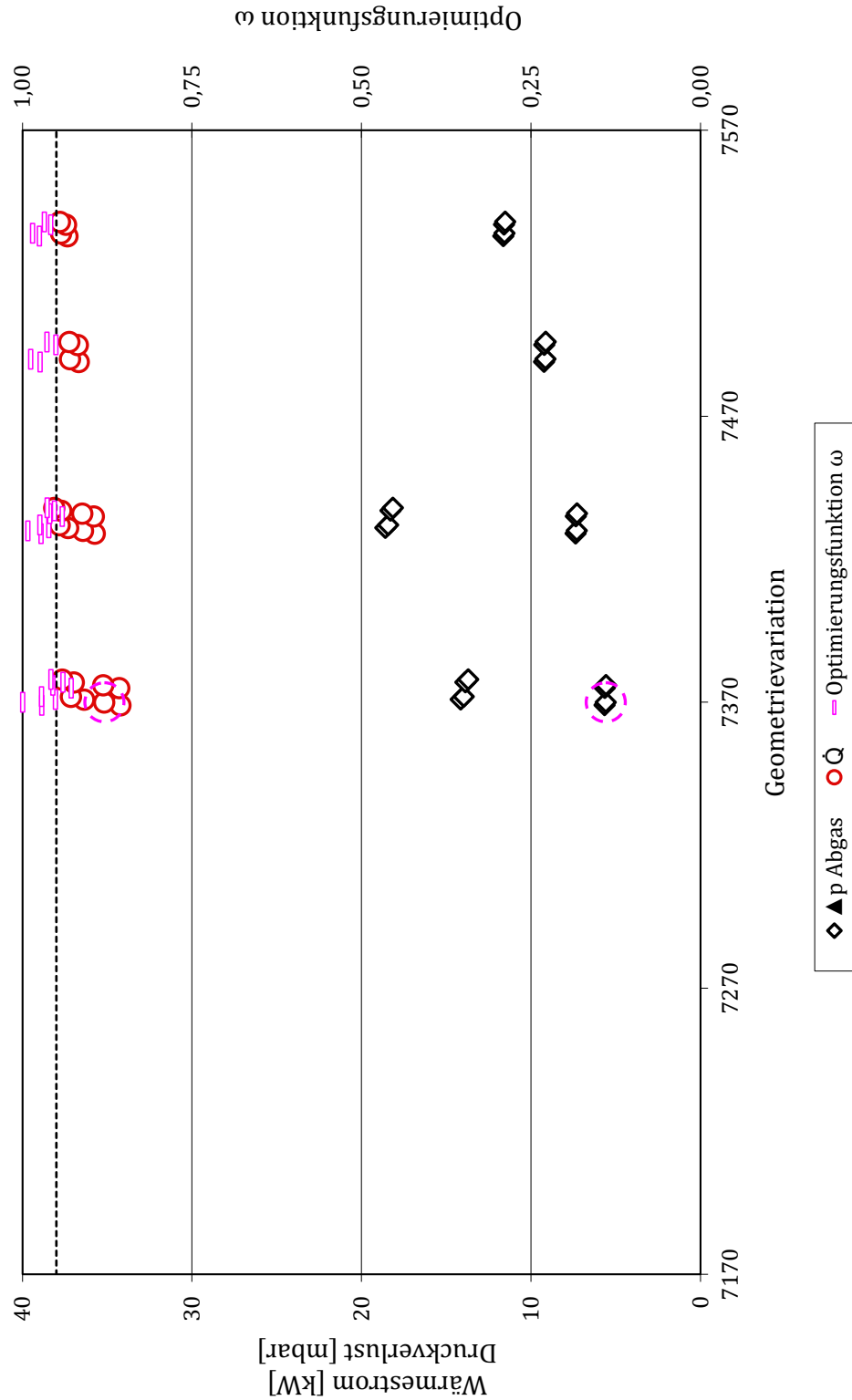



Abbildung A.41: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
- Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-Eth-7370* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ )

	RRB-Eth-7370	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	5	-
Rohrreihen	45	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Anzahl Rippen pro Rohr	45	-
Rippenstärke	0,1	mm
Rippendurchmesser	5	mm
Rohranordnung s1	41,82	mm
Rohranordnung s2	7,56	mm
Rohranordnung s3	20,91	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	13,94	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	2,52	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	0,37	m^2
$A_{DE, AM}$	0,11	m^2
$A_{DE, m}$	0,24	m^2
Gewicht	0,27	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	61,5	%
BWF (\dot{Q}/m)	95,0	%
BWF (η_{DE})	91,1	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	35,2	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	5,6	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	2406	mbar

Tabelle A.16: Ausgewählter RRB-Eth-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth- 14142	\dot{Q}/m RRB- Eth- 14134	η_{DE} RRB- Eth-8700	$\omega(1; 1; 2)^*$ RRB- Eth- 14134	$\omega(1; 1; 3)^*$ RRB- Eth-7370	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RRB- Eth-7370	Einheit
Thermische Energie	15,11	12,50	19,22	15,13	19,26	19,26	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	36,2	29,1	3,3	36,3	12,8	12,8	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	120,3	15,6	3,0	122,0	30,5	30,5	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	323,4	9,3	2,2	324,6	29,6	29,6	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,71	1,00	0,19	1,00	0,92	0,92	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	3,55	5,02	0,99	5,02	4,81	4,81	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	11,90	16,85	3,50	16,85	17,03	17,03	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,03	1,31	0,03	0,13	0,13	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,09	2,74	20,16	0,09	1,28	1,28	mbar
Gewicht	0,89	0,63	3,89	0,63	0,80	0,80	kg

Tabelle A.17: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth- 24297	\dot{Q}/m RRB- Eth-7370	η_{DE} RRB- Eth-8440	$\omega(1;1;2)^*$ RRB- Eth- 10890	$\omega(1;1;3)^*$ RRB- Eth- 10890	$\omega(1,5;1;5)^*$ RRB- Eth- 10890	Einheit
Thermische Energie	15,13	12,50	19,26	15,13	15,13	15,13	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	36,3	29,1	2,3	36,3	36,3	36,3	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	122,0	15,6	1,6	122,0	122,0	122,0	kW/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	324,6	9,3	1,3	324,6	324,6	324,6	kW/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	1,77	0,64	0,17	0,82	0,82	0,82	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	8,91	3,20	0,89	4,13	4,13	4,13	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	28,89	10,92	3,19	13,85	13,85	13,85	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,17	2,44	0,03	0,03	0,03	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,09	2,74	32,25	0,09	0,09	0,09	mbar
Gewicht	0,35	0,80	4,30	0,76	0,76	0,76	kg

Tabelle A.18: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl. 4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- Eth-7378	\dot{Q}/m RRB- Eth- 24280	η_{DE} RRB- Eth-8900	$\omega(1; 1; 2)^*$ RRB- Eth- 24280	$\omega(1; 1; 3)^*$ RRB- Eth- 24280	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ RRB- Eth- 24280	Einheit
Thermische Energie	4,78	4,67	19,38	4,74	4,74	4,74	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	129,9	91,4	0,7	129,9	129,9	129,9	kW/mba
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	301,5	47,7	0,5	299,8	299,8	299,8	kW/mba
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	210,1	32,3	0,5	207,5	207,5	207,5	kW/mba
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,11	1,16	0,13	1,16	1,16	1,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,44	4,75	0,66	4,75	4,75	4,75	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	1,19	12,93	2,33	12,93	12,93	12,93	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,01	0,01	7,08	0,01	0,01	0,01	mba
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	0,04	0,26	74,38	0,04	0,04	0,04	mba
Gewicht	2,63	0,24	5,92	0,24	0,24	0,24	kg

Tabelle A.19: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger *RRB-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$
 Common ARTEMIS Driving Cycle, $max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der
 Simulationsgenauigkeit.

Arbeitsmedium Wasser

In Abbildungen A.42 - A.45 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser und bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.20 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in Tabelle A.21.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger.
2. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 2.5 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
3. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
4. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RRB-Eth-14230*.

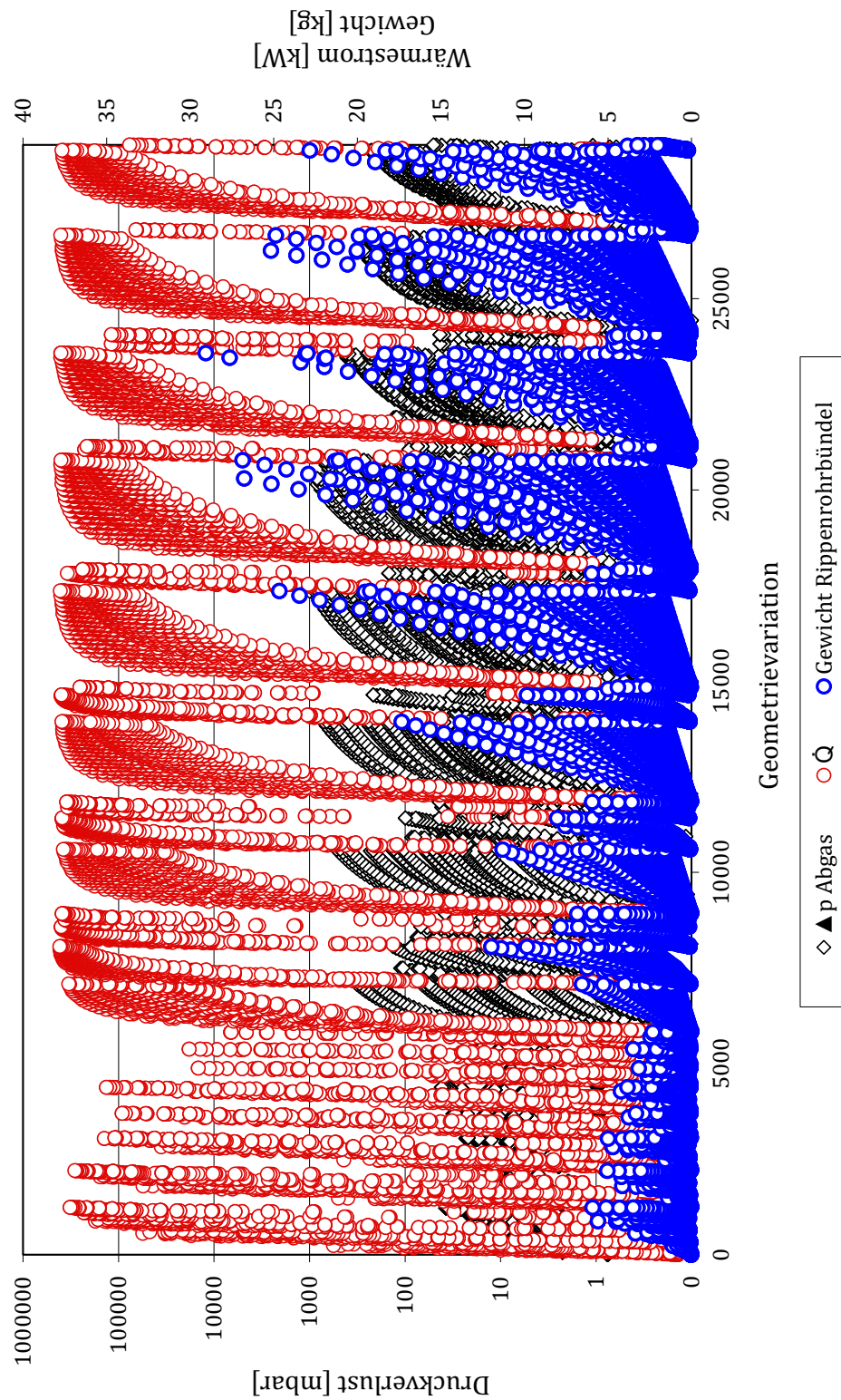


Abbildung A.42: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

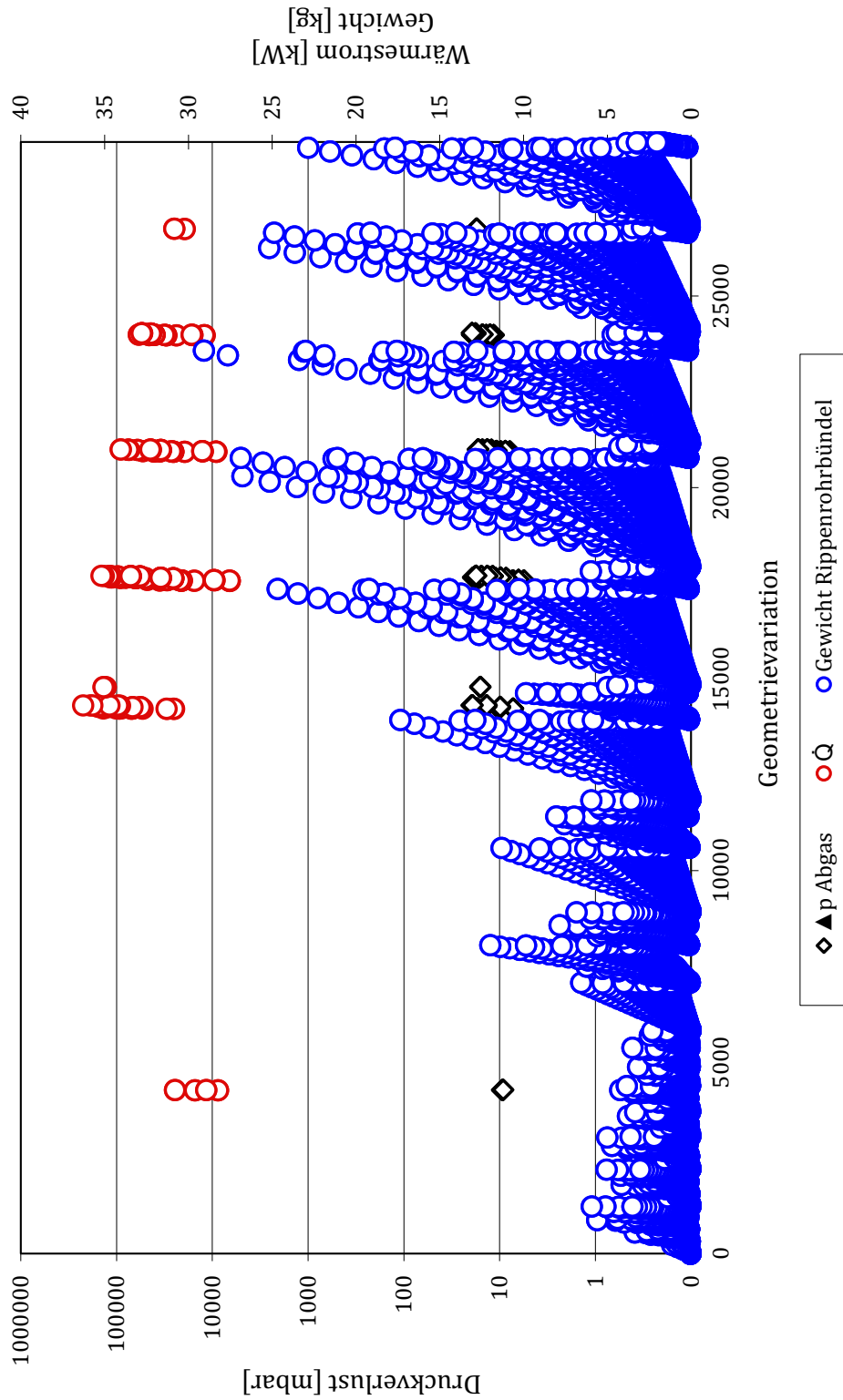


Abbildung A.43: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

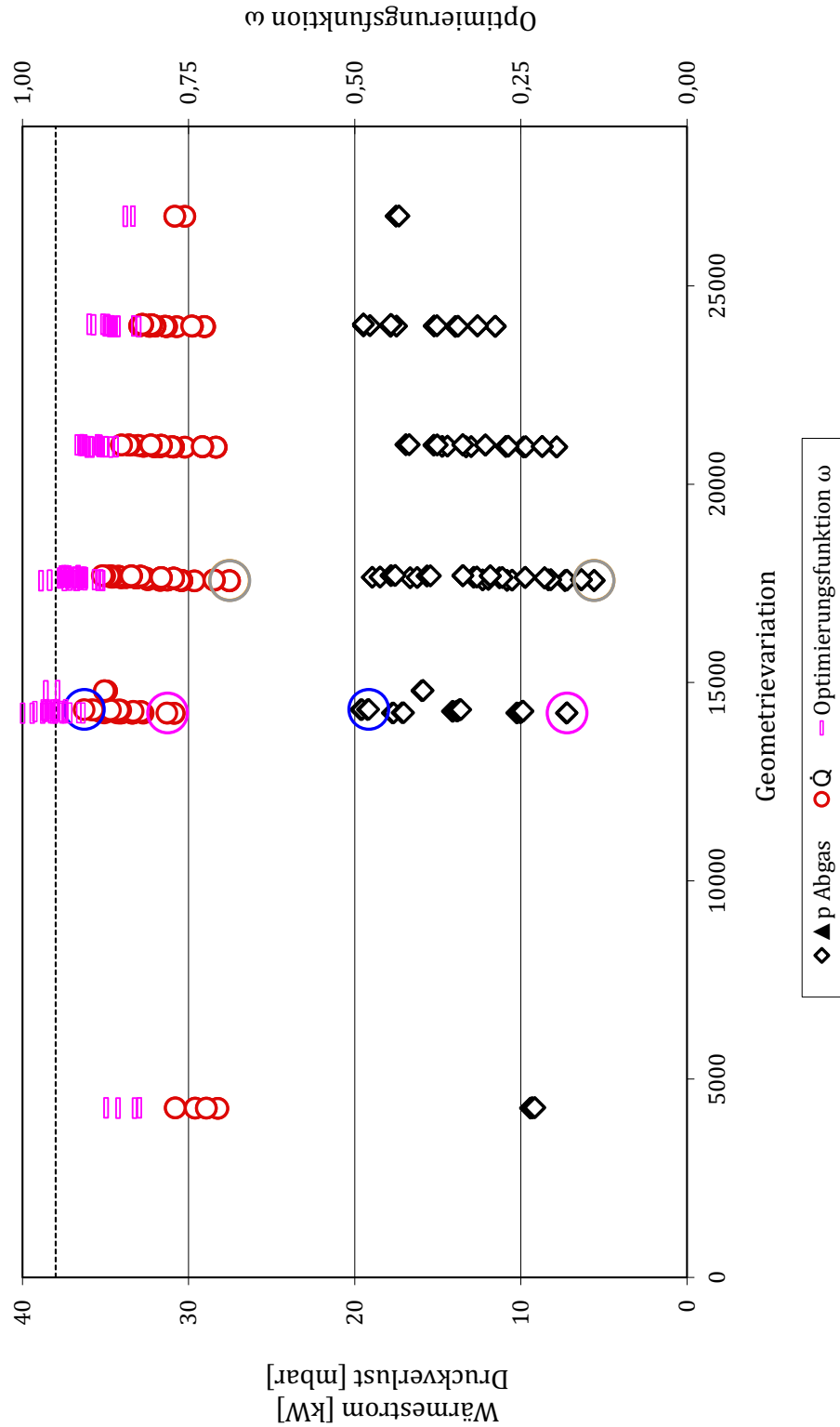


Abbildung A.44: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RRB-H_2O-14230$ ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ ○), für $RRB-H_2O-14320$ ($\eta_{DE} \hat{=}$ ○), für $RRB-H_2O-17570$ ($\dot{Q}/m \hat{=}$ ○) und für $RRB-H_2O-17578$ ($\dot{Q}/\Delta p_{HM} \hat{=}$ ○)

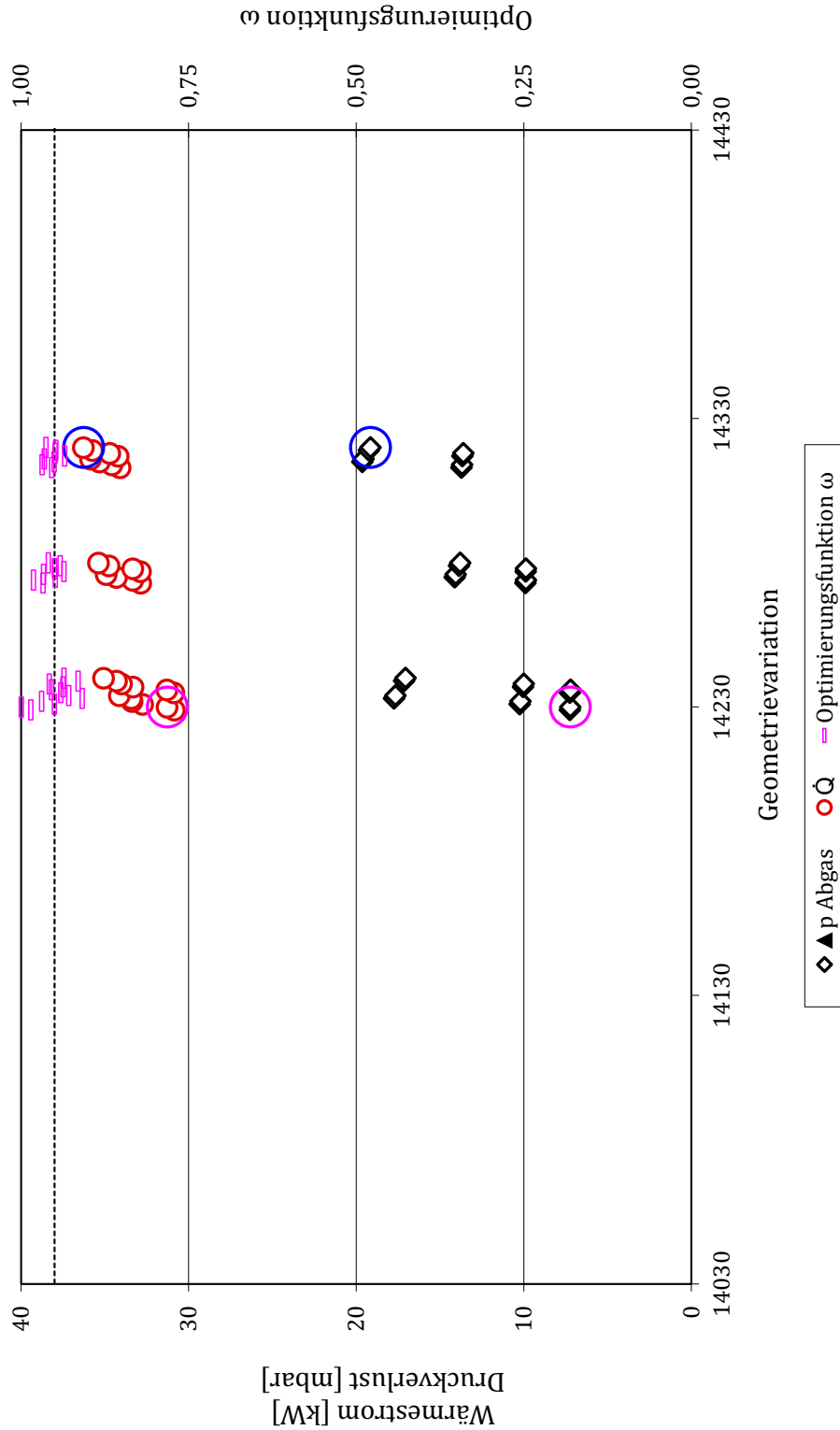


Abbildung A.45: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *RRB-Eth-01* bis *RRB-Eth-29020* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *RRB-H₂O-14230* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ ○ und für *RRB-H₂O-14320* (η_{DE}) $\hat{=}$ ○

	RRB-H ₂ O-14230	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	35	-
Rohrdurchmesser	5	mm
Anzahl Rippen pro Rohr	45	-
Rippenstärke	0,1	mm
Rippendurchmesser	7	mm
Rohranordnung s1	14,84	mm
Rohranordnung s2	9,71	mm
Rohranordnung s3	7,42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	2,97	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	1,94	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0,2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0,2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0,2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	1,35	m ²
$A_{DE, AM}$	0,46	m ²
$A_{DE, m}$	0,90	m ²
Gewicht	1,03	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	87,9	%
BWF (\dot{Q}/m)	90,3	%
BWF (η_{DE})	86,2	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	31,3	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	7,2	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	4	mbar

Tabelle A.20: Ausgewählter *RRB-H₂O*-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19. AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$ Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ RRB- H₂O- 17578	\dot{Q}/m RRB- H₂O- 17570	η_{DE} RRB- H₂O- 14280	$\omega(1;1;2)^*$ RRB- H₂O- 14230	$\omega(1;1;3)^*$ RRB- H₂O- 14230	$\omega(1,5;1;5)^*$ RRB- H₂O- 14230	Einheit
Thermische Energie	13,81	13,84	17,31	13,84	15,41	15,41	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	7,9	7,9	2,7	7,9	8,0	8,0	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	7,2	7,2	2,2	7,2	5,8	5,8	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	5,7	5,7	2,2	5,7	4,9	4,9	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,56	0,86	0,16	0,68	0,73	0,73	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	2,39	3,65	0,74	2,90	3,13	3,13	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	8,44	12,85	2,85	10,21	11,48	11,48	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,41	0,41	1,57	0,41	0,56	0,56	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	4,77	4,77	16,62	4,77	6,25	6,25	mbar
Gewicht	3,80	5,79	1,25	4,60	5,11	5,11	kg

Tabelle A.21: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger $RRB-H_2O$ bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RRB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationseingangsdaten.

Ergebnisse für die Rippenrohrbündelauslegung mit Wasser und erweiterter Geometriegültigkeit der Korrelationsgleichungen

In Abbildungen A.46 - A.48 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Rippenrohrbündeldampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Wasser und bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.22 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in Tabelle A.23.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Rippenrohrdampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 4.22 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
2. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
3. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *RRB-Eth-7370*.

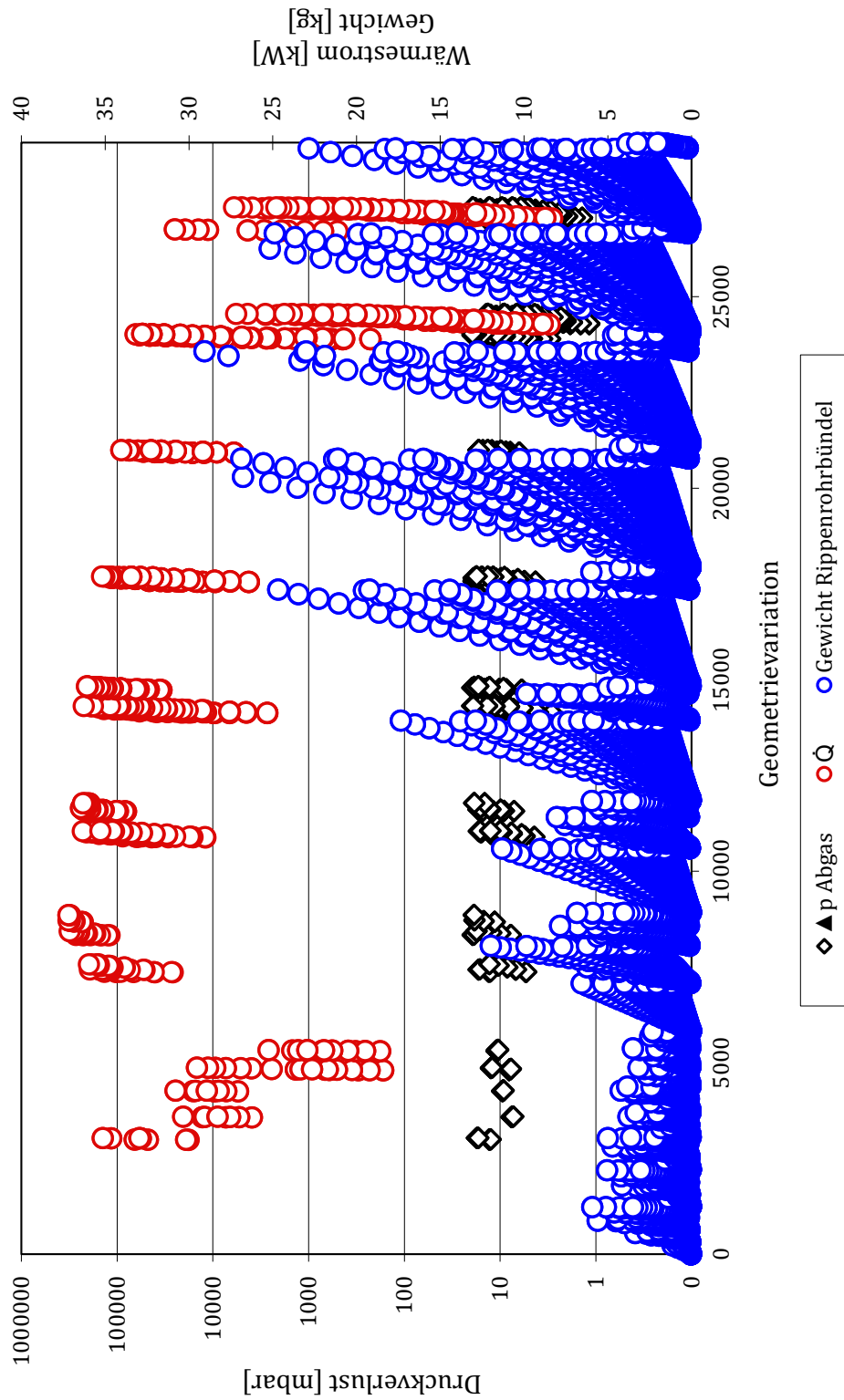


Abbildung A.46: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

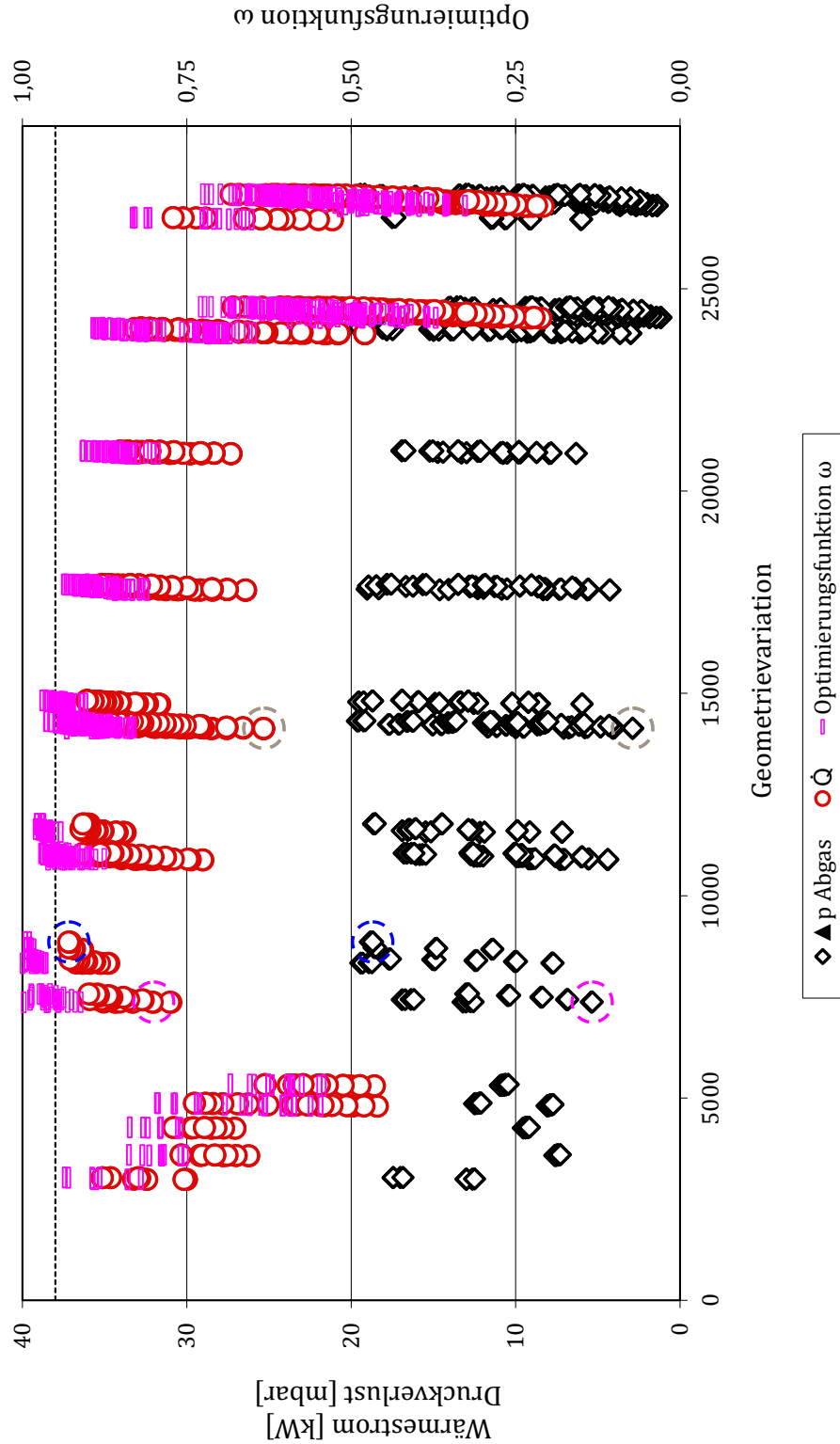


Abbildung A.47: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RRB-H_2O-8834$ ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ \bigcirc , für $RRB-H_2O-8859$ (η_{DE}) $\hat{=}$ \bigcirc , für $RRB-H_2O-14134$ (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ \bigcirc und für $RRB-H_2O-14142$ ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ \bigcirc

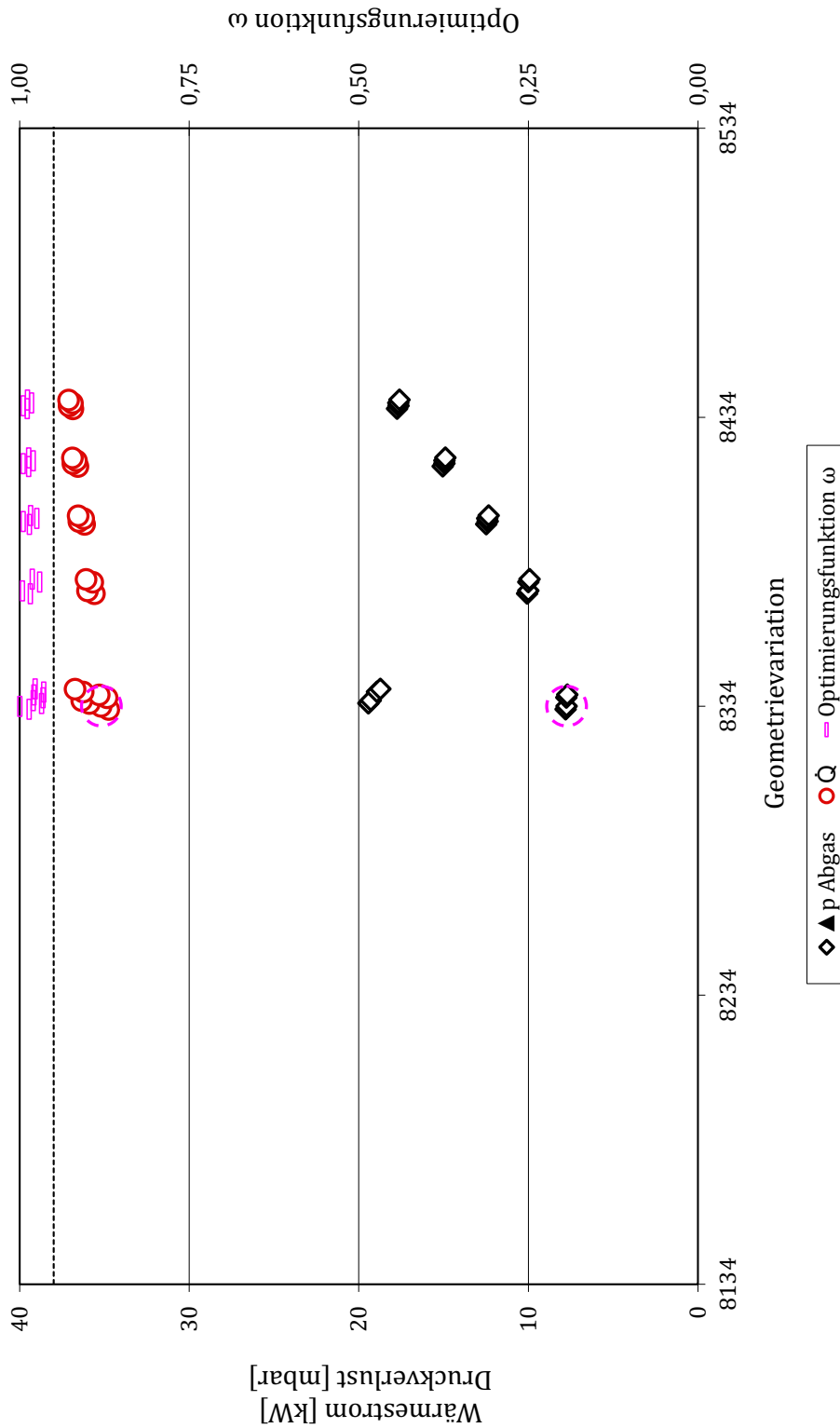


Abbildung A.48: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für $RRB-H_2O-01$ bis $RRB-H_2O-29020$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger $RRB-H_2O-8334$ ($\omega(1, 5; 1; 5)) \hat{=}$ ○

	RRB-H ₂ O-7370	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Rohranordnung	versetzt	
Rohre je Reihe	15	-
Rohrreihen	45	-
Rohrdurchmesser	3	mm
Anzahl Rippen pro Rohr	45	-
Rippenstärke	0, 1	mm
Rippendurchmesser	5	mm
Rohranordnung s1	14, 84	mm
Rohranordnung s2	7, 56	mm
Rohranordnung s3	7, 42	mm
Dimensionsloser Rohrabstand a	13, 94	-
Dimensionsloser Rohrabstand b	2, 52	-
Rohrwandstärke Erwärmung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Verdampfung	0, 2	mm
Rohrwandstärke Überhitzung	0, 2	mm
Passzahl AM Erwärmung	2	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	1, 12	m ²
$A_{DE, AM}$	0, 33	m ²
$A_{DE, m}$	0, 72	m ²
Gewicht	0, 8	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	68, 0	%
BWF (\dot{Q}/m)	98, 9	%
BWF (η_{DE})	86, 1	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	32, 0	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	5, 3	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	30	mbar

Tabelle A.22: Ausgewählter RRB-H₂O-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometriegrößen s. Kapitel 4.2.1 Abb. 4.7 und Anhang A.11 Abb. A.19.

AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$

Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$	\dot{Q}/m	η_{DE}	$\omega(1;1;2)^*$	$\omega(1;1;3)^*$	$\omega(1,5;1;5)^*$	Einheit
Thermische Energie	12,90	12,93	17,76	15,61	15,61	16,92	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	17,0	17,0	2,6	19,7	19,7	13,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	13,2	13,3	2,2	11,4	11,4	6,7	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	10,3	10,3	2,2	6,9	6,9	5,1	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,77	1,09	0,19	0,56	0,56	0,56	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	3,14	4,45	0,86	2,42	2,42	4,26	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	10,95	15,51	3,37	8,91	8,91	16,23	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,03	0,03	1,31	0,03	0,13	0,13	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	2,47	2,47	16,02	4,62	4,62	6,74	mbar
Gewicht	0,89	0,63	4,10	1,34	1,34	0,80	kg

Tabelle A.23: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger $RRB-H_2O$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RRB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsegenauigkeit.

A.11.3 Kreuzstromplattendampferzeuger

Arbeitsmedium Ethanol

In Abbildungen A.49 - A.52 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Ethanol und bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle 4.26 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in den Tabellen A.24 bis A.26.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Kreuzstromplattendampferzeuger.
2. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Kreuzstromplattendampferzeuger bei Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 2.2 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
3. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
4. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *KSPL-Eth-20928*.

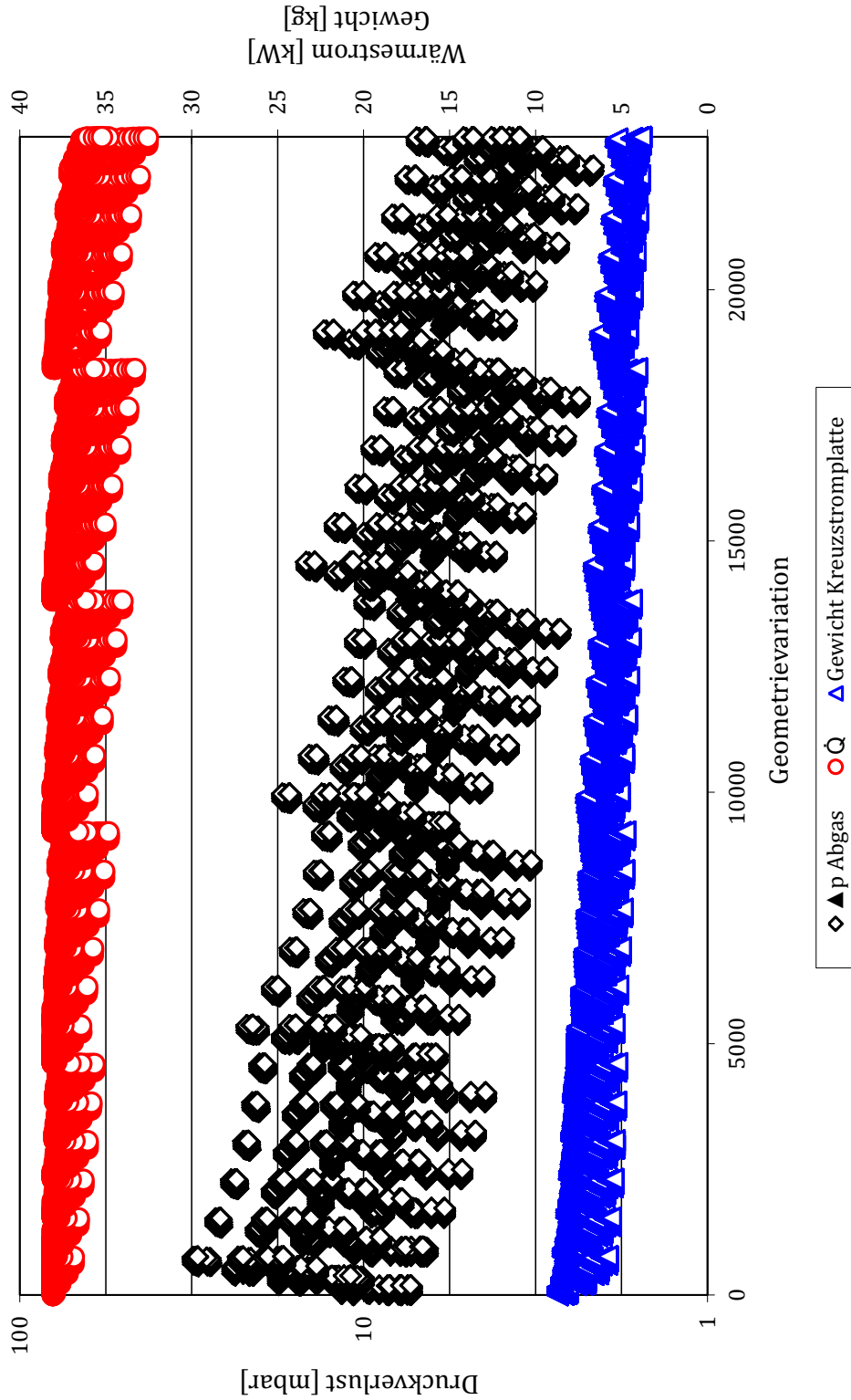


Abbildung A.49: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* ohne Einhaltung der Geometriegültigkeitsgrenzen

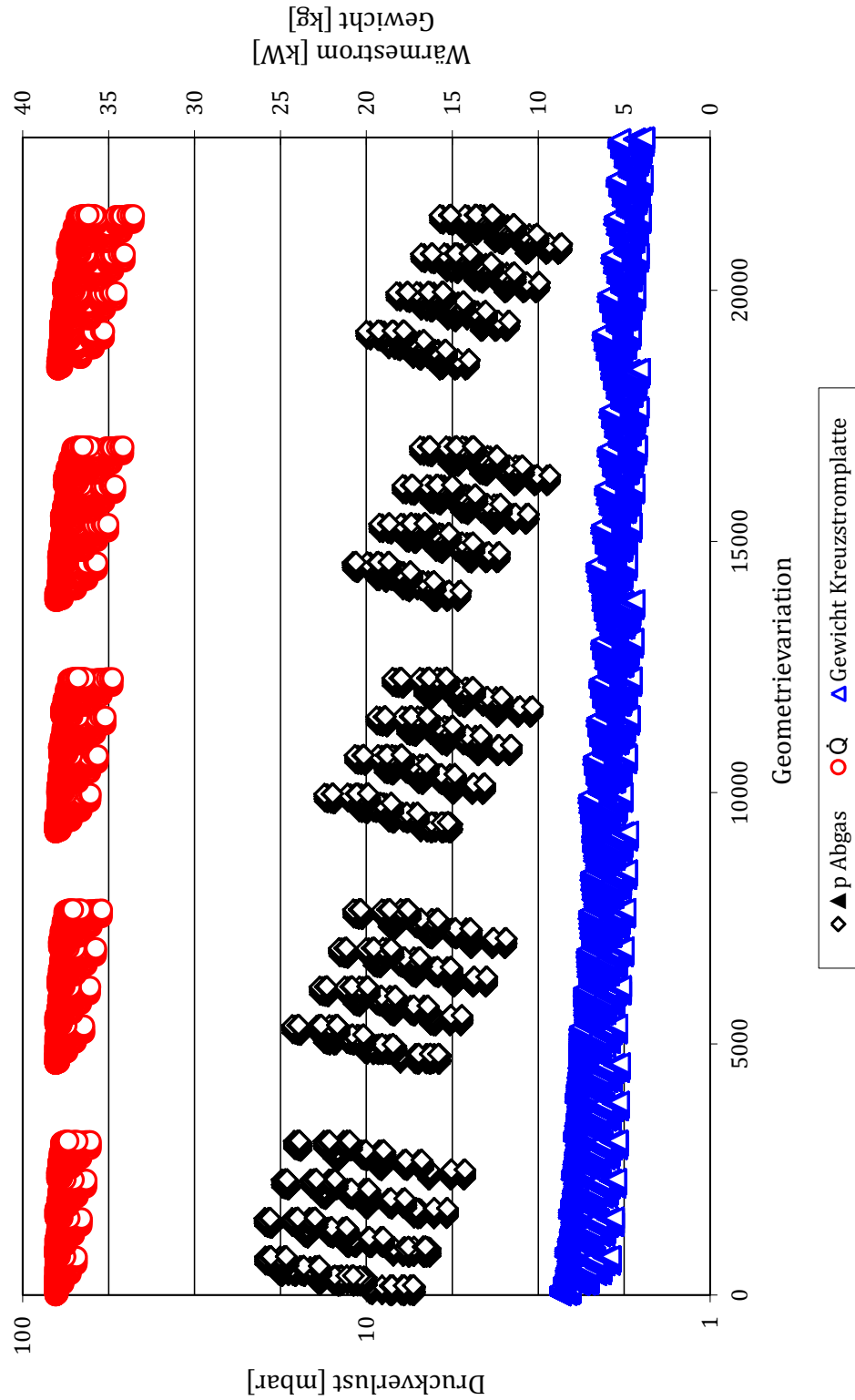


Abbildung A.50: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

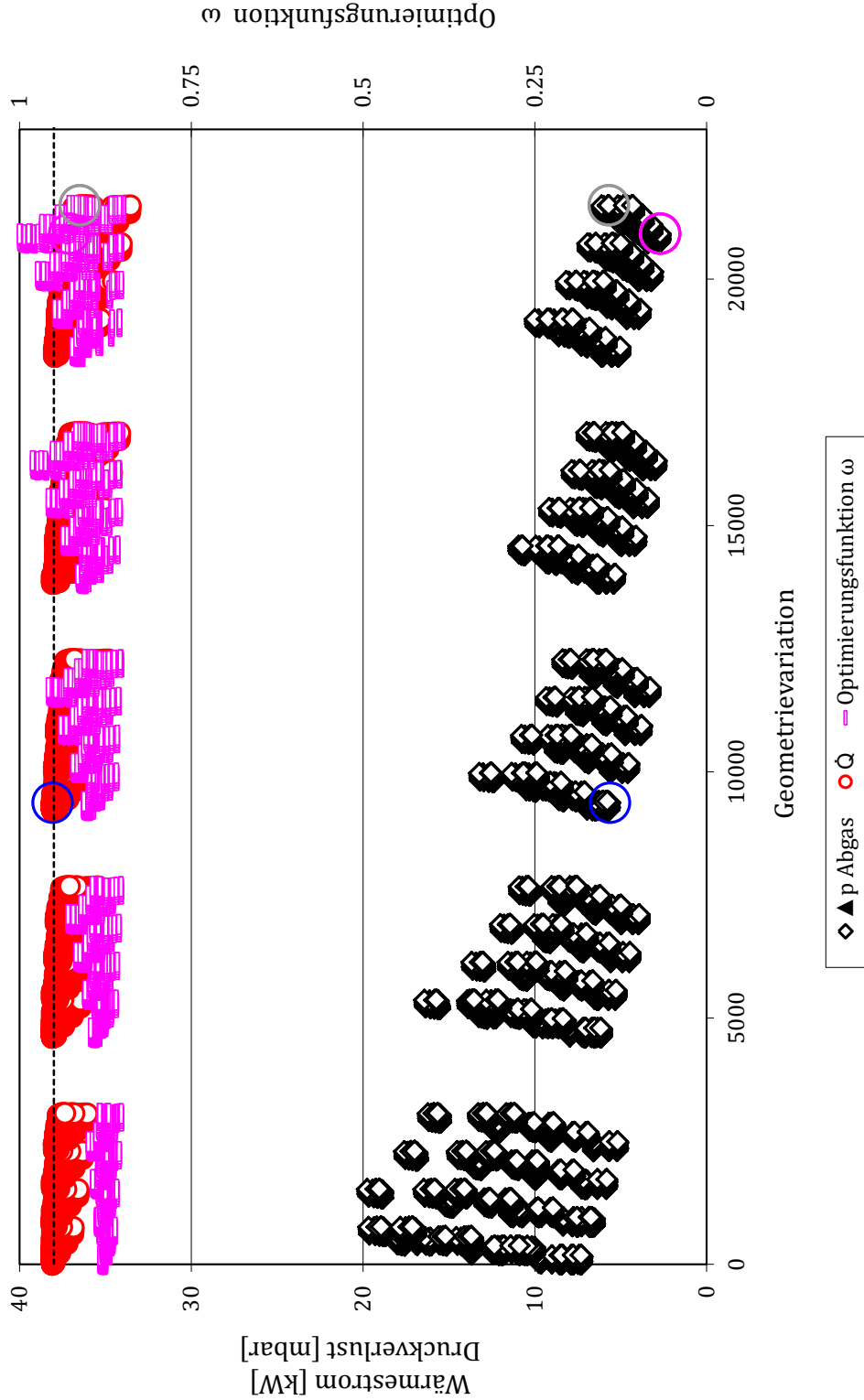


Abbildung A.51: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *KSPL-Eth-9372* (η_{DE}) $\hat{=}$ \bigcirc , für *KSPL-Eth-20928* ($\omega(1, 5; 1; 5)$) $\hat{=}$ \bigcirc , für *KSPL-Eth-20928* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$) $\hat{=}$ \bigcirc und für *KSPL-Eth-21502* (\dot{Q}/m) $\hat{=}$ \bigcirc

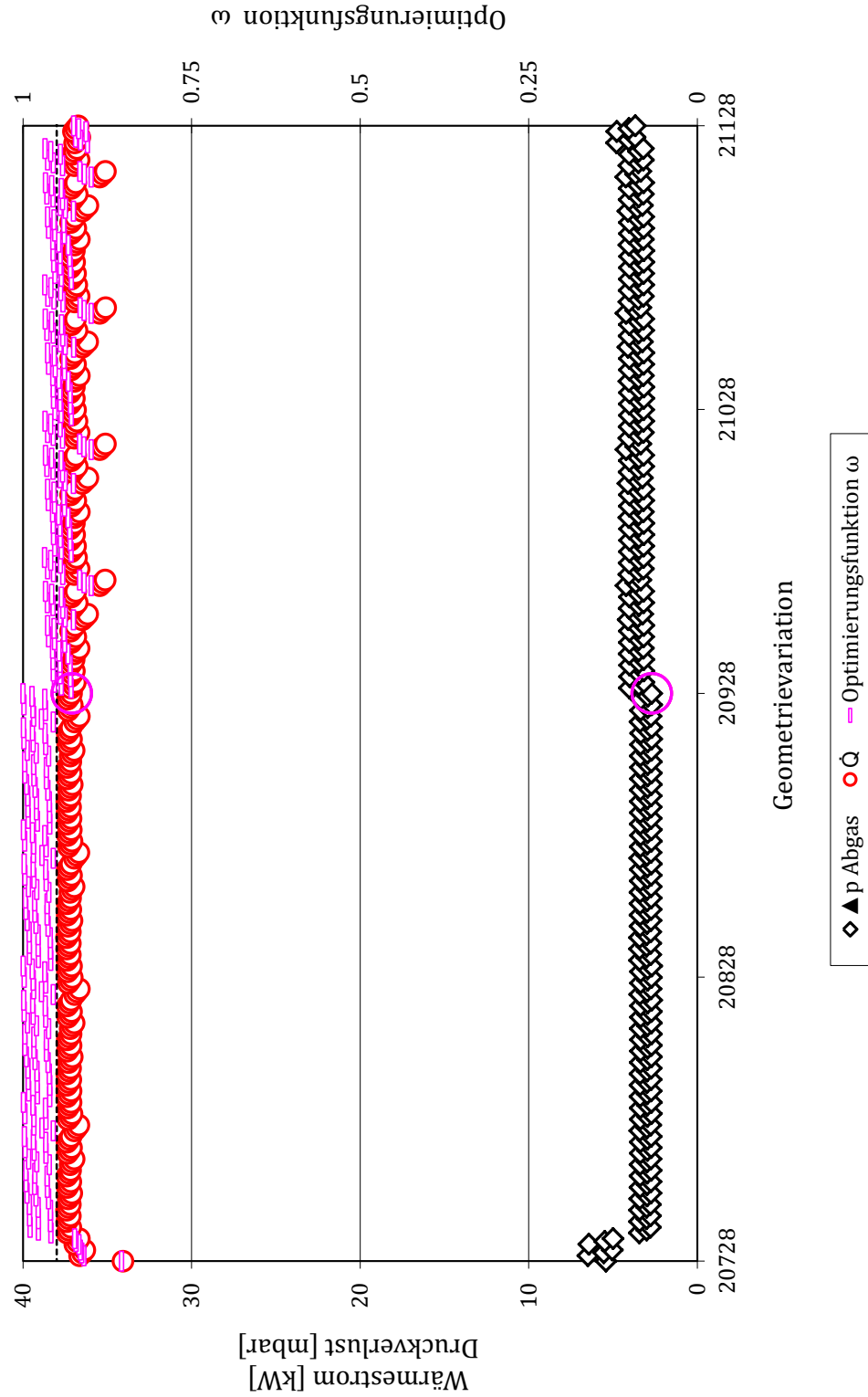


Abbildung A.52: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *KSPL-Eth-20928* ($\omega(1, 5; 1; 5)) \hat{=}$ ○

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 20928	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 21502	η_{DE} KSPL- Eth-9372	$\omega(1;1;2)^*$ KSPL- Eth- 20928	$\omega(1;1;3)^*$ KSPL- Eth- 20928	$\omega(1,5;1;5)^*$ KSPL- Eth- 20928	Einheit
Thermische Energie	19,03	18,43	19,13	19,03	19,03	19,03	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	17,6	8,7	7,0	17,6	17,6	17,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	19,6	9,5	8,2	19,6	19,6	19,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	17,0	7,9	7,7	17,0	17,0	17,0	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,16	0,18	0,11	0,16	0,16	0,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,82	0,92	0,56	0,82	0,82	0,82	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,91	3,23	2,0	2,91	2,91	2,91	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,19	0,39	0,47	0,19	0,19	0,19	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	2,18	4,88	4,96	2,18	2,18	2,18	mbar
Gewicht	4,65	4,05	6,80	4,65	4,65	4,65	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{KSPL}(1,5;1;5)^*$)	0,9826**	0,9101	0,8823	0,9826	0,9826	1	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,9879**	0,9530	0,9863	0,9879	0,9879	0,9893	-

Tabelle A.24: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *KSPL-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Ann.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationseingangsdaten.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 20904	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 21502	η_{DE} KSPL- Eth- 18584	$\omega(1; 1; 2)^*$ KSPL- Eth- 20832	$\omega(1; 1; 3)^*$ KSPL- Eth- 20832	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ KSPL- Eth- 20916	Einheit
Thermische Energie	18,84	18,43	19,10	18,79	18,79	18,82	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	16,1	8,7	8,1	15,9	15,9	16,1	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	18,1	9,5	9,6	18,0	18,0	18,0	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	15,7	7,9	8,6	15,6	15,6	15,7	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,15	0,18	0,13	0,15	0,15	0,15	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,80	0,92	0,66	0,81	0,81	0,81	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,82	3,23	2,35	2,87	2,87	2,87	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,21	0,39	0,40	0,21	0,21	0,21	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	2,34	4,88	4,42	2,33	2,33	2,34	mbar
Gewicht	4,75	4,05	5,78	4,65	4,65	4,65	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{KSPL}(1, 5; 1; 5)^*$)	0,9740**	0,9101	0,8995	0,9740	0,9740	0,9747	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1, 5; 1; 5)^*$)	0,9782**	0,9530	0,9859	0,9760	0,9760	0,9775	-

Tabelle A.25: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *KSPL-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTeMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{KB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 20748	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 23057	η_{DE} KSPL- Eth-58	$\omega(1;1;2)^*$ KSPL- Eth- 20784	$\omega(1;1;3)^*$ KSPL- Eth- 20784	$\omega(1,5;1;5)^*$ KSPL- Eth- 20874	Einheit
Thermische Energie	18,84	18,43	19,13	18,80	18,80	18,80	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	15,9	8,7	4,0	15,9	15,9	15,9	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	18,1	9,5	4,9	18,0	18,0	18,0	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	15,7	7,9	4,8	15,7	15,7	15,7	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,15	0,18	0,08	0,16	0,16	0,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,77	0,92	0,44	0,81	0,81	0,81	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,70	3,23	1,56	2,87	2,87	2,87	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,21	0,39	0,79	0,21	0,21	0,21	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	2,37	4,88	7,53	2,33	2,33	2,33	mbar
Gewicht	4,95	4,05	8,74	4,65	4,65	4,65	kg
Ergebnis Gl. 4.10 ($\hat{\omega}_{KSPL}(1,5;1;5)^*$)	0,9703**	0,9101	0,8570	0,9743	0,9743	0,9743	-
Ergebnis Gl. 4.12 ($\hat{\omega}(1,5;1;5)^*$)	0,9783**	0,9530	0,9848	0,9762	0,9762	0,9762	-

Tabelle A.26: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger *KSPL-Eth* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationengenauigkeit.

Ergebnisse für die Kreuzstromplattenauslegung mit Ethanol und erweiterter Geometriegültigkeit der Korrelationsgleichungen

In Abbildungen A.53 - A.55 sind der übertragene Wärmestrom, der abgasseitige Druckverlust und das Dampferzeugergewicht für die Kreuzstromplattendampferzeugeroptimierung mit dem Arbeitsmedium Ethanol und bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen abgebildet. Die Reihenfolge der Abbildungen spiegelt die Vorgehensweise der Optimierung wieder. Die Geometrieparameter des geeignetsten Dampferzeugers für diese Optimierung sind in Tabelle A.27 aufgeführt. Die Ergebnisse der Fahrzyklusberechnung finden sich in den Tabellen A.28 bis A.30.

1. Optimierungskriterien für alle fertigbaren Kreuzstromplattendampferzeuger bei Erweiterung der Geometriegültigkeitsgrenzen der Berechnungsgleichungen entsprechend Tabelle 4.25 und mit einem abgasseitigen Druckverlust von weniger als 20 mbar.
2. Auswahl anhand der Bewertungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$.
3. Flaches Optimum im Bereich des ausgewählten Dampferzeugers *KSPL-Eth-22368*.

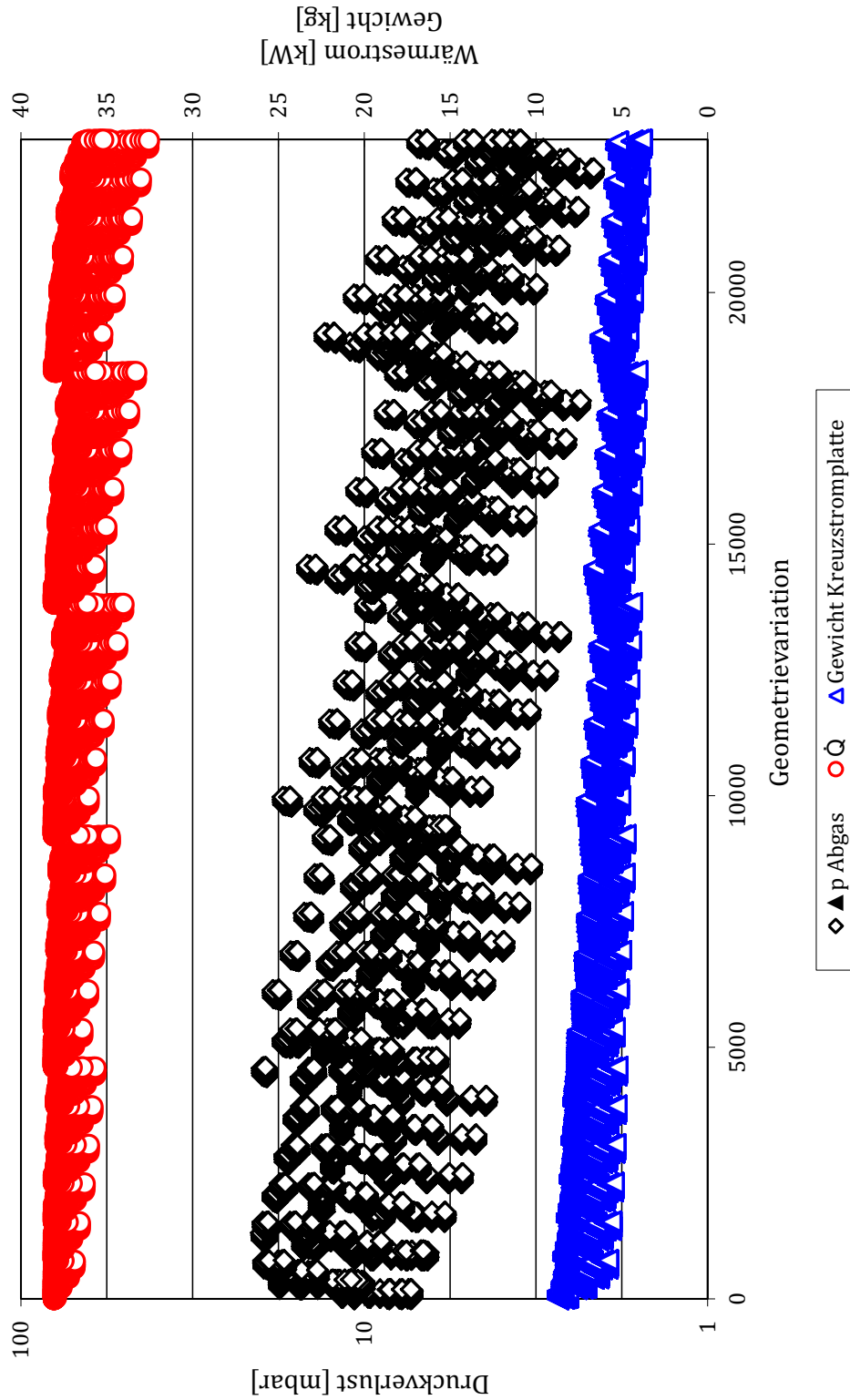


Abbildung A.53: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Kreuzstromplattengewicht m für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

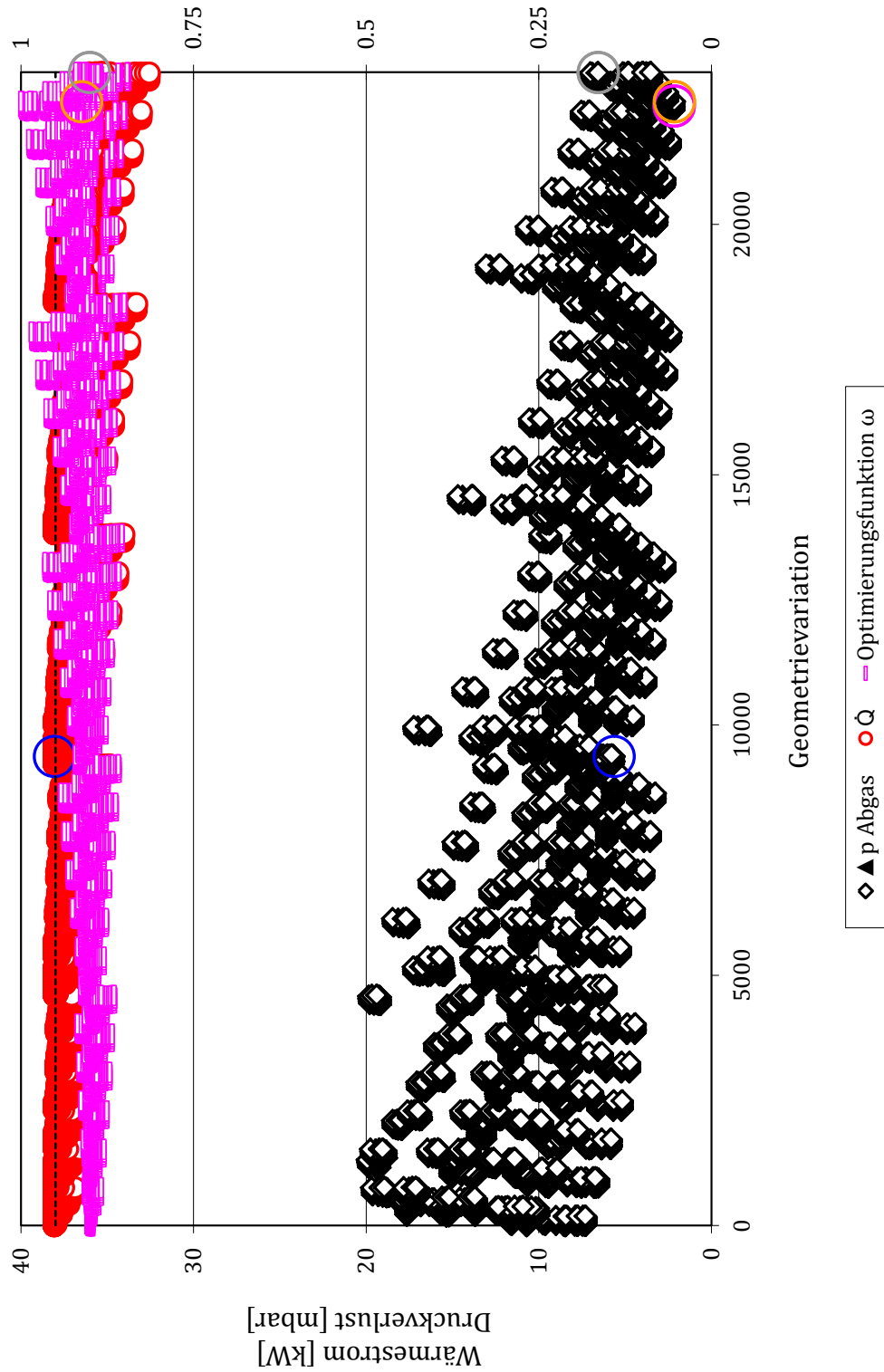


Abbildung A.54: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *KSPL-Eth-9372* ($\eta_{DE} \hat{=}$ \bigcirc), für *KSPL-Eth-22368* ($\omega(1, 5; 1; 5) \hat{=}$ \bigcirc), für *KSPL-Eth-22452* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM} \hat{=}$ \bigcirc) und für *KSPL-Eth-23037* ($\dot{Q}/m \hat{=}$ \bigcirc)

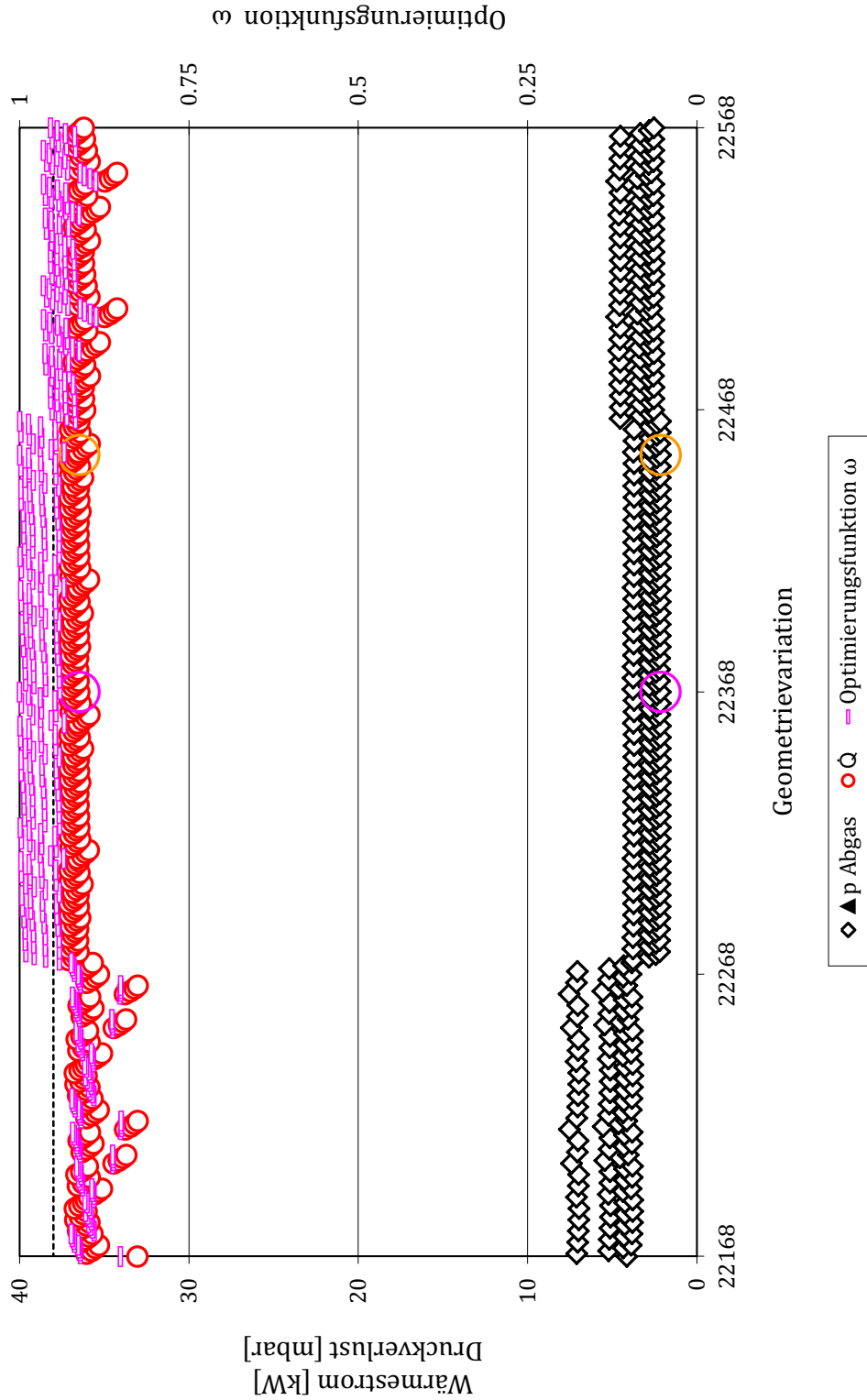


Abbildung A.55: Abgasseitiger Druckverlust $\Delta p_{HM} < 20$ mbar, Wärmestrom \dot{Q} und Optimierungsfunktion ω für *KSPL-Eth-01* bis *KSPL-Eth-23040* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen - Detailansicht des Optimums der Optimierungsfunktion

Anm.: \dot{Q} und Δp_{HM} für Dampferzeuger *KSPL-Eth-22368* ($\omega(1, 5; 1; 5)) \hat{=}$ ○ und für *KSPL-Eth-22452* ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}) \hat{=}$ ○

	KSPL-Eth-22368	Einheit
Optimierungskriterium	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$	
Plattenanzahl HM	27	-
Plattenanzahl AM	28	-
Kanalanzahl HM	13	-
Kanalanzahl AM	80	-
Kanalhöhe HM	7,2	mm
Kanalbreite HM	4,5	mm
Kanalhöhe AM	0,5	mm
Kanalbreite AM Erwärmung	4	mm
Kanalbreite AM Verdampfung	4	mm
Kanalbreite Überhitzung	3	mm
Wirbelzellenlänge HM	4,6	mm
Passzahl AM Erwärmung	3	-
Passzahl AM Verdampfung	1	-
Passzahl AM Überhitzung	1	-
$A_{DE, HM}$	2,72	m^2
$A_{DE, AM}$	1,16	m^2
$A_{DE, m}$	1,94	m^2
Gewicht	4,39	kg
BWF ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$)	99,9	%
BWF (\dot{Q}/m)	88,9	%
BWF (η_{DE})	95,8	%
Optimierungsfunktion $\omega(1, 5; 1; 5)$	100	%
Wärmestrom \dot{Q} (BP III)	36,5	kW
Druckverlust HM Δp_{HM} (BP III)	2,15	mbar
Druckverlust AM Δp_{AM} (BP III)	7,69	bar

Tabelle A.27: Ausgewählter *KSPL-Eth*-Dampferzeuger hinsichtlich BP I, II und III entsprechend Optimierungsfunktion ω bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Detaillierte Erklärung der Geometrie Größen s. Abb. 4.39 und Anhang A.9 Abb. A.20. AM $\hat{=}$

Arbeitsmedium, A $\hat{=}$ Fläche, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, BWF $\hat{=}$

Bewertungsfunktion, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, m $\hat{=}$ Masse, BP $\hat{=}$ Betriebspunkt.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω entsprechend Gl.

4.8.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 22452	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 23037	η_{DE} KSPL- Eth-9372	$\omega(1;1;2)^*$ KSPL- Eth- 22464	$\omega(1;1;3)^*$ KSPL- Eth- 22368	$\omega(1,5;1;5)^*$ KSPL- Eth- 22368	Einheit
Thermische Energie	18,60	18,25	19,13	18,58	18,58	18,58	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	20,7	9,7	7,0	20,7	20,7	20,7	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	22,8	10,3	8,2	22,8	22,8	22,8	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	19,6	7,4	7,7	19,6	19,6	19,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,16	0,19	0,11	0,16	0,16	0,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,85	0,96	0,56	0,85	0,85	0,85	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,98	3,35	2,00	3,00	3,00	3,00	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,16	0,36	0,47	0,16	0,16	0,16	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	1,85	5,59	4,96	1,85	1,85	1,85	mbar
Gewicht	4,43	3,86	6,80	3,39	4,39	4,39	kg

Tabelle A.28: Fahrzyklusergebnisse der für BP III ausgewählten Dampferzeuger *KSPL-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationseingangsdaten.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 22440	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 23037	η_{DE} KSPL- Eth- 18584	$\omega(1; 1; 2)^*$ KSPL- Eth- 22368	$\omega(1; 1; 3)^*$ KSPL- Eth- 22368	$\omega(1, 5; 1; 5)^*$ KSPL- Eth- 22368	Einheit
Thermische Energie	18,61	18,25	19,10	18,58	18,58	18,58	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	20,3	9,7	8,1	20,7	20,7	20,7	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	22,8	10,3	9,6	22,8	22,8	22,8	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	19,7	7,4	8,6	19,6	19,6	19,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,16	0,19	0,13	0,16	0,16	0,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,83	0,96	0,66	0,85	0,85	0,85	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,94	3,35	2,35	3,00	3,00	3,00	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,16	0,36	0,40	0,16	0,16	0,16	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	1,85	5,59	4,42	1,85	1,85	1,85	mbar
Gewicht	4,49	3,86	5,78	4,39	4,39	4,39	kg

Tabelle A.29: Fahrzyklusergebnisse der für BP II ausgewählten Dampferzeuger *KSPL-Eth* bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationsgenauigkeit.

Auswahl entsprechend Bewertungs- bzw. Optimierungsfunktion	$\dot{Q}/\Delta p_{HM}$ KSPL- Eth- 22284	\dot{Q}/m KSPL- Eth- 23057	η_{DE} KSPL- Eth-201	$\omega(1;1;2)^*$ KSPL- Eth- 22320	$\omega(1;1;3)^*$ KSPL- Eth- 22320	$\omega(1,5;1;5)^*$ KSPL- Eth- 22320	Einheit
Thermische Energie	18,63	18,25	19,12	18,57	18,57	18,57	MJ
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Stadt	20,4	9,7	2,7	20,4	20,4	20,4	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Landstr.	22,9	10,3	3,2	22,8	22,8	22,8	kJ/mbar
$(\dot{Q}/\Delta p_{HM})_{MW}$ CADC-Autobahn	19,6	7,4	3,0	19,6	19,6	19,6	kJ/mbar
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Stadt	0,15	0,19	0,08	0,16	0,16	0,16	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Landstr.	0,80	0,96	0,45	0,85	0,85	0,85	kW/kg
$(\dot{Q}/m)_{MW}$ CADC-Autobahn	2,82	3,35	1,59	3,00	3,00	3,00	kW/kg
$\Delta p_{HM_{MW}}$ CADC-Landstr.	0,16	0,36	1,20	0,16	0,16	0,16	mbar
$\Delta p_{HM_{max}}$ CADC-Autobahn	1,88	5,59	13,37	1,85	1,85	1,85	mbar
Gewicht	4,68	3,86	8,55	4,40	4,40	4,40	kg

Tabelle A.30: Fahrzyklusergebnisse der für BP I ausgewählten Dampferzeuger $KSPL-Eth$ bei erw. Geometriegültigkeitsgrenzen

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom, $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $m \hat{=}$ Masse, $\eta_{DE} \hat{=}$ Dampferzeugernutzungsgrad, $MW \hat{=}$ Mittelwert, $CADC \hat{=}$ Common ARTEMIS Driving Cycle, $\max \hat{=}$ maximal.

* Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω und $\hat{\omega}_{RB}$ entsprechend der Gl. 4.8 und 4.10.

** Die vier Nachkommastellen dienen der Unterscheidung und der Bestimmung der Tendenz der Ergebnisse. Sie entsprechen nicht der Simulationseingangsdaten.

A.11.4 Modellansätze, Simulationsannahmen und Kontrollrechnungen

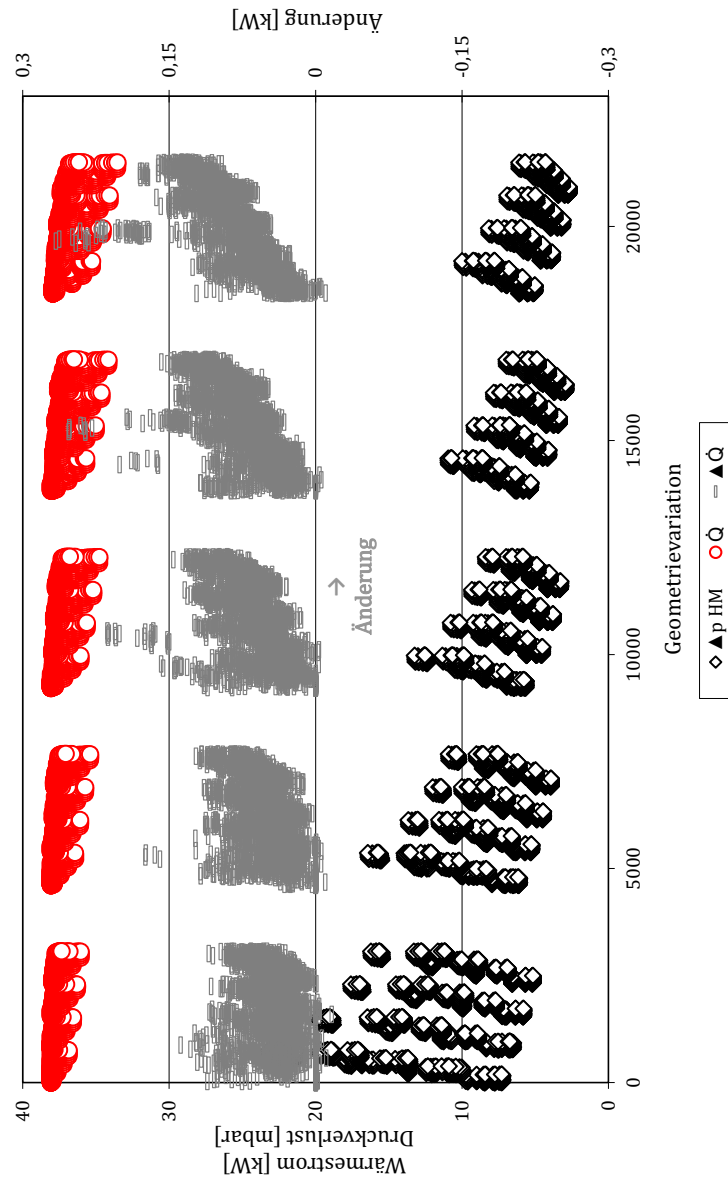
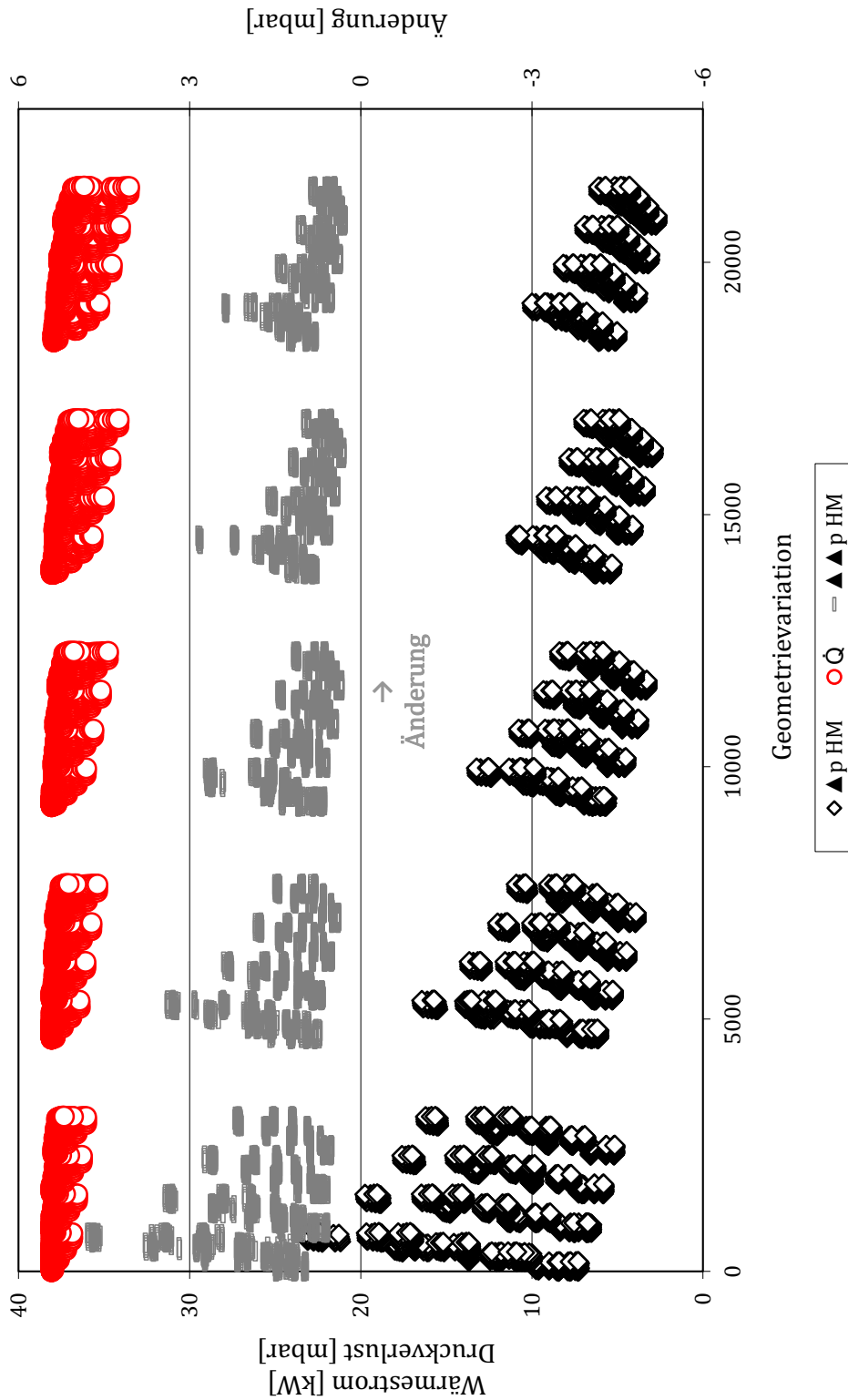


Abbildung A.56: Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta\dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des hydraulischen Durchmessers d_{hyd} im *KSPL-Eth*

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium,



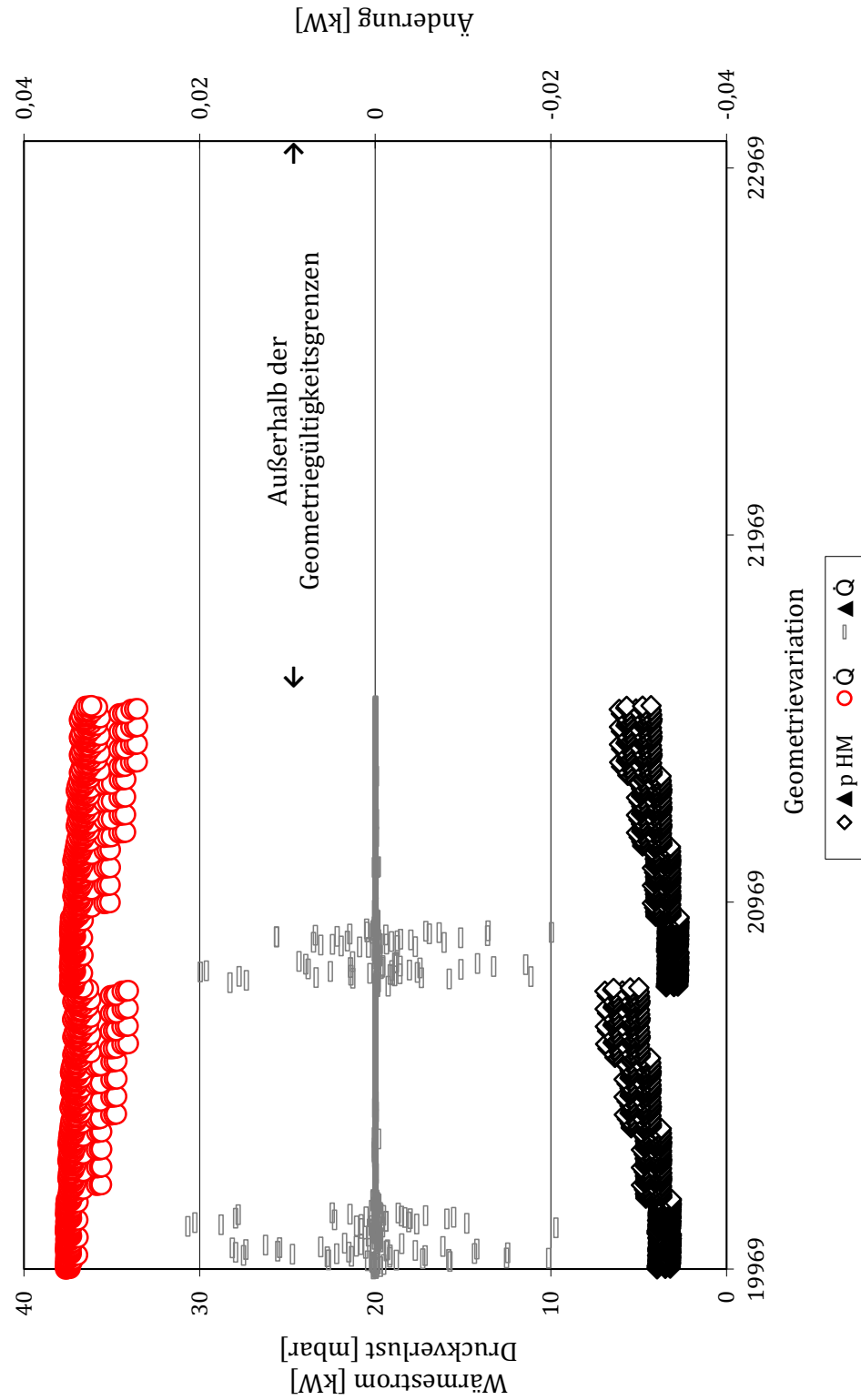


Abbildung A.58: Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

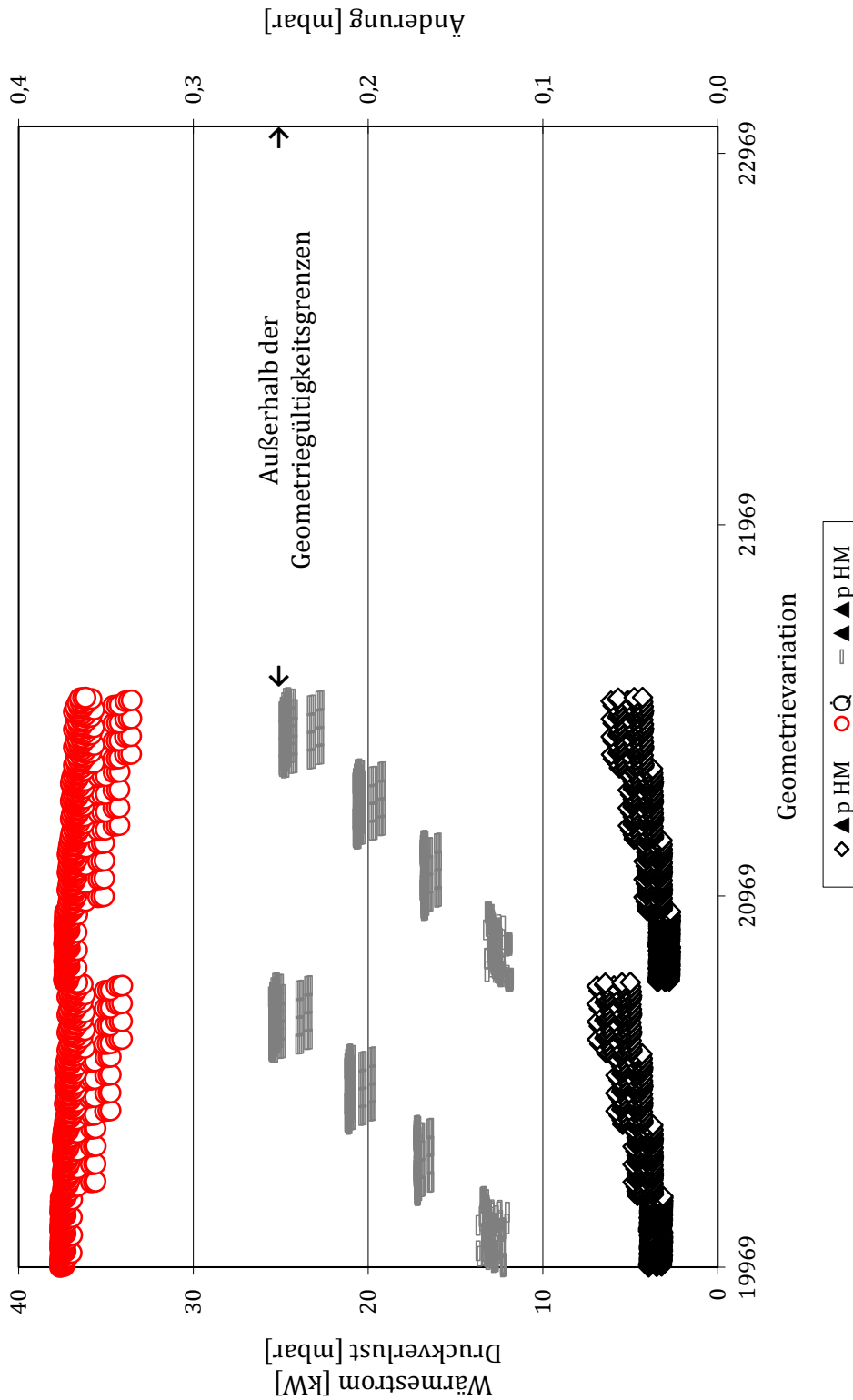


Abbildung A.59: Absolute Änderung des abgasseitigen Druckverlustes $\Delta \Delta p_{HM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*

Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

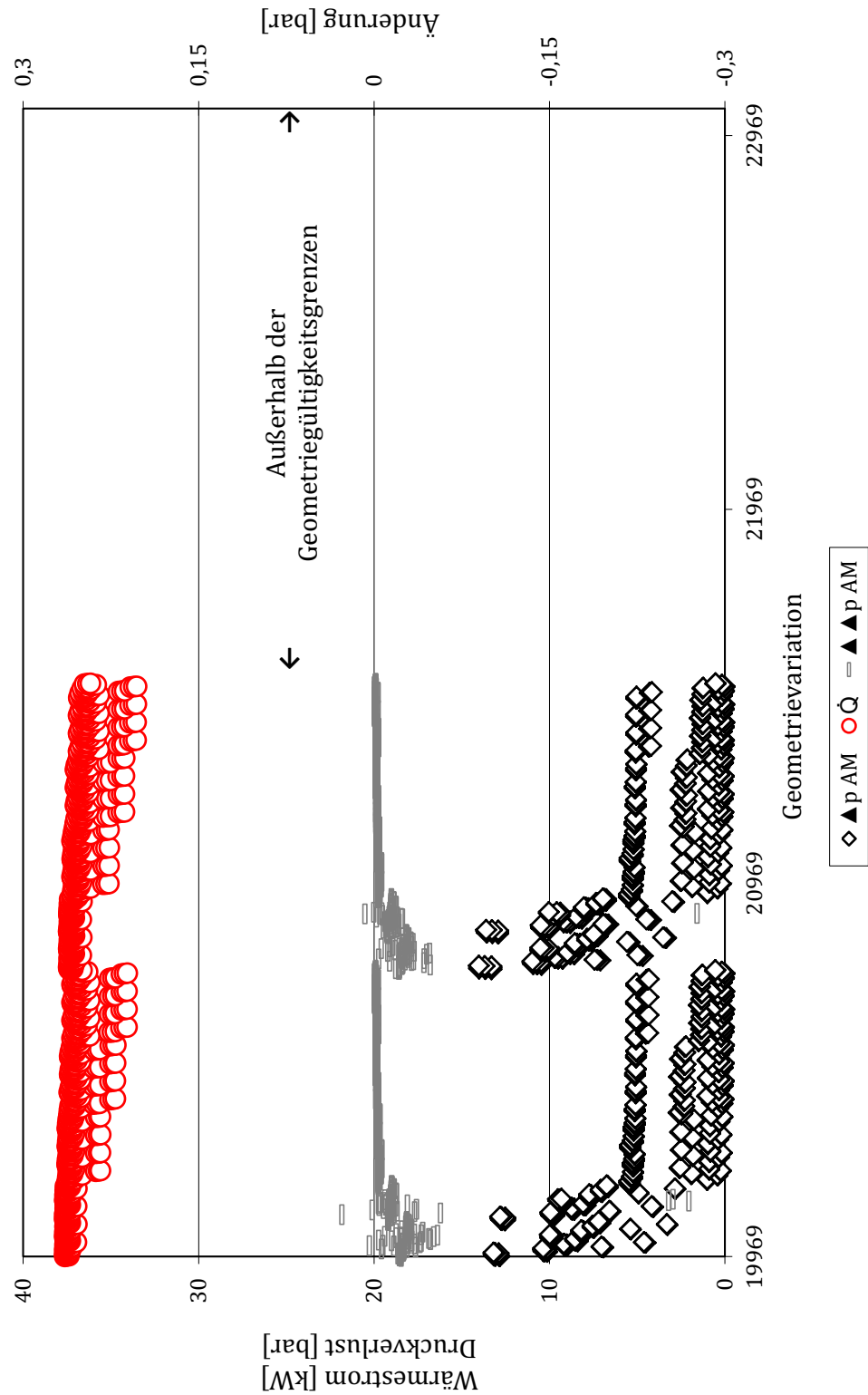


Abbildung A.60: Absolute Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Beschleunigungsdruckverlusts im *KSPL-Eth*
Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

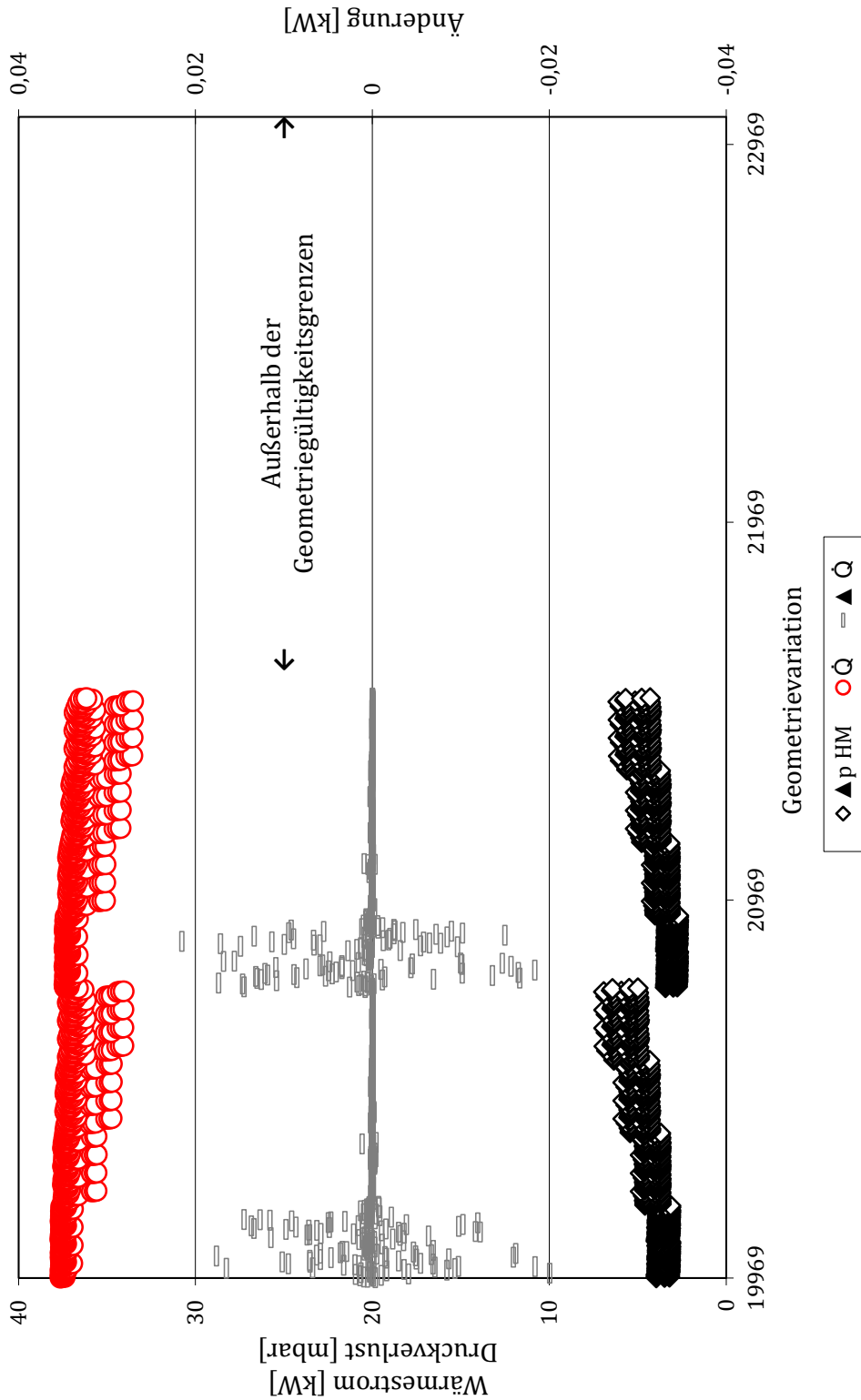


Abbildung A.61: Absolute Änderung des Wärmestroms $\Delta \dot{Q}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im *KSPL-Eth*

Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium.

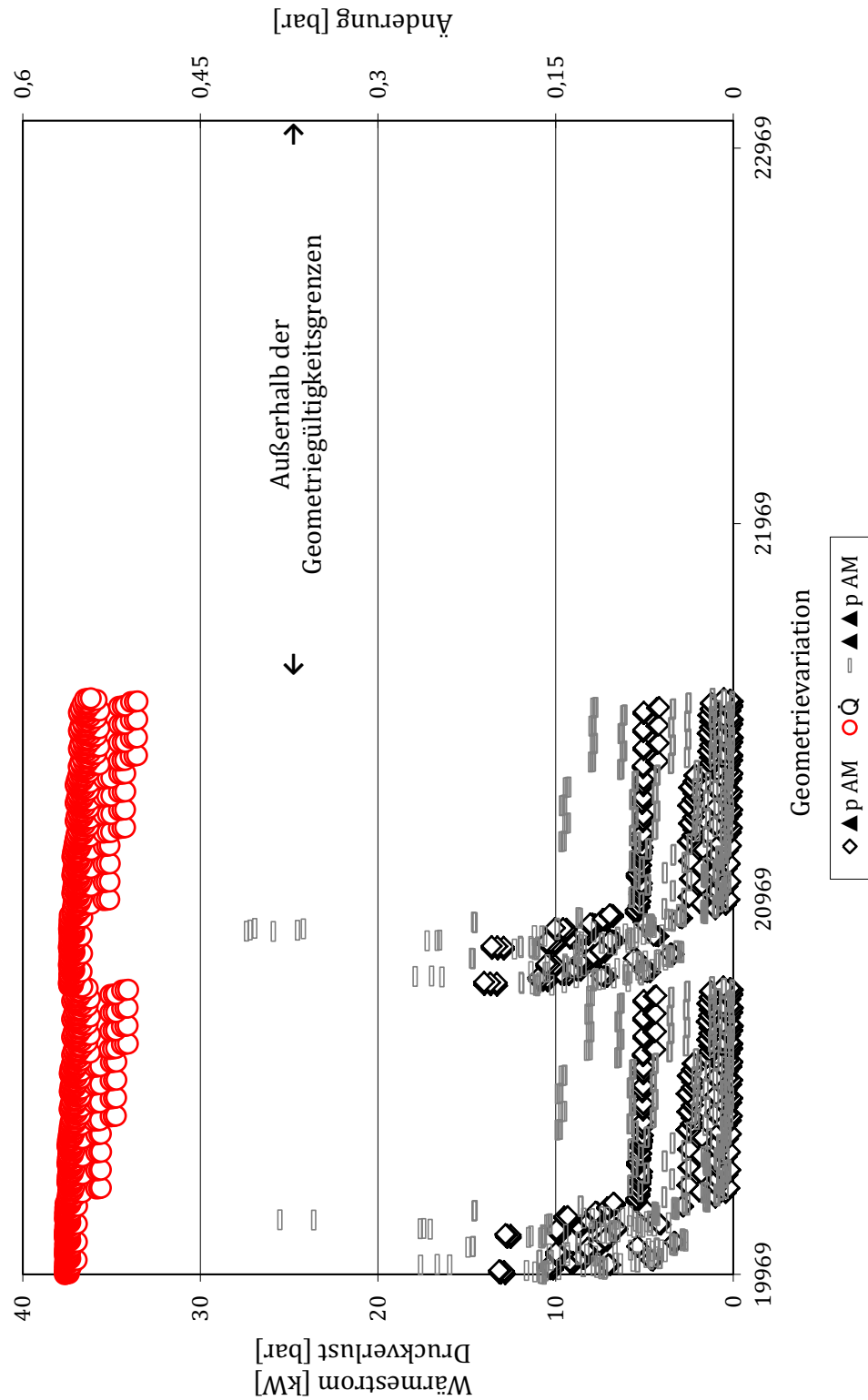


Abbildung A.62: Absolute Änderung des arbeitsmedienseitigen Druckverlustes $\Delta\Delta p_{AM}$ bei Variation der Berechnung des Widerstandsbeiwerts im *KSPL-Eth*
 Anm.: $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

Sektor	I	IIa	IIb	IIc	IId	IIe	III	Einheit
Vereinfachte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W_{HM,m}}$	189,2	283,5	230,3	233,1	238,5	421,3	392,2	°C
$T_{W_{AM,m}}$	188,5	281,8	228,6	231,3	236,7	419,6	389,5	°C
Detaillierte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W_{HM,m}}$	185,5	283,1	230,8	233,9	239,6	421,4	391,4	°C
$T_{W_{AM,m}}$	185,5	281,7	228,6	231,3	236,7	419,5	390,4	°C
Änderung (absolut und prozentual)								
$\Delta T_{W_{HM,m}}$	3,7	0,4	-0,5	-0,8	-1,1	-0,1	0,8	K
$\Delta T_{W_{AM,m}}$	0,0	0,1	0,0	0,1	0,1	0,1	-0,9	K
$\Delta T_{W_{HM,m}}$	1,93	0,14	-0,20	-0,35	-0,47	-0,03	0,20	%
$\Delta T_{W_{AM,m}}$	1,58	0,04	0,02	0,03	0,04	0,02	-0,24	%

Tabelle A.31: Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W_{HM,m}}$ und $T_{W_{AM,m}}$ für jeden Sektor für *RRB-Eth-14230*

Anm.: Erklärung der Sektoreinteilung s. Kapitel 2.3 Abb. 2.8.

Sektor	I	IIa	IIb	IIc	IIId	IIe	III	Einheit
Vereinfachte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W_{HM,m}}$	143,8	245,2	229,2	229,7	230,7	251,2	261,4	°C
$T_{W_{AM,m}}$	143,3	243,7	227,7	228,2	229,2	249,6	258,9	°C
Detaillierte Wandtemperaturberechnung								
$T_{W_{HM,m}}$	147,1	245,6	230,2	230,7	231,5	250,5	260,7	°C
$T_{W_{AM,m}}$	147,0	240,4	227,4	227,5	227,8	246,4	259,2	°C
Änderung (absolut und prozentual)								
$\Delta T_{W_{HM,m}}$	-3,3	-0,4	-1,0	-1,0	-0,7	0,8	0,7	K
$\Delta T_{W_{AM,m}}$	-3,7	3,3	0,4	0,7	1,4	3,3	-0,3	K
$\Delta T_{W_{HM,m}}$	-2,31	-0,18	-0,43	-0,42	-0,32	0,31	0,29	%
$\Delta T_{W_{AM,m}}$	-2,62	1,35	0,16	0,29	0,59	1,32	-0,10	%

Tabelle A.32: Mittlere abgas- und arbeitsmedienseitige Wandtemperaturen $T_{W_{HM,m}}$ und $T_{W_{AM,m}}$ für jeden Sektor für *KSPL-Eth-20928*

Anm.: Erklärung der Sektoreinteilung s. Kapitel 2.3 Abb. 2.8.

	<i>RB-Eth- 1672</i>	<i>RRB-Eth- 14280</i>	<i>KSPL-Eth- 9372</i>	Zykluszeit
zeitlicher Anteil				
<i>Stadt</i>	55,9%	47,6%	91,2%	993 s
<i>Landstraße</i>	24,6%	22,9%	27,0%	1082 s
<i>Autobahn</i>	16,1%	15,3%	17,1%	1068 s
Referenzfahrzyklus	17,7%	15,0%	28,8%	3143 s
energetischer Anteil				
<i>Stadt</i>	73,3%	63,1%	89,6%	-
<i>Landstraße</i>	12,7%	10,9%	15,5%	-
<i>Autobahn</i>	3,7%	3,2%	4,5%	-
Referenzfahrzyklus	2,8%	2,4%	3,4%	-

Tabelle A.33: Ergebnisse der Trägheitsanalyse für *RB-Eth-1672*, *RRB-Eth-14280* und *KSPL-Eth-9372*
- Optimierung η_{DE} , prozentuale Anteile

	<i>RB-Eth- 5796</i>	<i>RRB-Eth- 17570</i>	<i>KSPL-Eth- 20928</i>	Zykluszeit
zeitlicher Anteil				
<i>Stadt</i>	22,5%	13,6%	46,4%	993 s
<i>Landstraße</i>	10,2%	7,4%	22,2%	1082 s
<i>Autobahn</i>	8,9%	8,2%	14,9%	1068 s
Referenzfahrzyklus	7,1%	4,3%	14,7%	3143 s
energetischer Anteil				
<i>Stadt</i>	16,2%	14,2%	59,1%	-
<i>Landstraße</i>	2,8%	2,4%	10,2%	-
<i>Autobahn</i>	0,8%	0,7%	3,0%	-
Referenzfahrzyklus	0,6%	0,5%	2,2%	-

Tabelle A.34: Ergebnisse der Trägheitsanalyse für *RB-Eth-5796*, *RRB-Eth-17570* und *KSPL-Eth-20928*
- Optimierung $\omega(1; 1; 2)^*$, prozentuale Anteile

Anm.: * Die Zuordnung der Gewichtungsfaktoren erfolgt für die Optimierungsfunktion ω
entsprechend Gl. 4.8.

	schwerster RB (5,5 kg)	schwerster RRB (4,6 kg)	schwerster KSPL (8,7 kg)	Zykluszeit
zeitlicher Anteil				
<i>Stadt</i>	72,8%	62,5%	110,2%	993 s
<i>Landstraße</i>	25,3%	24,9%	31,6%	1082 s
<i>Autobahn</i>	16,4%	16,2%	18,4%	1068 s
Referenzfahrzyklus	23,0%	19,8%	31,6%	3143 s
energetischer Anteil				
<i>Stadt</i>	78,5%	75,5%	110,7%	-
<i>Landstraße</i>	13,6%	13,1%	19,2%	-
<i>Autobahn</i>	4,0%	4,0%	5,6%	-
Referenzfahrzyklus	3,0%	2,8%	4,2%	-

Tabelle A.35: Ergebnisse der Trägheitsanalyse für den schwersten Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeits- und Druckverlustgrenzen - prozentuale Anteile

	schwerster RB (5,5 kg)	schwerster RRB (4,6 kg)	schwerster KSPL (8,7 kg)	Einheit
Masse m	5,50	4,63	8,71	kg
Spez. Wärmekapazität c_p	0,47	0,47	0,47	kJ/kgK
Temperaturänderung ΔT	230	263	205	K
Thermische Energie E	595	572	839	kJ

Tabelle A.36: Randbedingungen der Trägheitsanalyse für den schwersten Rohrbündel-, Rippenrohrbündel- und Kreuzstromplattendampferzeuger bei Einhaltung der Gültigkeits- und Druckverlustgrenzen

A.12 Abgasdurchströmung der drei Dampferzeuger *RB-Eth-3524*, *RRB-Eth-14230* und *KSPL-Eth-20928*

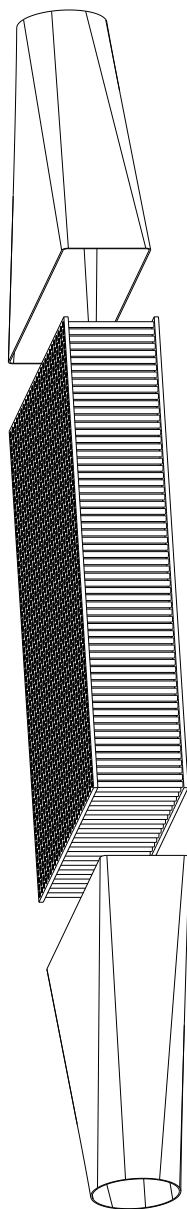


Abbildung A.63: Rohrbündeldampferzeuger *RB-Eth-3524* inkl. Trichter

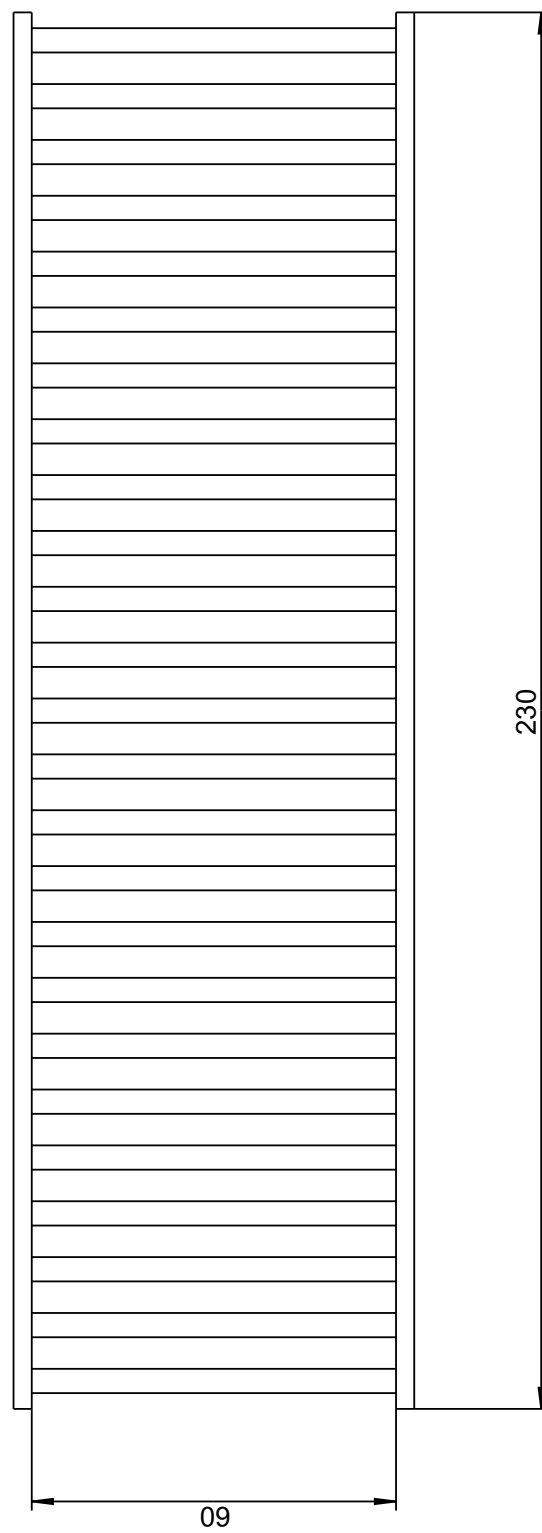


Abbildung A.64: Abgasseitige Anströmung des Rohrbündeldampferzeugers *RB-Eth-3524*

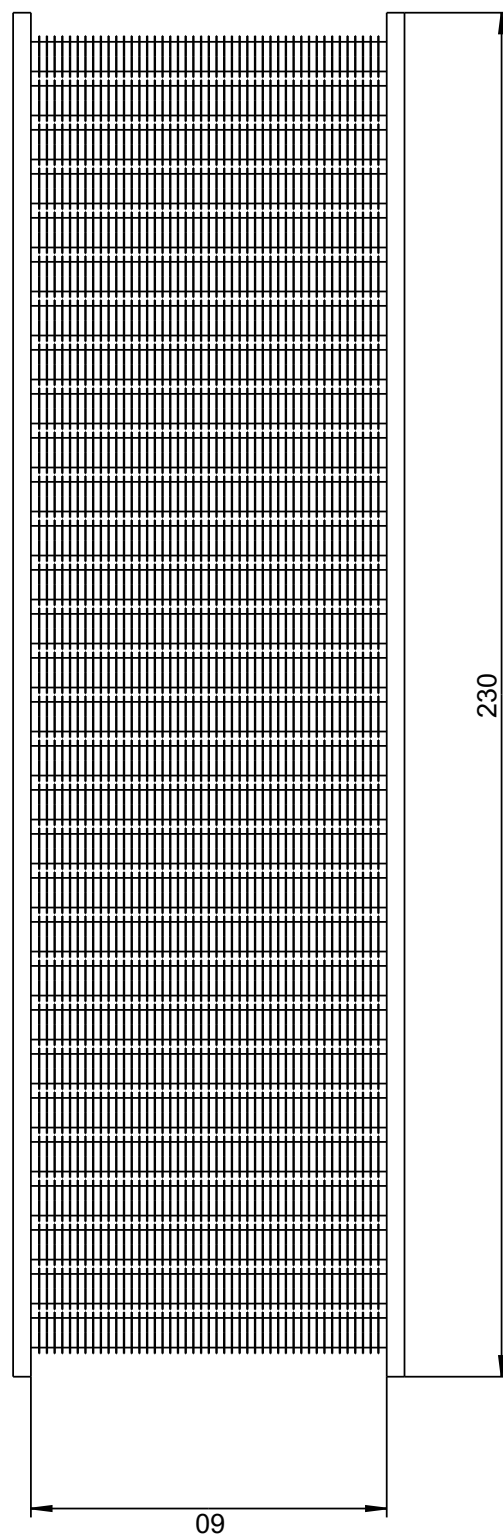


Abbildung A.65: Abgasseitige Anströmung des Rippenrohrbündeldampferzeugers *RRB-Eth-14230*

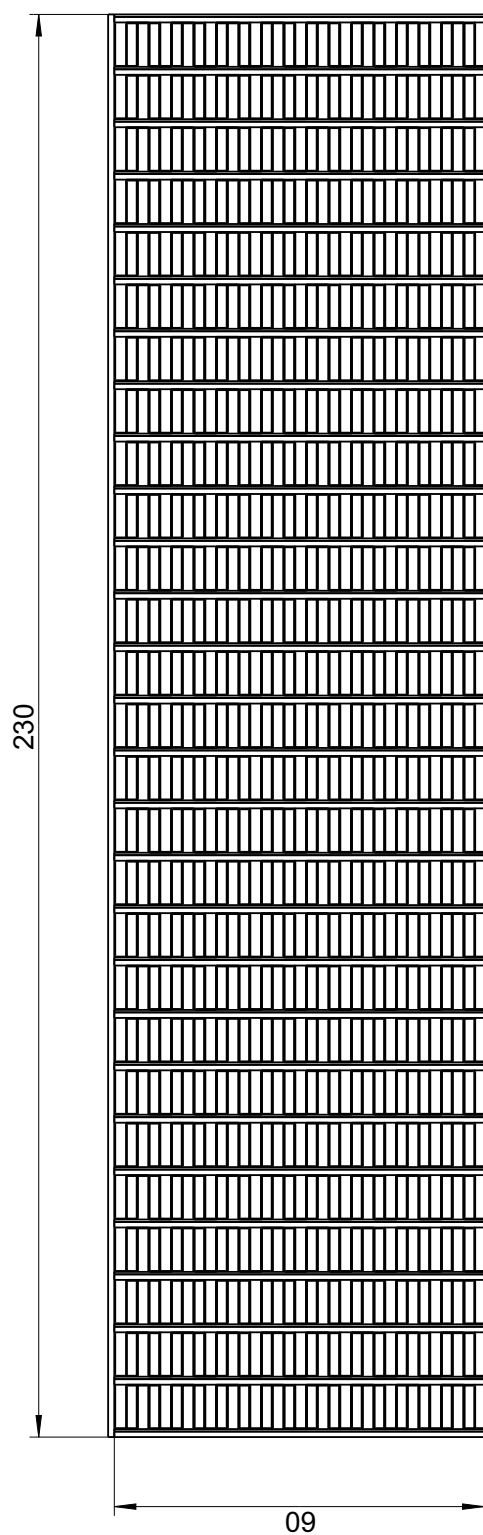


Abbildung A.66: Abgasseitige Anströmung des Kreuzstromplattendampferzeugers *KSPL-Eth-20928*

A.13 Alternative Optimierungsfunktion: Multiplikative Mittelung der Bewertungsfunktionen

Alternativ zur Mittelung der Bewertungsfunktionen anhand der Summe kann die Mittelung und somit die Optimierung auch mit einem anderen Ansatz umgesetzt werden. Neben der Addition stellt die Multiplikation einen weit verbreiteten und einfachen Mittelungsansatz dar und wird daher zum Vergleich genutzt. Beide Ansätze sind einfach anzuwenden sowie schnell nachzuvollziehen.

Im Folgenden wird der multiplikative Ansatz vorgestellt und dessen Ergebnisse mit den Ergebnissen der Addition verglichen. Wie in Gleichung A.11 aufgeführt, werden die Bewertungsfunktionen BWF_i beim multiplikativen Ansatz jeweils auf ihr Maximum normiert und multipliziert. Das Ergebnis des Produktes wird anschließend nochmals auf sein Maximum normiert.

$$\text{Multiplikative Mittelung} = \frac{\prod_{i=1}^n \left(\frac{BWF_i}{BWF_{i,max}} \right)}{\prod_{i=1}^n \left(\frac{BWF_i}{BWF_{i,max}} \right)_{max}} \quad (\text{A.11})$$

Führen die verschiedenen Ansätze zu deutlich unterschiedlichen Optima bzw. zu voneinander abweichenden Geometriebereichen, bedeutet dies, dass die Wahl des Optimierungsverfahrens das Optimum mitbestimmt. Dieses muss dem Anwender der Optimierung bewusst sein, da die Objektivität der Optimierung in diesem Fall eingeschränkt wird.

Da der in dieser Arbeit angewendete Ansatz des *Euklidischen Abstandes* eine Erweiterung der Addition darstellt, werden im folgenden Vergleich die Addition, die Multiplikation und der *Euklidische Abstand* als Mittelungsverfahren gegenübergestellt. Angewendet werden die additiven und multiplikativen Optimierungsansätze exemplarisch auf die Ergebnisse der Geometrieviation des Rohrbündeldampferzeugers im Betriebspunkt BP III. Die Bewertungsfunktionen sind hierbei $\dot{Q}/\Delta p_{HM}$, \dot{Q}/m und η_{DE} . Detaillierte Erklärungen der Bewertungsfunktionen sind im Kapitel 4.2.3 aufgeführt.

In Tabelle A.37 sind die besten 10 Dampferzeuger jedes der drei Optimierungsansätze aufgelistet. Hierbei zeigt sich, dass die Wahl des Optimierungsansatzes in diesem Anwendungsfall keinen signifikanten Einfluss auf die Optimierung hat. Die jeweils 10 besten Dampferzeuger jedes Ansatzes führen zu lediglich 12 verschiedenen Dampferzeugern. Alle drei Optimierungsansätze führen zudem zum selben optimalen Geometriebereich im Geometrievariationsdiagramm (*RB-Eth-5730* bis *RB-Eth-5812*, s. Abb. A.67). Dies macht deutlich, dass sich die Geometrien der mit unterschiedlichen Op-

	<i>Summe</i>	<i>Produkt</i>	<i>Eukl. Abstand</i>
	$\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)_{max}}$	$\frac{\prod_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)}{\prod_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)_{max}}$	$\frac{\sum_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)}{\sum_{i=1}^n \left(\frac{BW F_i}{BW F_{i,max}} \right)_{max}}$
1.	<i>RB-Eth-5796</i>	<i>RB-Eth-5764</i>	<i>RB-Eth-5796</i>
2.	<i>RB-Eth-5794</i>	<i>RB-Eth-5762</i>	<i>RB-Eth-5794</i>
3.	<i>RB-Eth-5764</i>	<i>RB-Eth-5796</i>	<i>RB-Eth-5812</i>
4.	<i>RB-Eth-5762</i>	<i>RB-Eth-5794</i>	<i>RB-Eth-5810</i>
5.	<i>RB-Eth-5812</i>	<i>RB-Eth-5780</i>	<i>RB-Eth-5764</i>
6.	<i>RB-Eth-5810</i>	<i>RB-Eth-5778</i>	<i>RB-Eth-5762</i>
7.	<i>RB-Eth-5780</i>	<i>RB-Eth-5812</i>	<i>RB-Eth-5780</i>
8.	<i>RB-Eth-5778</i>	<i>RB-Eth-5810</i>	<i>RB-Eth-5804</i>
9.	<i>RB-Eth-5732</i>	<i>RB-Eth-5732</i>	<i>RB-Eth-5778</i>
10.	<i>RB-Eth-5730</i>	<i>RB-Eth-5730</i>	<i>RB-Eth-5802</i>

Tabelle A.37: Auflistung der besten 10 Dampferzeuger jedes der drei Optimierungsansätze - Summe, Produkt und *Euklidischer Abstand*

timierungsansätzen optimierten Dampferzeuger nur gering hinsichtlich der Geometrie unterscheiden. Es ist anzumerken, dass es sich bei der Gegenüberstellung der Verfahren um einen exemplarischen Vergleich, angewendet auf die Ergebnisse, und nicht um eine allgemeingültige Herleitung handelt.

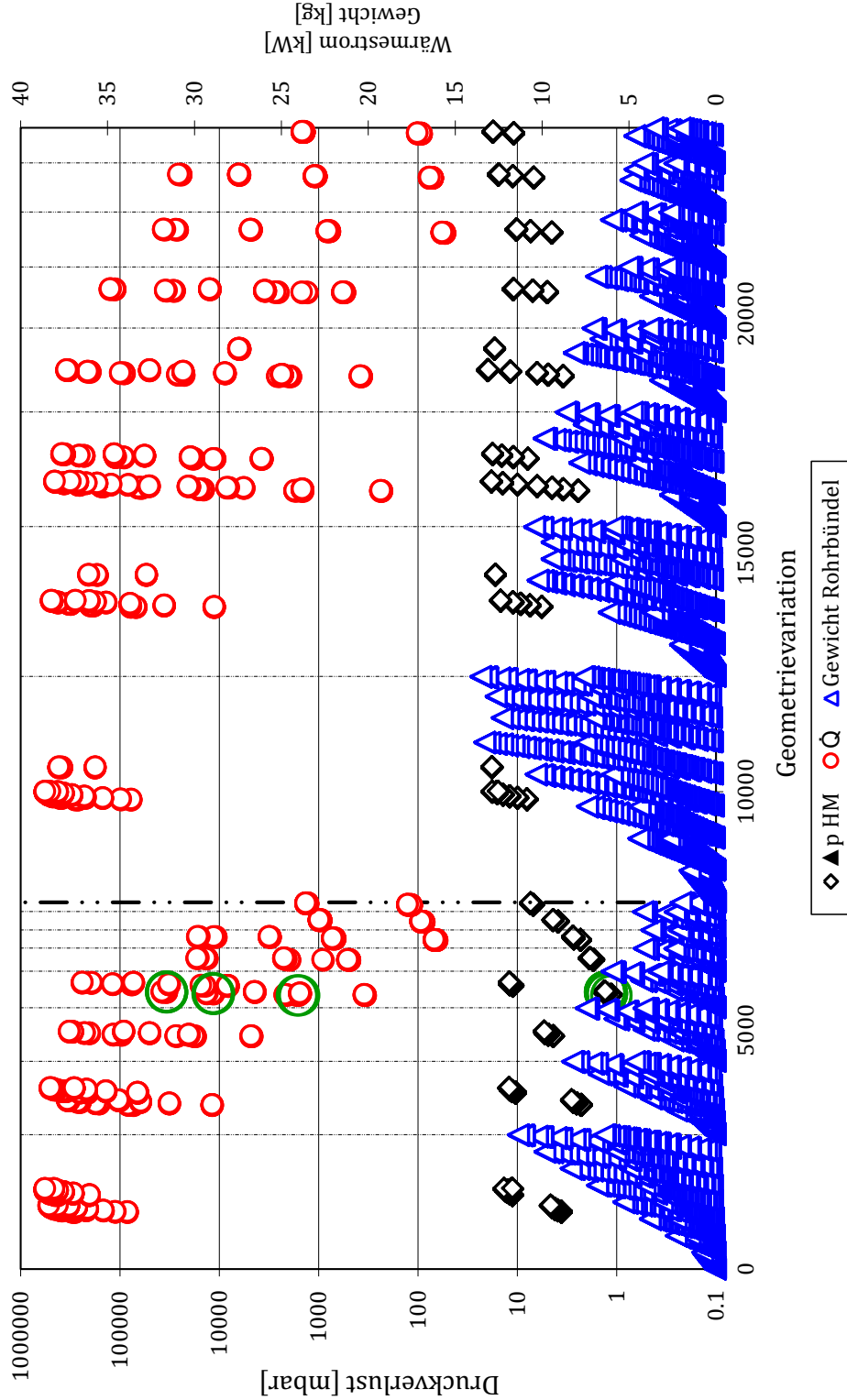


Abbildung A.67: Abgasseitiger Druckverlust Δp_{HM} , Wärmestrom \dot{Q} und Rohrbündelgewicht m für *RB-Eth-01* bis *RB-Eth-23904* bei Einhaltung der Gültigkeitsgrenzen

Anm.: Kennzeichnung der besten 10 Dampferzeuger jedes Optimierungsansatzes (Summe, Produkt und *Euklidischer Abstand*) $\hat{=}$ ○.

A.14 CADC Fahrzyklusergebnisse für *RB-Eth-3524*

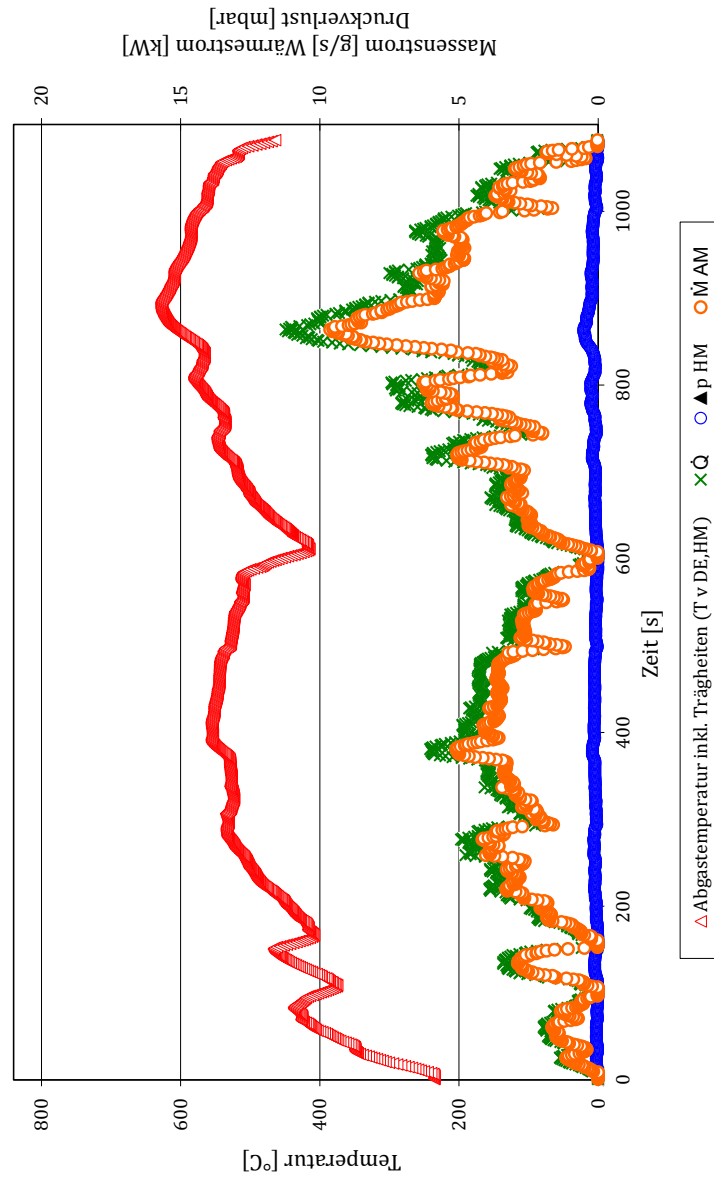


Abbildung A.68: *RB-Eth-3524* im Referenzzyklus CADC - Landstraße

Anm.: DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

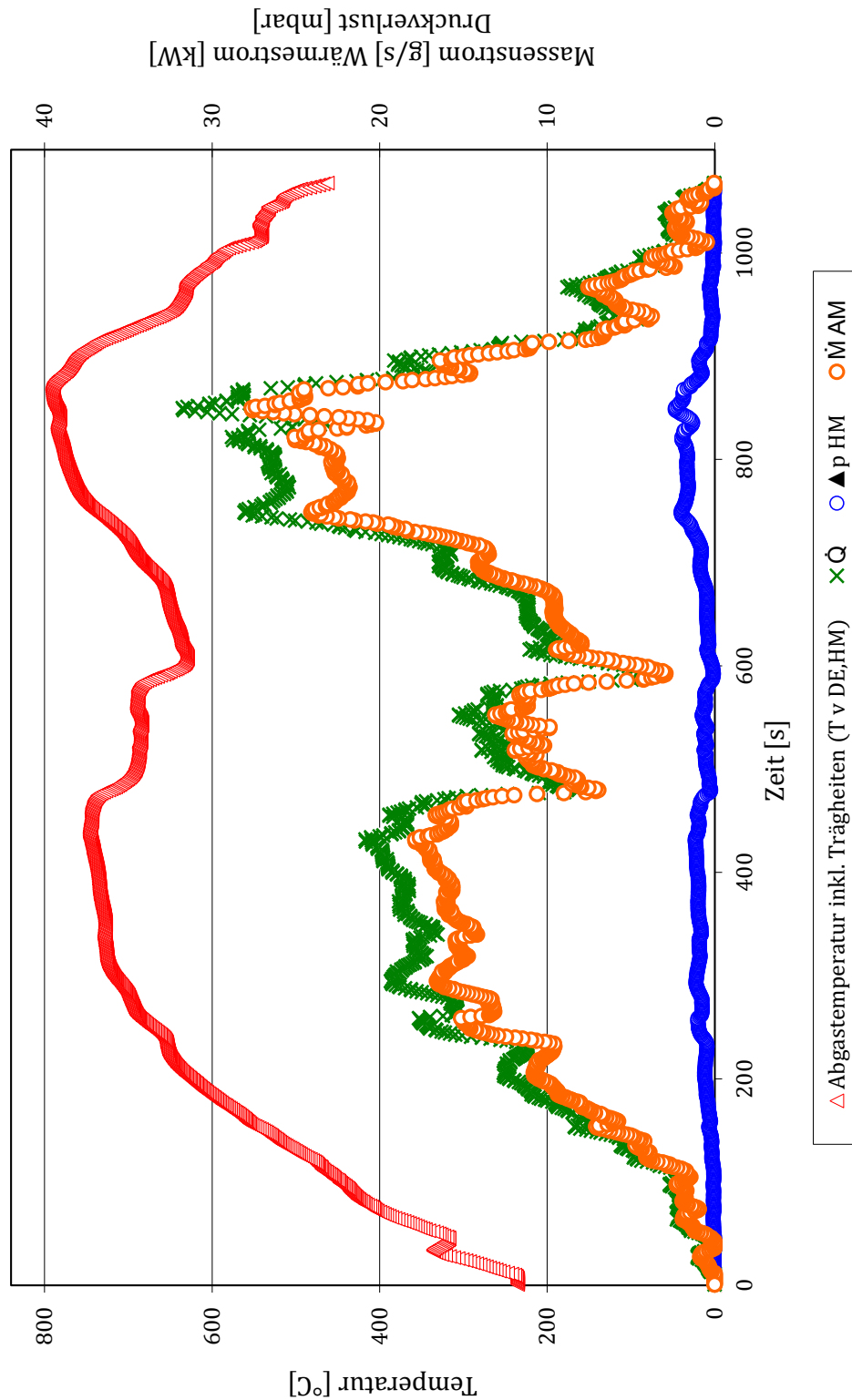


Abbildung A.69: RB-Eth-3524 im Referenzzyklus CADC - Autobahn

Anm.: DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, \dot{Q} $\hat{=}$ Wärmestrom, Δp $\hat{=}$ Druckverlust, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

A.15 Einfluss der Bewertungsfunktionen BWF A, B und C und ihrer Gewichtungskoeffizienten auf die Rohranordnung bzw. die Rohranzahl des Rohrbündeldampferzeugers

Um den Einfluss der drei Bewertungsfunktionen BWF A ($\dot{Q}/\Delta p_{HM}$), B (\dot{Q}/m) und C (η_{DE}) auf die Geometrie bzw. die Rohranordnung zu untersuchen, werden zum einen die Grenzfälle *ein Rohr* und *endlich viele Rohre* und zum anderen die beiden Rohranordnungen *fluchtend* und *versetzt* betrachtet. Weniger als ein Rohr ist nicht möglich, da sonst keine Trennung der beiden Medien vorliegt. Der Grenzfall endlich vieler Rohre ist nur mit einer versetzten Rohranordnung zu realisieren, da hier eine größere Packungsdichte möglich ist. Somit steht der Grenzfall *unendlich vieler Rohre* für die versetzte Rohranordnung. Der Grenzfall *ein Rohr* bzw. *möglichst wenig Rohre* kann sowohl mit einer fluchtenden als auch mit einer versetzten Rohranordnung umgesetzt werden. Die fluchtende Rohranordnung führt jedoch bei gleicher Rohranzahl zu einem geringeren abgasseitigen Druckverlust und zu einem geringeren abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten.

Neben den Bewertungsfunktionen hat der zur Verfügung stehende Bauraum ebenfalls einen Einfluss auf die Geometrie und somit auch auf die Rohranordnung. Bei einem großen Bauraum führt eine große Wärmeübertragerfläche nicht gleich zu einer zu geringen freien Durchströmungsfläche auf der Abgasseite. Somit entsteht bei einem großen Bauraum nicht gleich ein Zielkonflikt zwischen übertragenem Wärmestrom und abgasseitigem Druckverlust. Dies ist bei der abschließenden Bewertung der Grenzfälle zu beachten. Im Folgenden werden die Auswirkungen einer Änderung der einzelnen Gewichtungskoeffizienten der drei Bewertungsfunktionen hinsichtlich der Geometrie (fluchtende oder versetzte Rohranordnung sowie *ein Rohr* oder *endlich viele Rohre*) betrachtet. Wenn in diesem Kapitel die Beschreibung maximal und minimal verwendet wird, ist dies immer in Bezug zu den Randbedingungen des Dampferzeugers zu setzen. Ein maximaler abgasseitiger Druckverlust bedeutet beispielsweise, dass bei den gegebenen Betriebsrandbedingungen (Temperatur und Massenstrom) und der betrachteten Geometrie der größte abgasseitige Druckverlust entsteht.

Bewertungsfunktion BWF A: Der Grenzfall *ein Rohr* führt zu einer maximalen freien Durchströmungsfläche auf der Abgasseite und einer minimalen Wärmeübertragerfläche. Dies bedingt bei einem festen Abgasmassenstrom sowohl einen minimalen abgasseitigen Druckverlust als auch einen minimalen übertragenen Wärmestrom. Da keiner der Werte null ist, kann nicht allgemeingültig bestimmt werden, ob das Ergebnis der BWF A gegen null oder gegen unendlich tendiert. Die Änderung des Gewichtungskoeffizienten

α führt nicht zu einer vorhersagbaren Änderung der betrachteten Geometrie Größen.

Gleiches, nur umgekehrt, gilt für den Grenzfall *unendlich vieler Rohre*. Es folgt eine minimale freie Durchströmungsfläche und eine maximale Wärmeübertragerfläche. Die freie Durchströmungsfläche wird nicht null, da ein Massenstrom für einen funktionsfähigen Wärmeübertrager strömen muss. Es ergibt sich ein maximaler Druckverlust und ein maximaler übertragener Wärmestrom. Da keiner der Werte unendlich groß ist, kann nicht allgemeingültig bestimmt werden, ob das Ergebnis der BWF A gegen null oder gegen unendlich tendiert.

Dies bedeutet, dass durch eine hohe Gewichtung der BWF A nicht automatisch eine Geometrie mit sehr wenigen oder sehr vielen Rohren begünstigt wird. Für die Frage nach der Rohranordnung gilt das Gleiche. Eine fluchtende Anordnung bedingt gegenüber einer Versetzten bei gleicher Anzahl an Rohren zwar einen geringeren abgasseitigen Druckverlust, jedoch auch einen niedrigeren abgasseitigen Wärmeübergangskoeffizienten.

Bewertungsfunktion BWF B: Die gleichen Zusammenhänge, die für die BWF A zutreffen, gelten auch für die BWF B. Der Grenzfall *ein Rohr* führt zu einer minimalen Wärmeübertragerfläche. Dies bedingt sowohl einen minimalen übertragene Wärmestrom als auch ein minimales Gewicht. Da keiner der Werte null ist, kann nicht allgemeingültig bestimmt werden, ob das Ergebnis der BWF B gegen null oder eins tendiert.

Für den Grenzfall *unendlich vieler Rohre* ergibt sich eine maximale Wärmeübertragerfläche und somit ein maximaler übertragener Wärmestrom und ein maximales Gewicht. Auch hier ist keiner der Werte unendlich und somit kann für die BWF B keine Tendenz gegen null oder gegen unendlich angegeben werden.

Eine hohe Gewichtung der BWF B begünstigt nicht automatisch eine Geometrie mit sehr wenigen oder sehr vielen Rohren. Bei der Frage nach der Rohranordnung führt jedoch eine hohe Gewichtung zu einer versetzten Rohranordnung. Bei gleicher Anzahl an Rohren überträgt ein Wärmeübertrager mit versetzter Rohranordnung aufgrund des höheren Wärmeübergangskoeffizienten auf der Abgasseite einen höheren Wärmestrom. Das Gewicht bleibt bei gleicher Rohranzahl gleich.

Bewertungsfunktion BWF C: Bei BWF C ist es eindeutig. Der Grenzfall *ein Rohr* führt zu einer minimalen Wärmeübertragerfläche und somit zu einem minimalen übertragene Wärmestrom. Eine Reduzierung der Gewichtung bedingt somit eine Verringerung der Anzahl der Rohre im Dampferzeuger. Gleiches gilt für die Rohranordnung. Eine niedrige Gewichtung begünstigt eher eine fluchtende als eine versetzte Anordnung.

Für den Grenzfall *unendlich vieler Rohre* gilt umgekehrtes. Dieser bedingt eine maximale Wärmeübertragerfläche und somit einen maximal übertragenen Wärmestrom. Eine hohe Gewichtung der BWF C begünstigt daher einen Dampferzeuger mit vielen Rohren und einer versetzten Rohranordnung.

Bei dieser Betrachtung sind zwei wichtige Punkte zu berücksichtigen. Zum einen werden die Bewertungsfunktionen und ihre Einflüsse isoliert bewertet und es wird nicht untersucht, ob sich z.B. eine Verdoppelung der Gewichtung bei allen Bewertungsfunktionen gleich auswirkt. Hiervon ist nicht auszugehen, da BWF A und BWF B neben dem abgasseitigen Druckverlust und dem Gewicht auch den übertragenen Wärmestrom berücksichtigen. BWF C berücksichtigt nur den übertragenen Wärmestrom. Somit muss eine hohe Gewichtung der BWF C bei der Optimierung mittels $\omega(\alpha; \beta; \gamma)$ nicht automatisch zu einem optimierten Rohrbündeldampferzeuger mit versetzter Rohranordnung führen. Die beiden Bewertungsfunktionen B und C haben ebenfalls einen Einfluss.

Zum anderen ist der bereits angesprochene Bauraum zu berücksichtigen. Je größer dieser ist, desto mehr Dampferzeuger haben einen niedrigen abgasseitigen Druckverlust und somit ein hohes Ergebnis bezüglich der BWF A. Insgesamt sind in diesem Fall mehr Dampferzeuger entsprechend der Optimierungsanforderung geeignet.

Zusammenfassend ist festzuhalten, dass der Einfluss der Bewertungsfunktionen auf die Tendenz der Geometrieausführung nicht allgemeingültig bestimmt werden kann.

A.16 Bewertung der Ergebnisse der erweiterten Geometriegültigkeitsgrenzen für *RB-Eth*

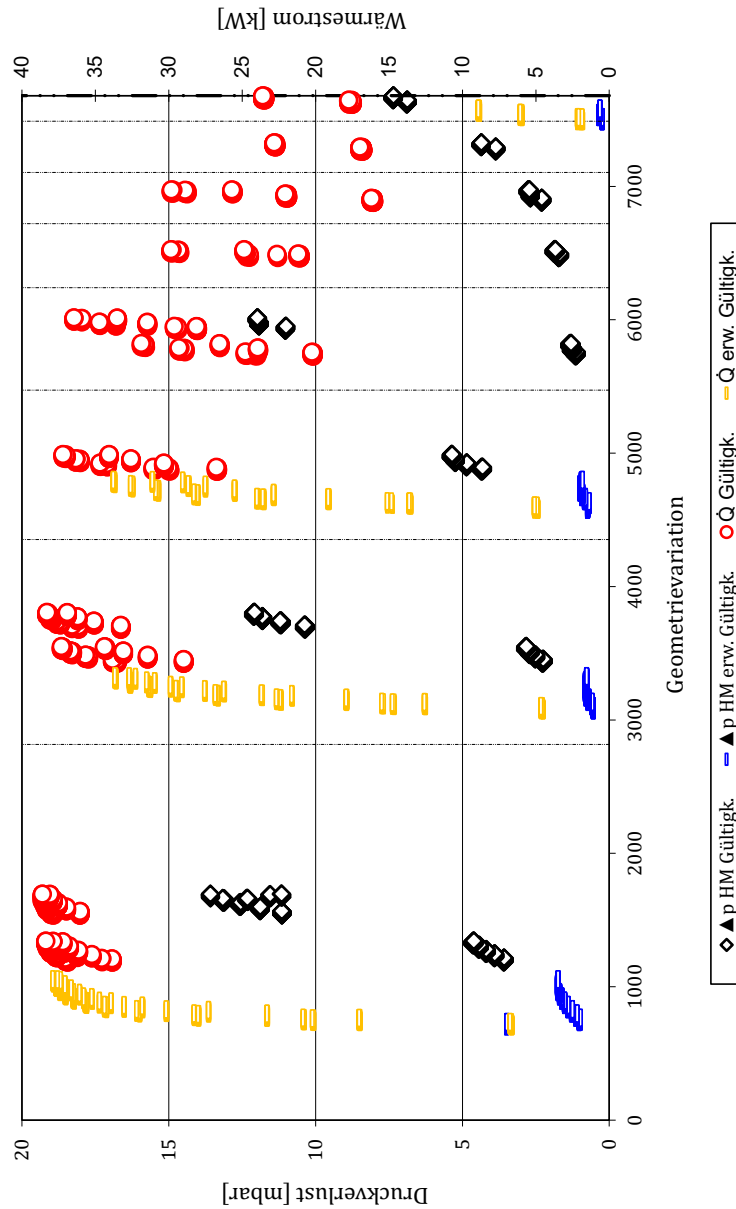


Abbildung A.70: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden *RB-Eth*: $a \leq 1,25$ und $3 < a \leq 5$
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

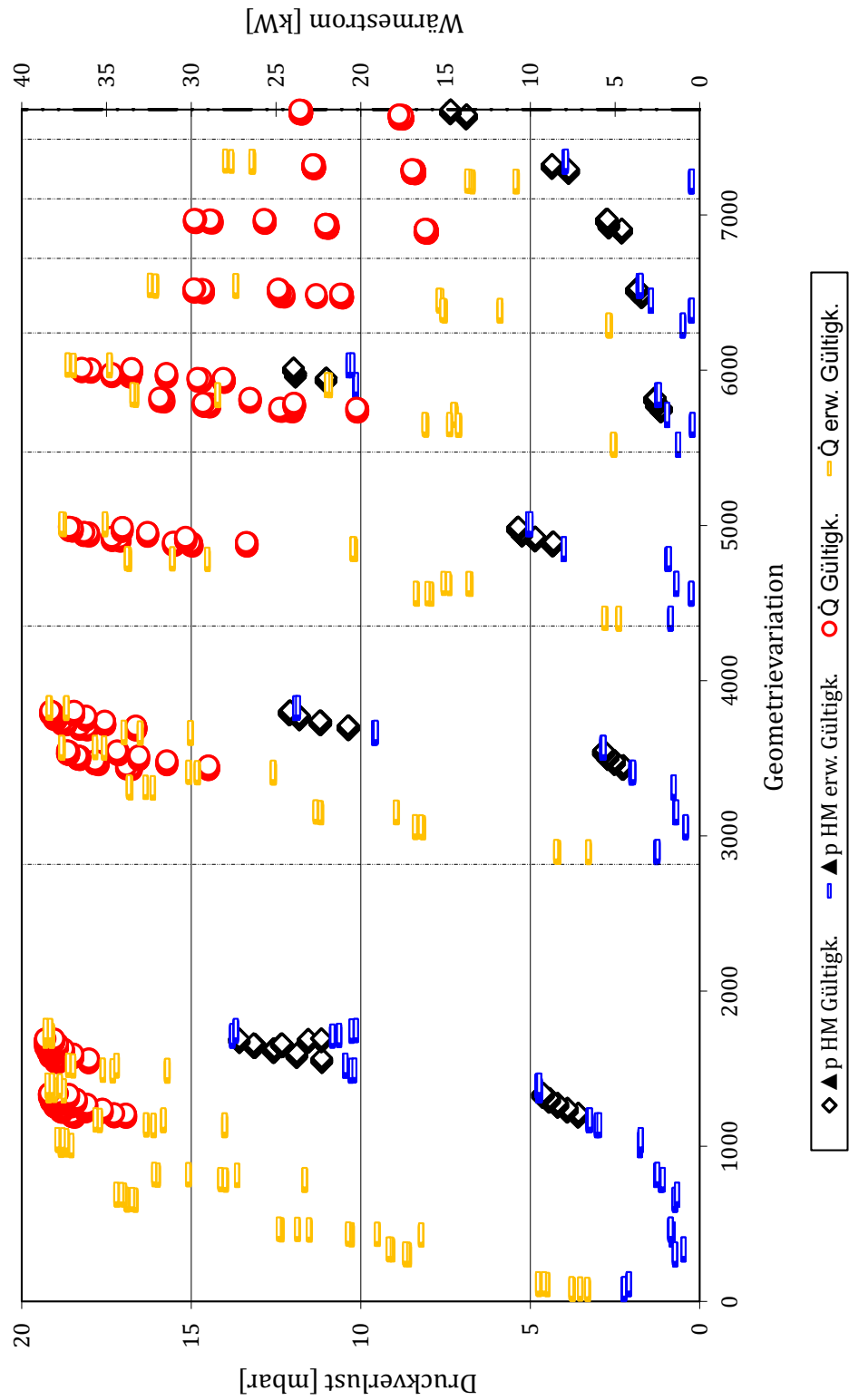


Abbildung A.71: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden *RB-Eth*: $b \leq 1, 2$ und $3 < b \leq 5$
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, HM $\hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

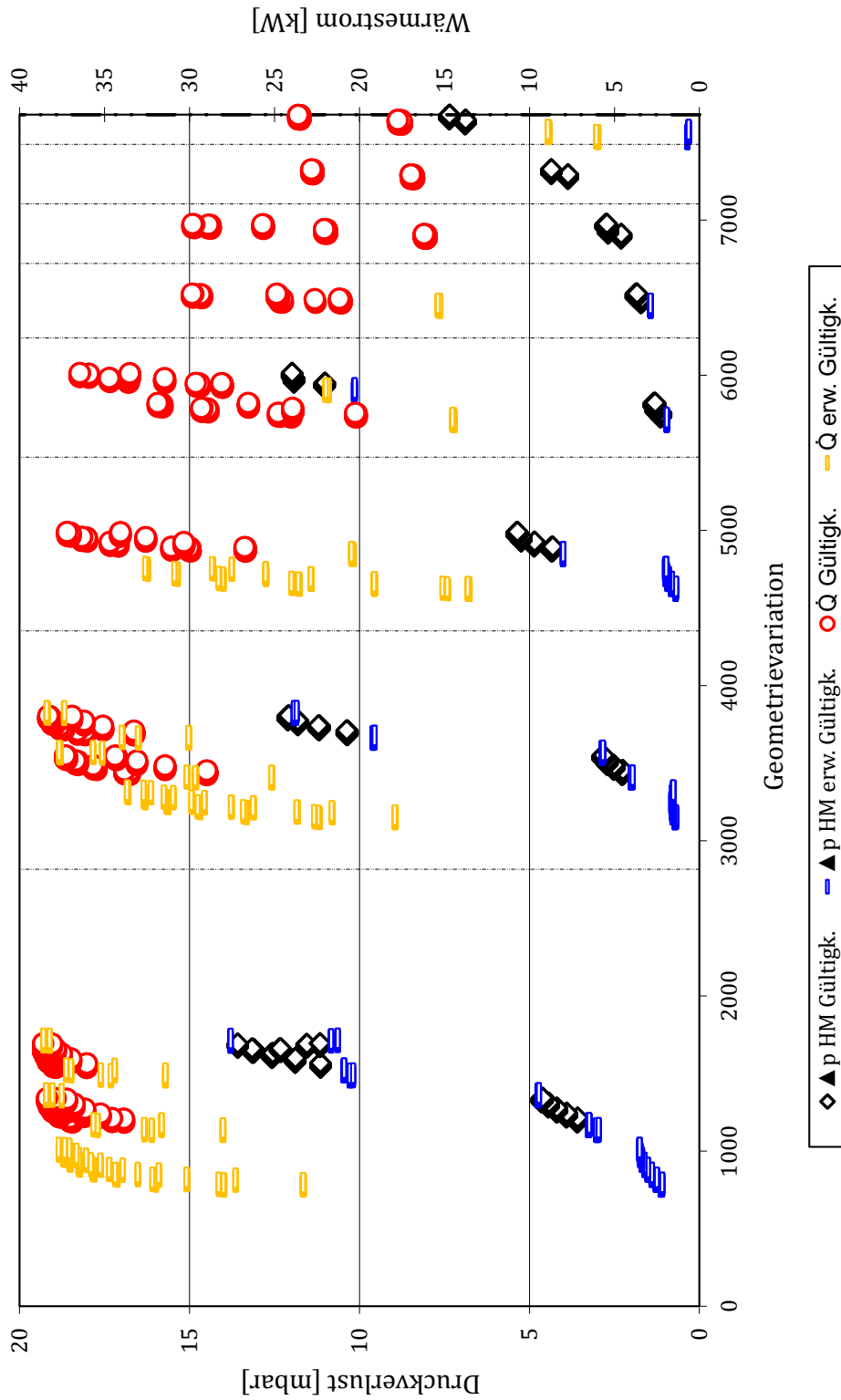


Abbildung A.72: Erw. Geometriegrenzenuntersuchung des fluchtenden *RB-Eth*: $a \leq 1,25$, $3 < a \leq 5$,
 $b \leq 1,2$ und $3 < b \leq 5$
Anm.: $\Delta p \hat{=}$ Druckverlust, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $\dot{Q} \hat{=}$ Wärmestrom.

A.17 Reglerkonzept für den Arbeitsmedienmassenstrom

Die automatisierte Regelung des Arbeitsmedienmassenstroms wird über die beiden Stellgrößen *Pumpendrehzahl* und *prozentuale Absteuerung mittels eines Nadelventils* realisiert. Hierbei ermöglicht das Absteuern des Arbeitsmediums die Bereitstellung von sehr geringen Massenströmen, ohne eine zusätzliche Pumpe für kleine Massenströme einzubauen. Die verwendete Pumpe kann zudem überdimensioniert werden und so hohe Drücke von bis zu 100 bar und Massenströme von bis zu 100 g/s fördern. Zwei PID-Regler liefern die Vorgaben für das Absteuerungsventil und für die Pumpendrehzahl und regeln somit zusammen den geforderten Massenstrom ein. Ein dritter PID-Regler steuert das Zusammenspiel beider Stellglieder und sorgt dafür, dass die Pumpe und das Absteuerventil immer im mittleren Arbeitsbereich betrieben werden. Dies ermöglicht ein schnelles Regeln auf die Führungsgröße sowohl bei Betriebspunktvariationen als auch bei Reglerabweichungen aufgrund von Störgrößen, da beide Regler den Massenstrom sofort erhöhen oder reduzieren können. Das entsprechende Reglerkonzept ist in Abbildung A.73 aufgezeigt. Eine detaillierte Erläuterung inklusive Parametrierung der Zeitkonstanten und Simulation der Sprungantworten stellt Lewerenz (2010, S. 27-39) vor.

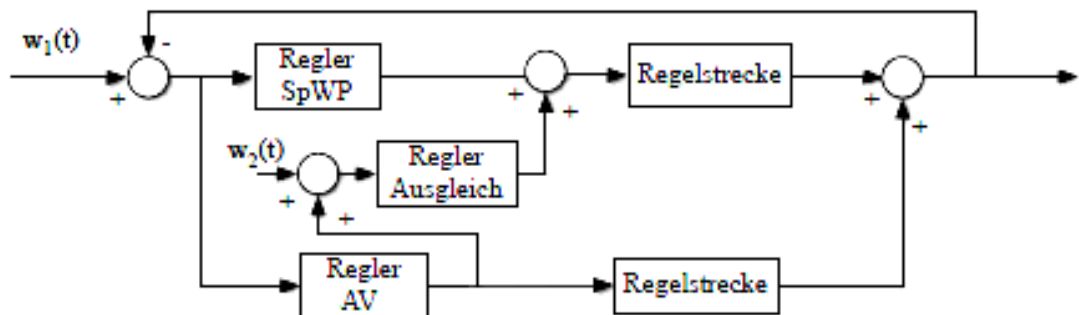


Abbildung A.73: Reglerkonzept für den Arbeitsmedienmassenstrom
Anm.: SpWP $\hat{=}$ Speisewasserpumpe, AV $\hat{=}$ Absteuerungsventil.

A.18 Rohrbündelvariationen für die Druckverlustversuche

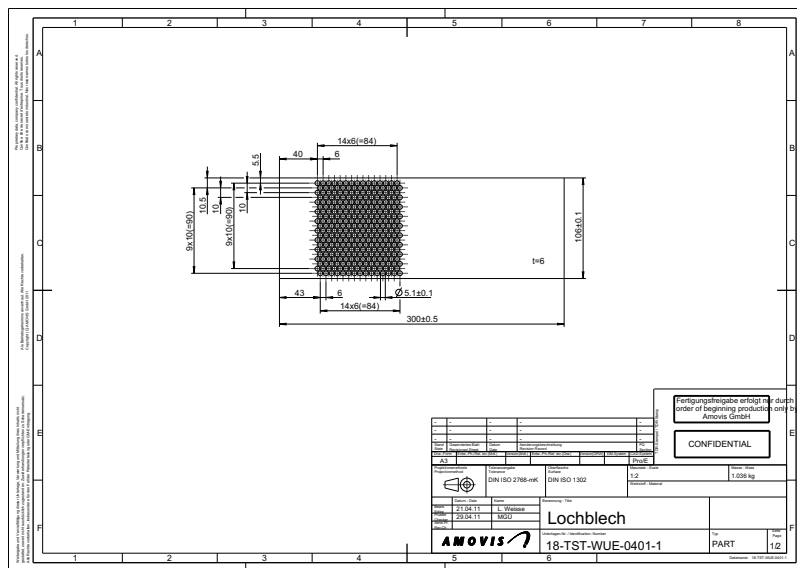


Abbildung A.74: Rohrbündelgeometrie v1

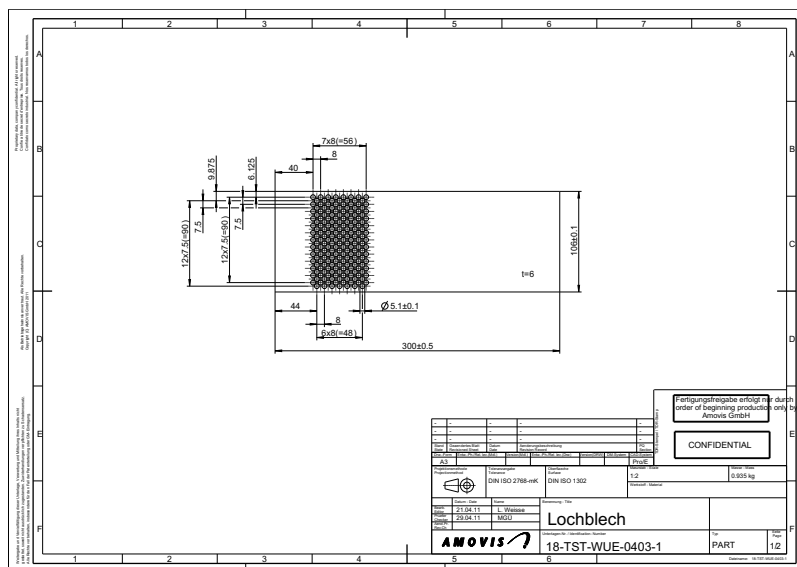


Abbildung A.75: Rohrbündelgeometrie v3

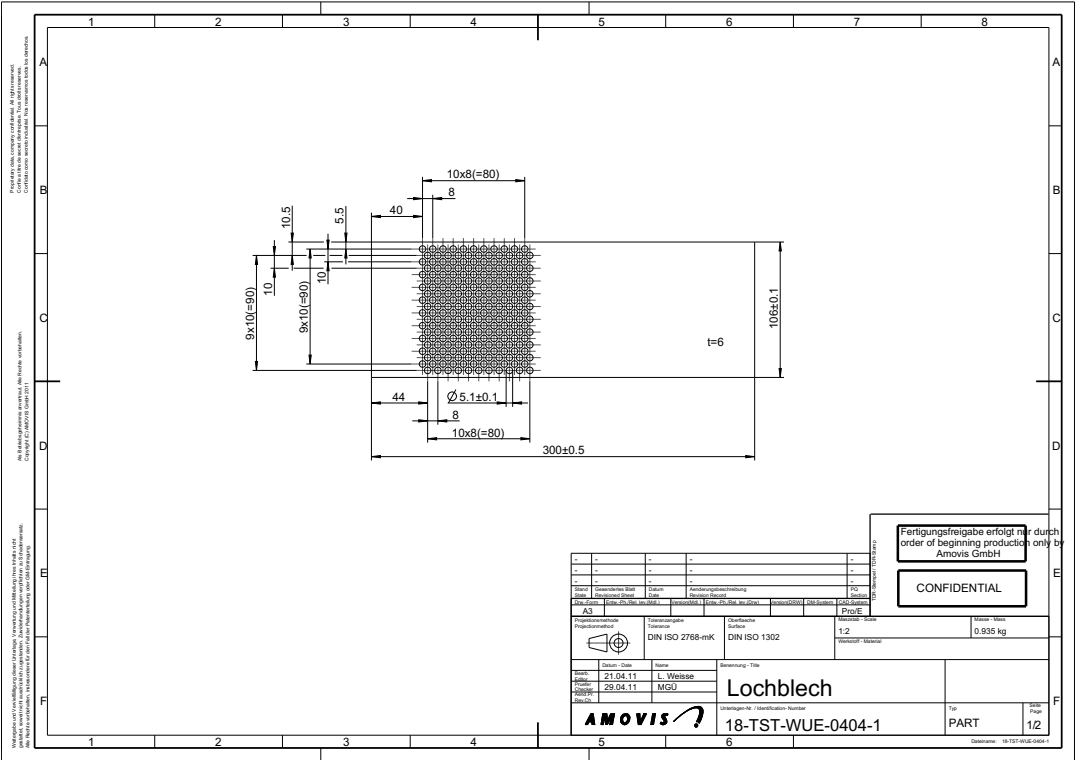


Abbildung A.76: Rohr­bündel­geometrie v4

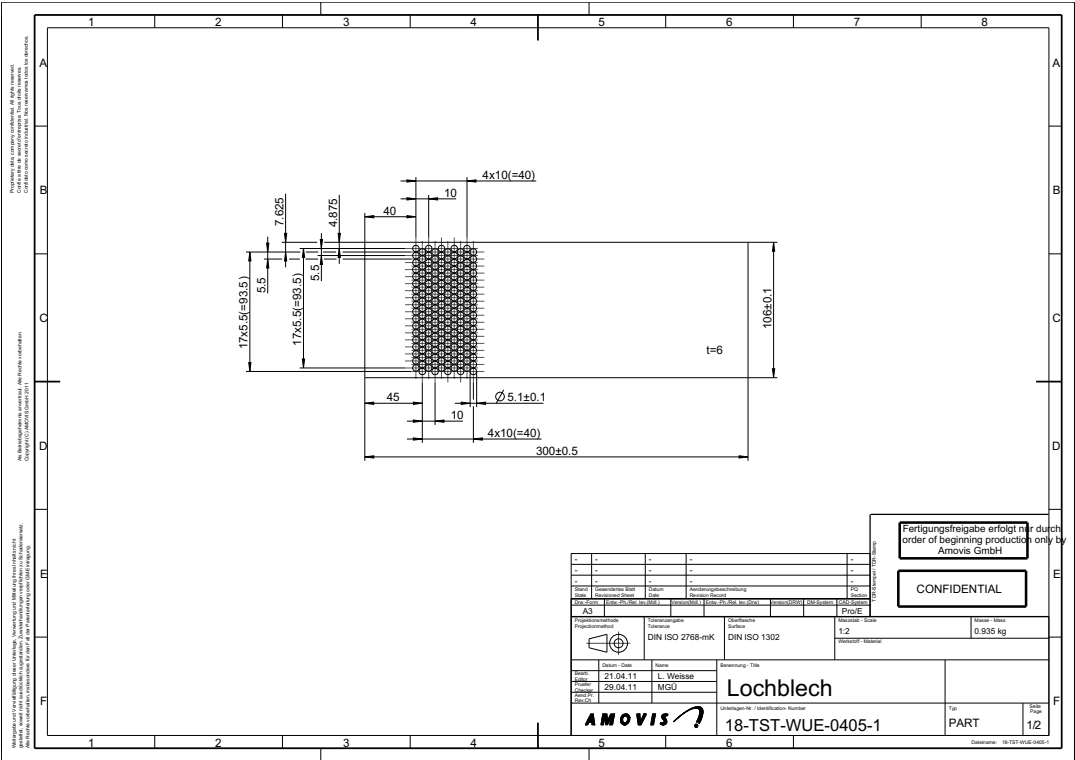
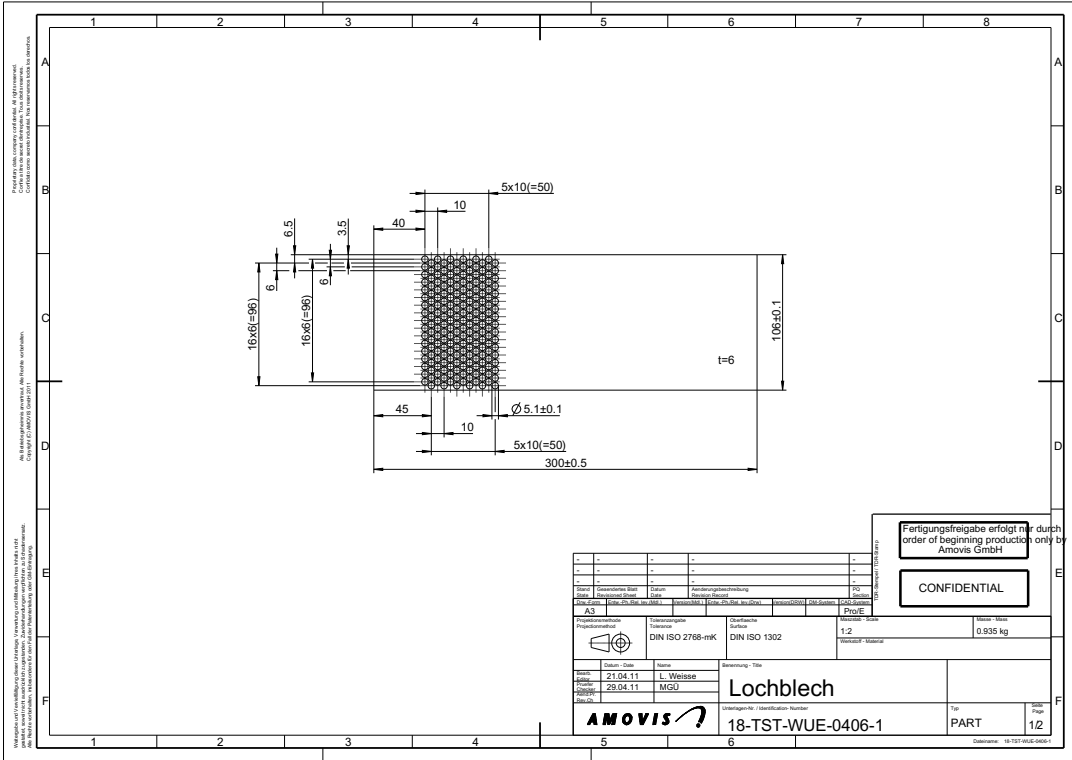


Abbildung A.77: Rohr­bündel­geometrie v5



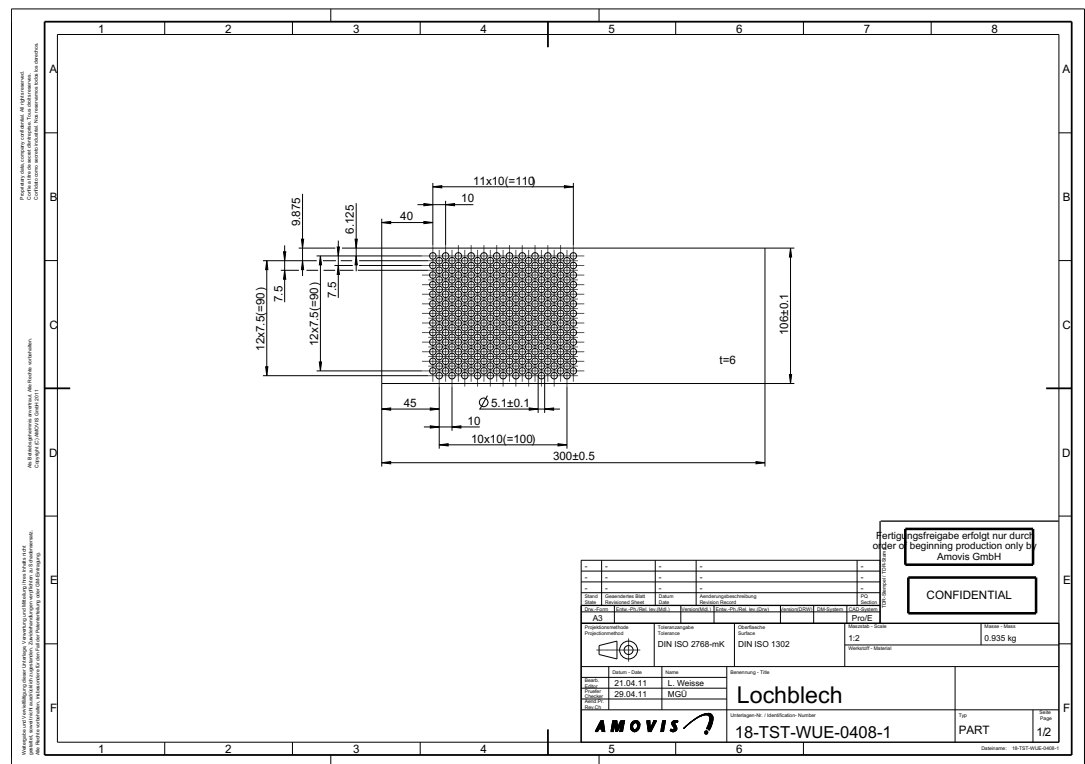


Abbildung A.80: Rohrbündelgeometrie v8

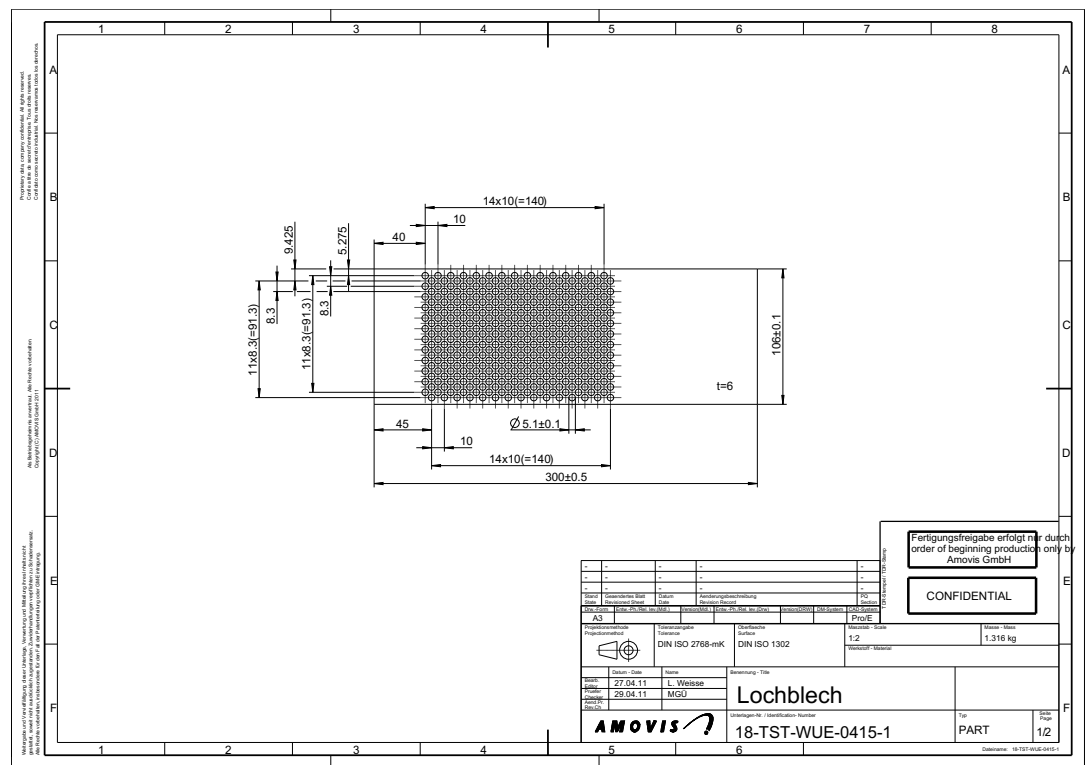


Abbildung A.81: Rohrbündelgeometrie v9

A.18 Rohrbündelvariationen für die Druckverlustversuche

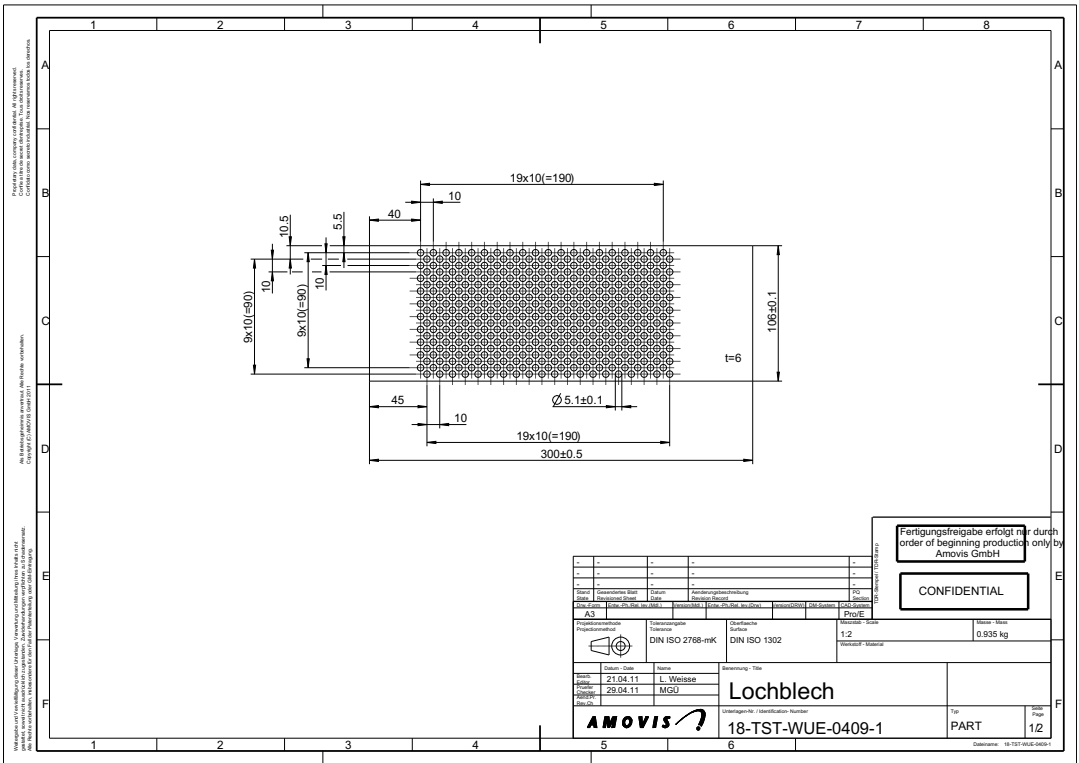


Abbildung A.82: Rohrbündelgeometrie v10

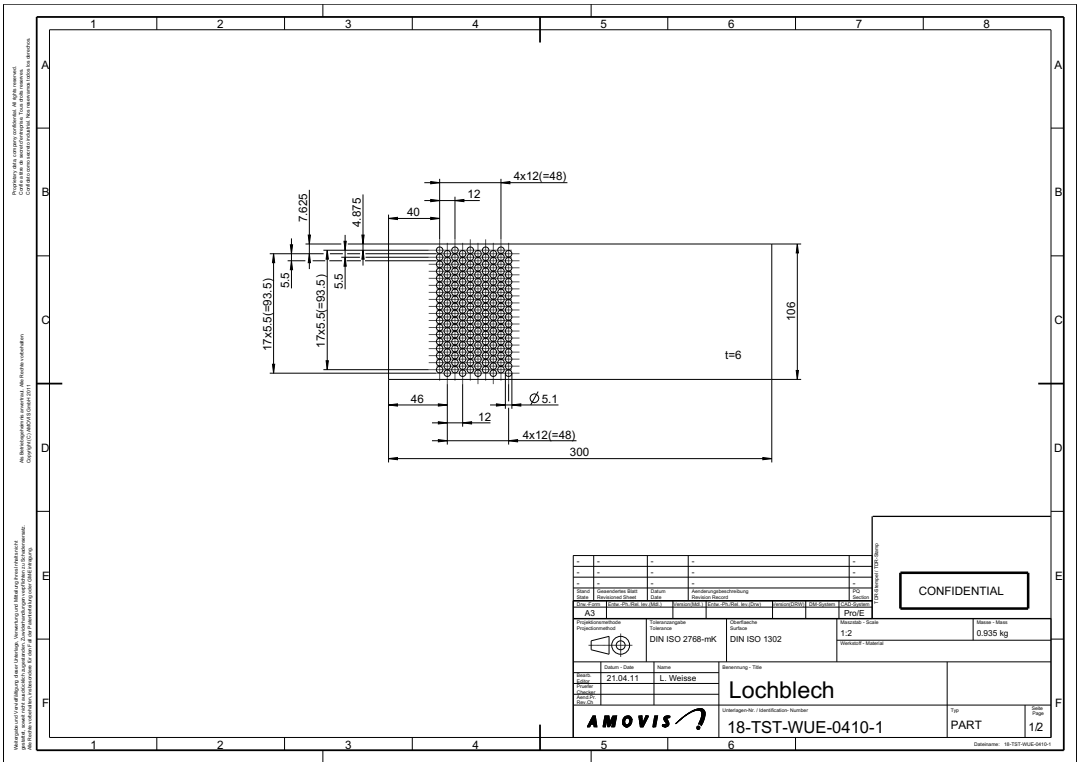


Abbildung A.83: Rohrbündelgeometrie v11

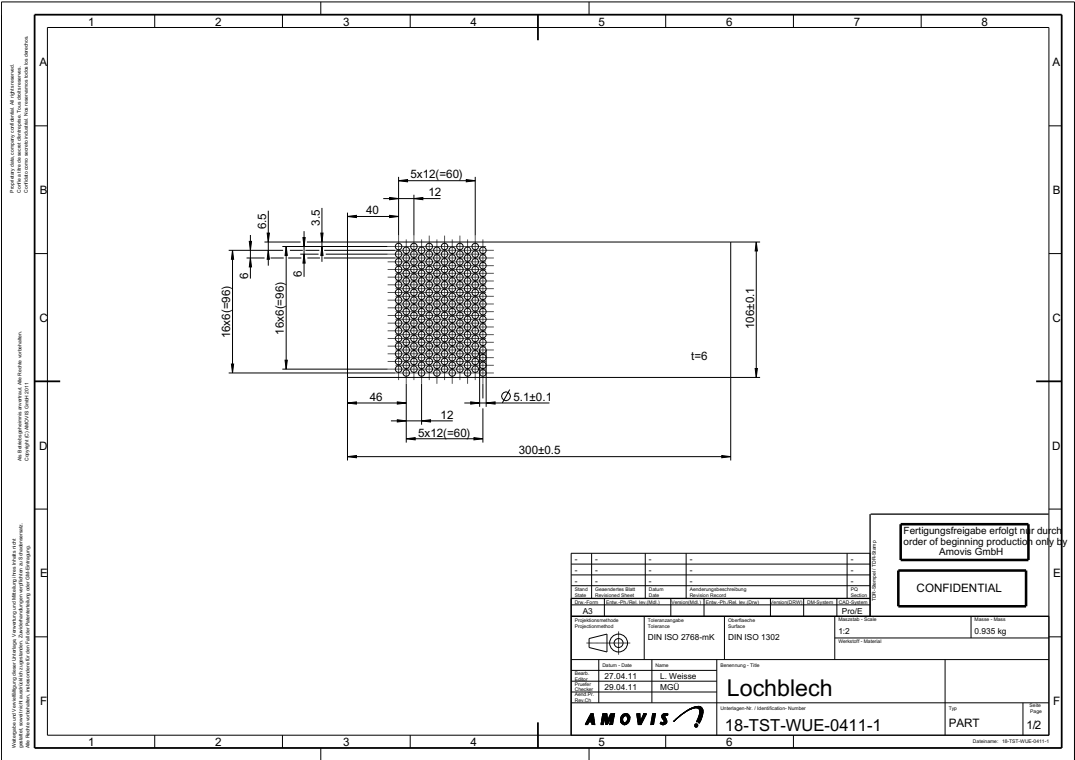


Abbildung A.84: Rohr­bündel­geometrie v12

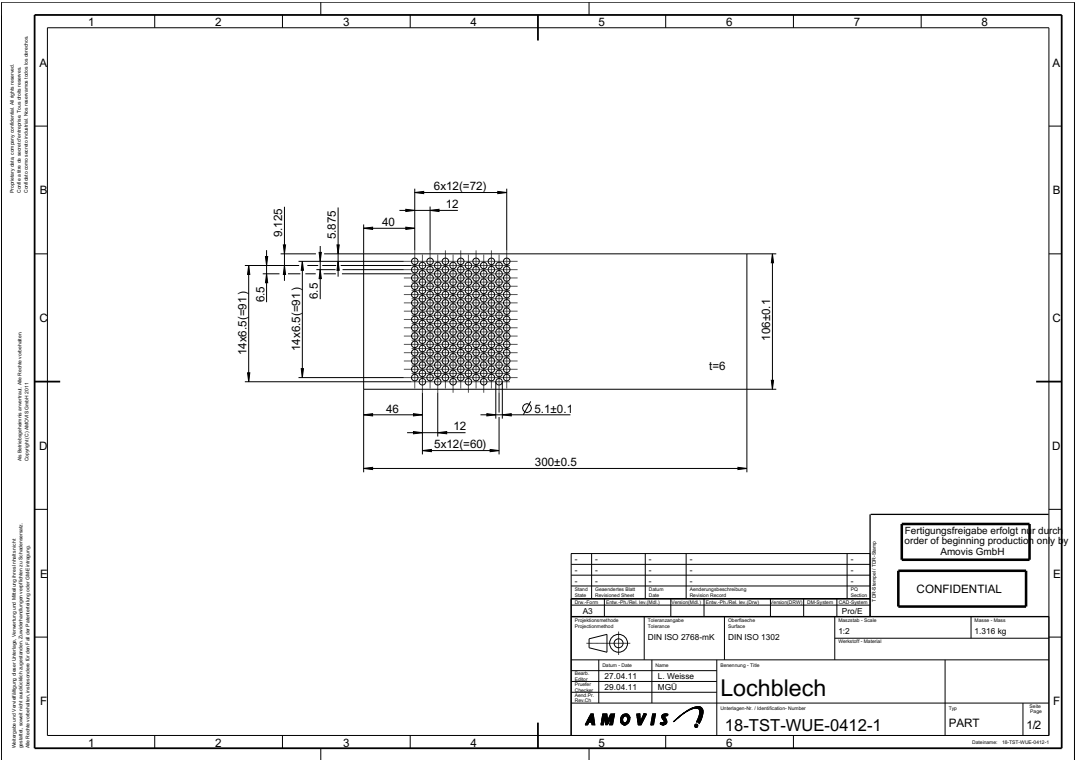


Abbildung A.85: Rohr­bündel­geometrie v13

A.18 Rohrbündelvariationen für die Druckverlustversuche

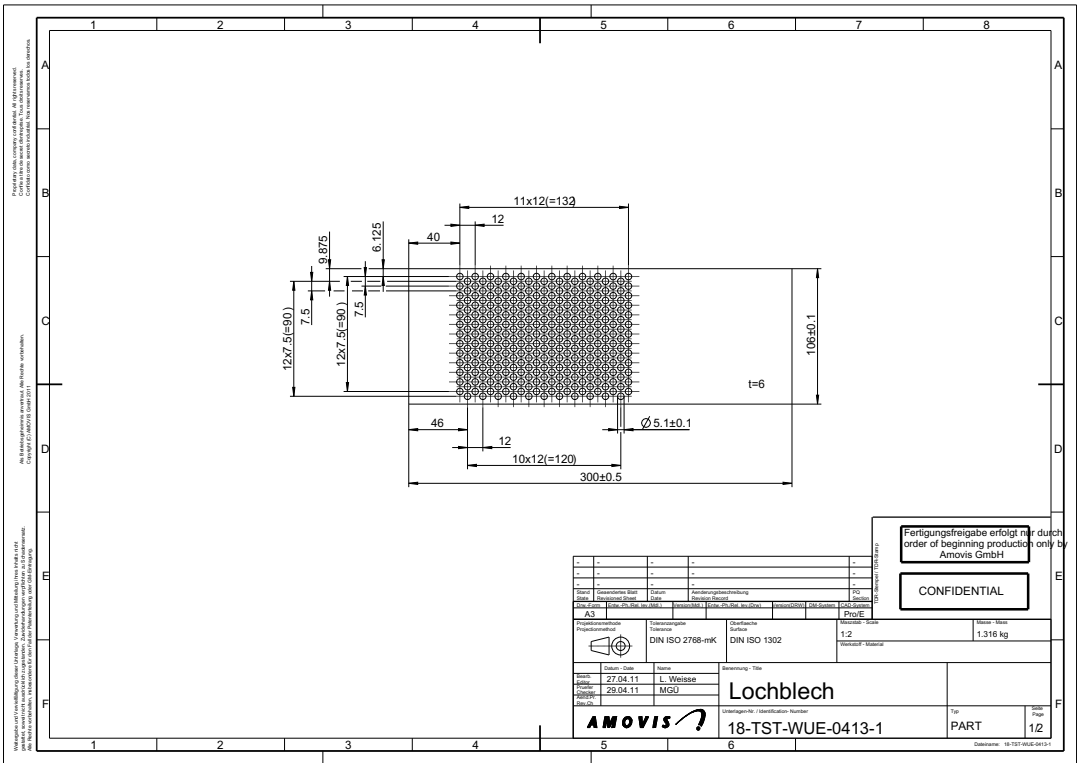


Abbildung A.86: Rohrbündelgeometrie v14

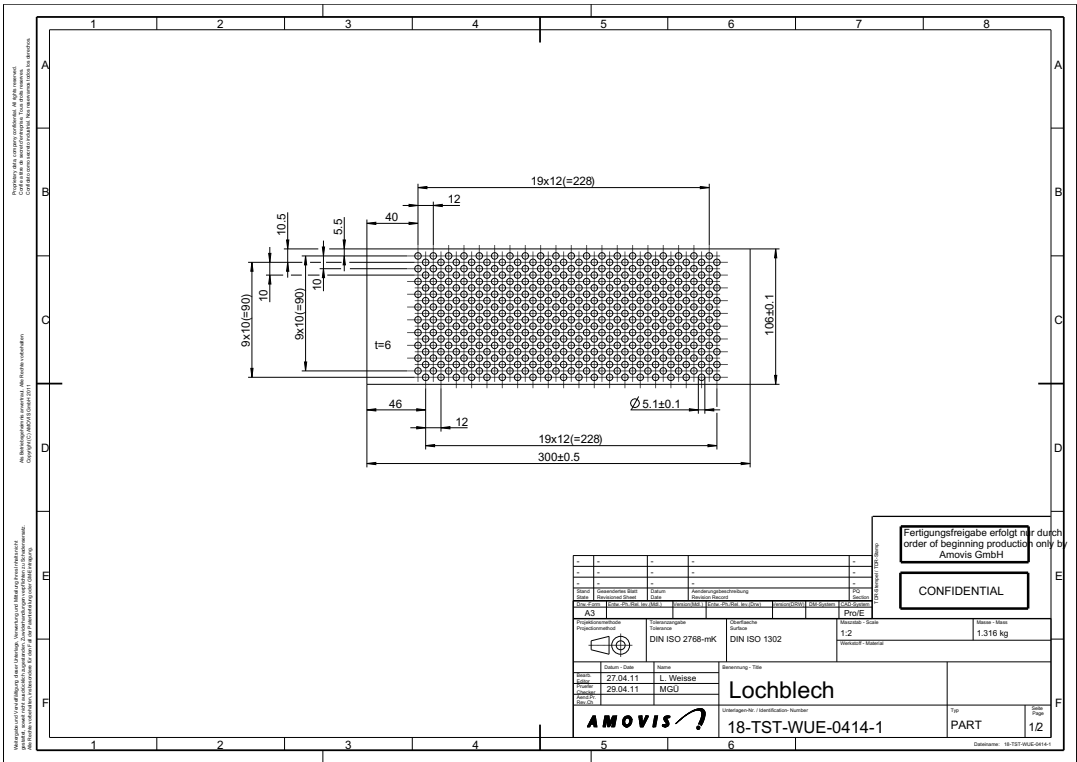
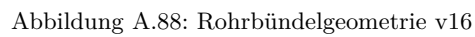


Abbildung A.87: Rohrbündelgeometrie v15



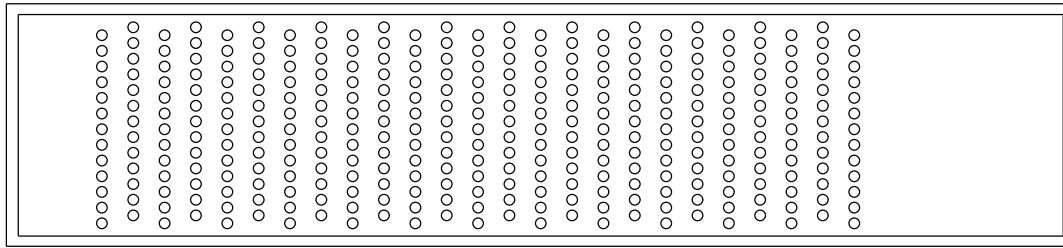


Abbildung A.90: Rohrbündelgeometrie v18

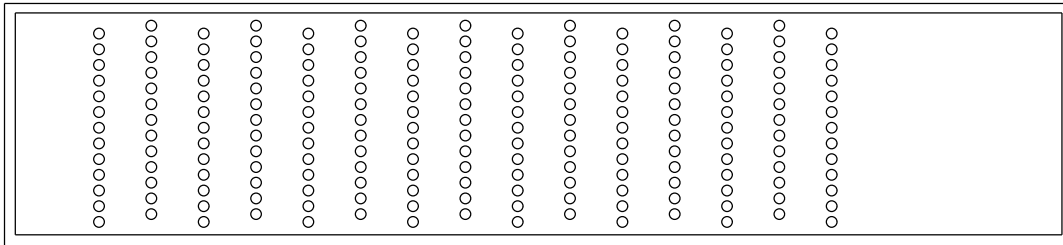


Abbildung A.91: Rohrbündelgeometrie v19

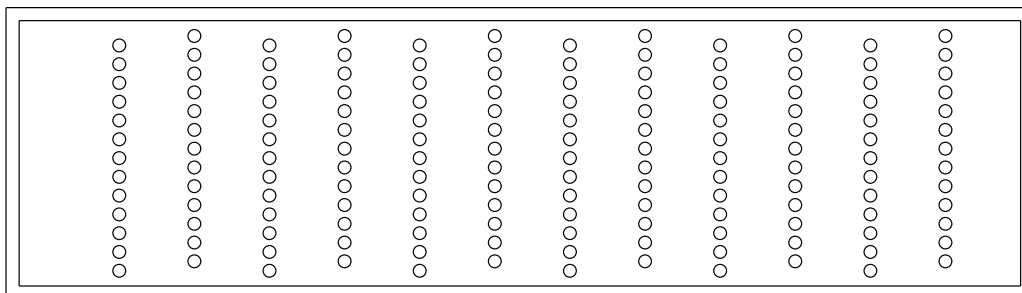


Abbildung A.92: Rohrbündelgeometrie v20

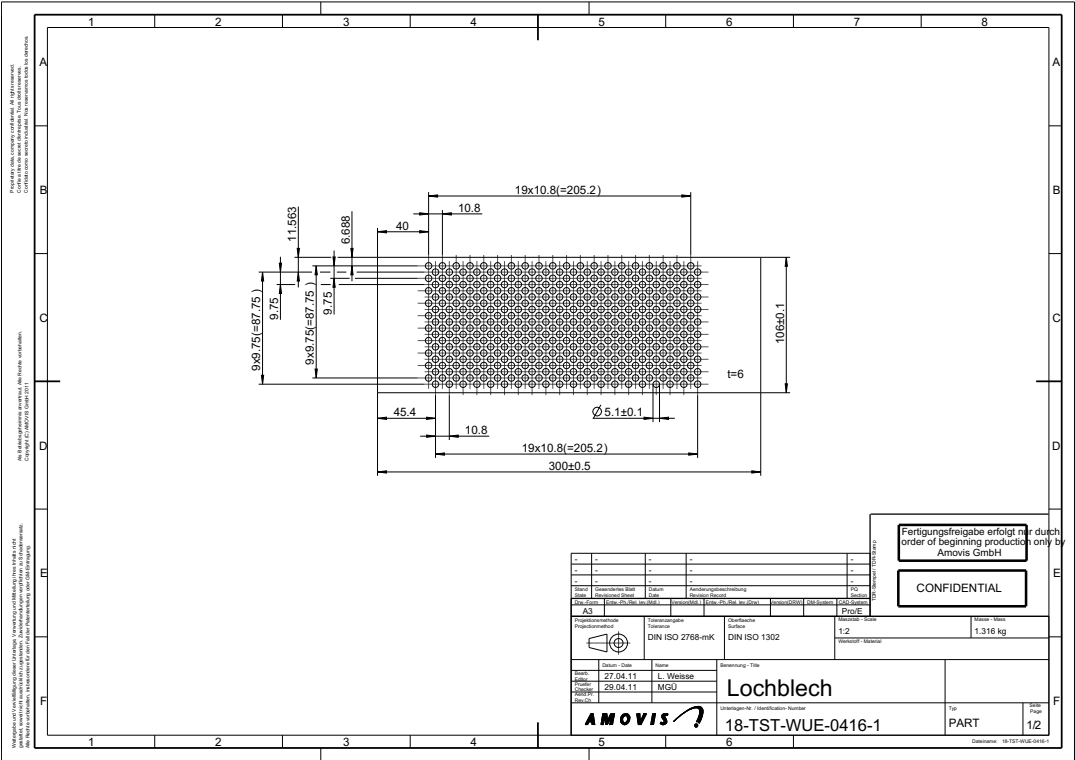


Abbildung A.93: Rohr­bündel­geometrie v21

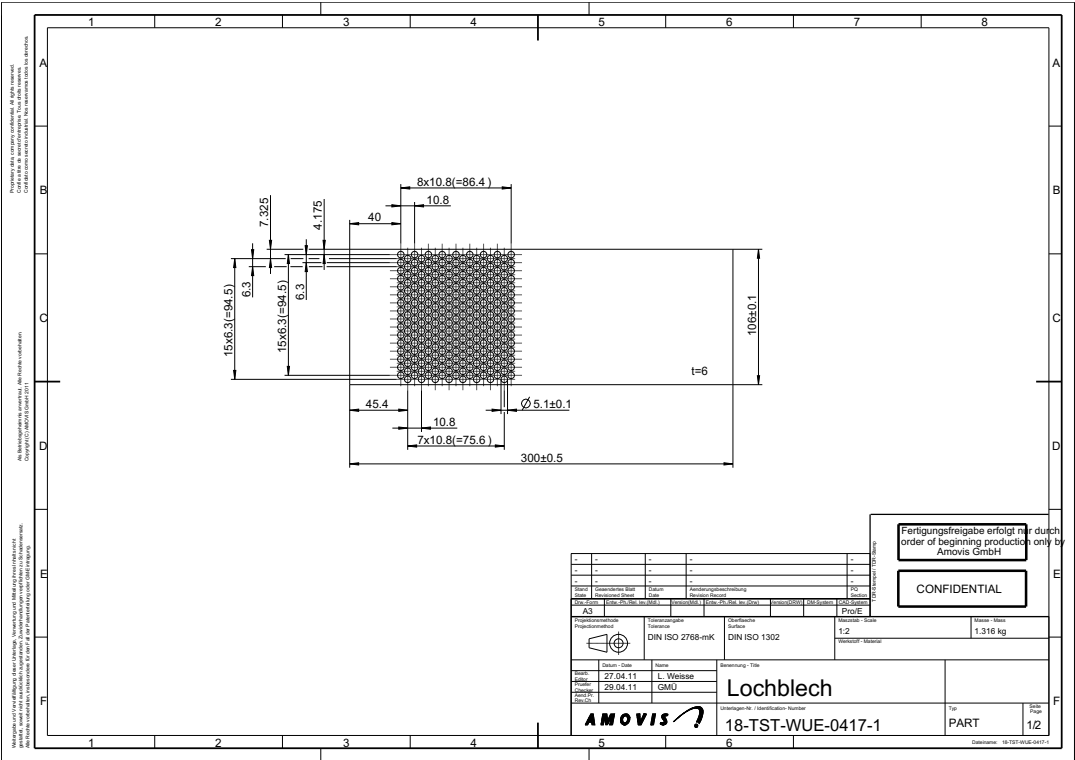


Abbildung A.94: Rohr­bündel­geometrie v22

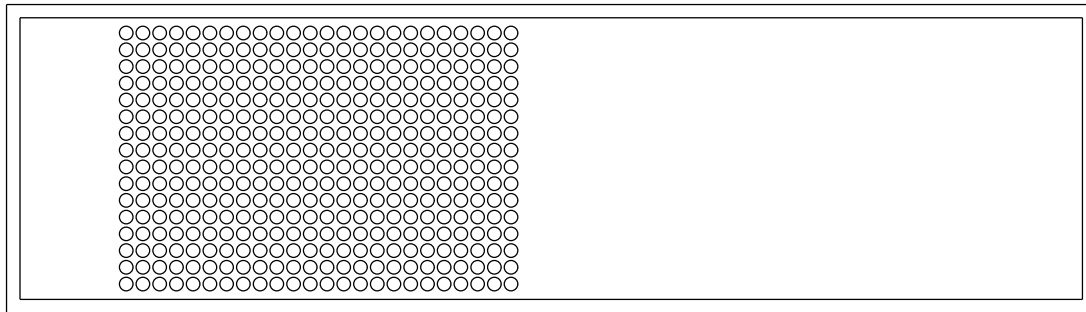


Abbildung A.95: Rohrbündelgeometrie f1

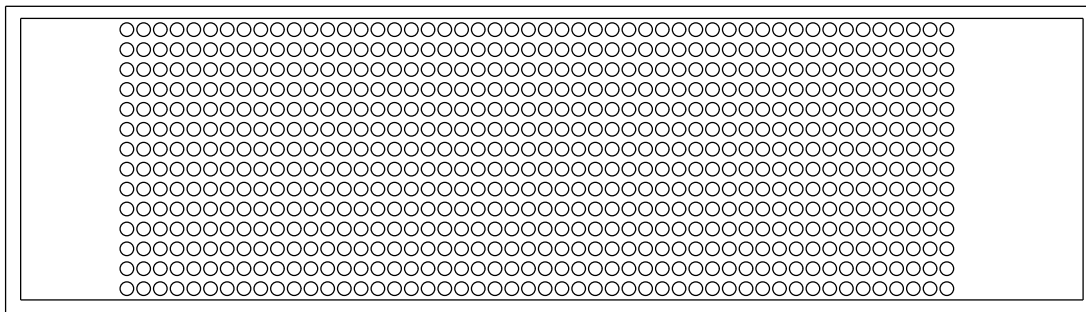


Abbildung A.96: Rohrbündelgeometrie f2

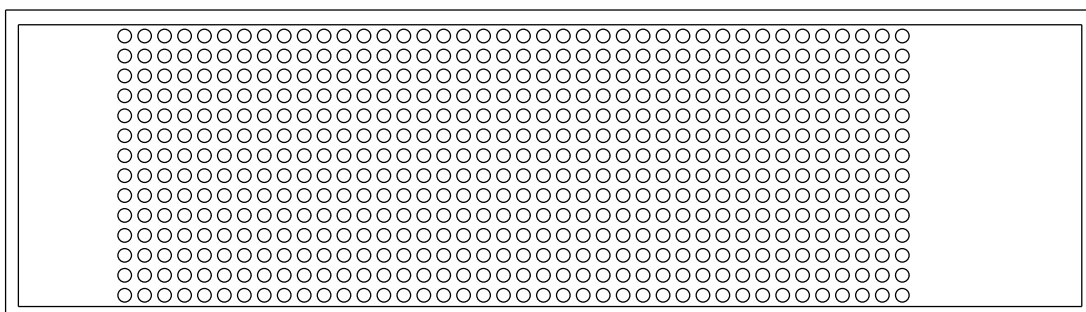


Abbildung A.97: Rohrbündelgeometrie f3

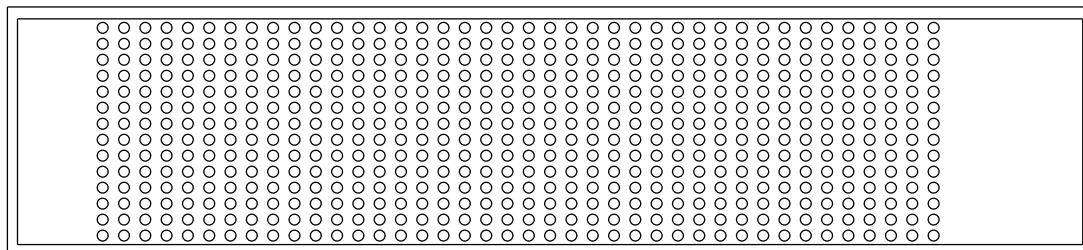


Abbildung A.98: Rohrbundetgeometrie f4

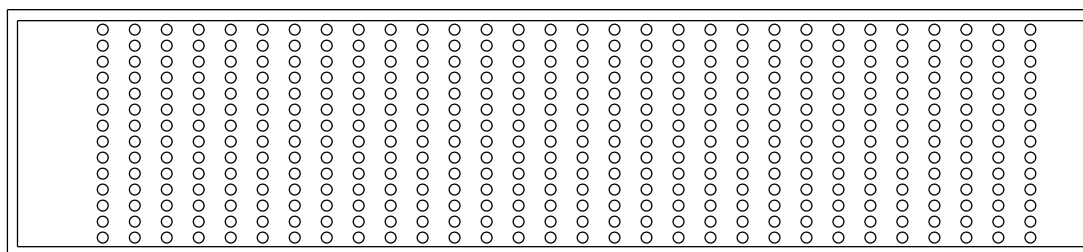


Abbildung A.99: Rohrbundetgeometrie f5

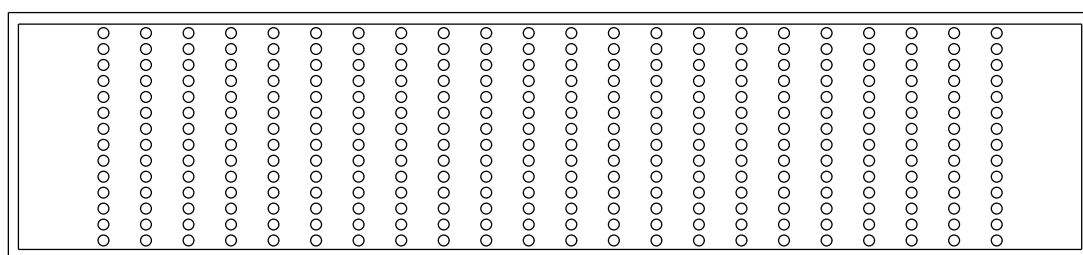


Abbildung A.100: Rohrbundetgeometrie f6

A.19 Kalibrierung der Temperatur-, Druck- und Massenstromsensoren

A.19.1 Temperatursensorkalibrierung

Für die Messung der Temperatur sind im Dampferzeuger- und im Druckverlustversuchsstand ausschließlich Pt100 Widerstandsthermometer der Genauigkeitsklasse A mit 4-Leiter-Verschaltung und einem Durchmesser von drei Millimetern verbaut. Zur Kalibrierung der Temperatursensoren und hier des Temperaturbereichs über 0°C wird eine Vergleichskalibrierung im geregelten und gerührten Thermoölbad sowie in einem Blockkalibrator umgesetzt. Verwendet wird hierbei Therminol 66, welches im Bereich von 0-355°C eingesetzt werden kann. Die Kalibrierung bei 0°C wird mittels Fixpunktkalibrierung im Eisbad durchgeführt.

21.1.1 Methodik und Umsetzung der Kalibrierung

Grundprinzip der Vergleichskalibrierung ist der Abgleich des zu kalibrierenden Temperatursensors mit einem Referenzsensor höherer Messgenauigkeit. Der Temperaturunterschied beider Sensoren bestimmt die Messunsicherheit.

Herausforderung bei dieser Art der Kalibrierung ist die Gewährleistung des thermischen Gleichgewichts sowohl im Thermoöl als auch zwischen Sensor und Thermoöl. Ersteres wird über einen Rührer sichergestellt, der eine nennenswerte Temperaturschichtung innerhalb des Mediums verhindert. Zusätzlich sorgt die Temperaturregelung des Thermoölbads, die Nähe der Sensoren zueinander und die lange Verweilzeit der Temperatursensoren im Ölbad während der Kalibrierung für einen geringen Temperaturunterschied zwischen Sensor und Ölbad. Abbildung A.101 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Kalibrierung.

In Abhängigkeit vom Messbereich der Temperatursensoren (0-100°C und 0-550°C, s. Tabelle 5.8) und begrenzt durch die Messspanne des Referenztemperaturmesssensors (-199,9 bis 199,9°C) werden Kalibrierungen in den beiden Bereichen 0-100°C und 0-200°C durchgeführt. Für die kleine Kalibrierspanne werden in 20-K-Schritten je drei Kalibriermesswerte für jeden 20-K-Schritt, aus jeweils einer Mittelung über 60 Sekunden mit 60 Einzelmesswerten, bestimmt und ausgewertet (insgesamt 180 Einzelmesswerte). Für die 0-200°C-Spanne erfolgt die gleiche Mittelung, es wird jedoch in 50 K-Schritten kalibriert. Zur Überprüfung der Linearität der Temperatursensoren mit einem Messbereich von 0-550°C werden die entsprechenden Sensoren zusätzlich in einer weiteren Vergleichskalibrierung in einem Blockkalibrator von 100-500°C kalibriert. Hierzu werden die Sensoren in eine mit Aluminiumoxidpulver gefüllte Hülse des

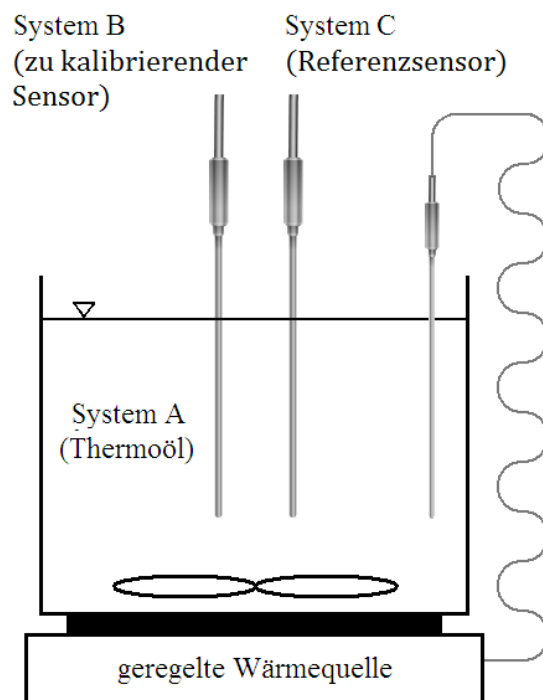


Abbildung A.101: Versuchsaufbau zur Temperaturkalibrierung im Thermoölbad

Kalibrators eingebracht. Sobald die Temperatur des zu kalibrierenden Sensors für eine Minute konstant³ ist, werden die Kalibrierdaten abgespeichert. Die Eindringtiefe der Sensoren in das Aluminiumoxidpulver beträgt fünf Zentimeter. In Abbildung A.102 ist der Blockkalibrator inklusive Zubehör abgebildet. Die Referenztemperaturmessgeräte der Vergleichskalibrierungen verfügen hierbei über die in Tabelle A.38 aufgeführten Messgenauigkeiten und -spannen.

Referenztemperaturmessgerät	Messgenauigkeit	Messspanne
Widerstandsthermometer Pt1000	$\pm 0,1\%$ MW	-199,9 - 199,9°C
Blockkalibrator	$\pm 0,1^\circ\text{C}$	0 - 650°C

Tabelle A.38: Messgenauigkeit und Messspanne der Referenztemperatursensoren

Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert.

Die Fixpunktkalibrierung, umgesetzt für die Nullpunktkalibrierung der Temperatursensoren, basiert auf dem definierten thermodynamischen Gleichgewichtszustand während des Phasenübergangs einer reinen Substanz. Für hochreine Stoffe gelten die in der Internationalen Temperaturskala ITS-90 (1990) festgeschriebenen Temperaturen beim Phasenübergang. Ausgenutzt wird hierbei, dass bei vielen Substanzen die Temperatur für die Dauer ihrer Phasenumwandlung nahezu konstant bleibt. Für die Kalibrierung

³Die Temperaturanzeige schwankt weniger als 0,5 K um den vorgegebenen Wert.

des 0°C-Punktes werden die Sensoren nach den Empfehlungen von Bernhard (2003), sobald die Temperatur konstant⁴ ist, eine Minute in einem Eisbad belassen und die angezeigte Temperatur der zu kalibrierenden Sensoren mit 0°C, dem Schmelzpunkt von Wasser, verglichen.

Die Ergebnisse des Temperaturkalibrierverfahrens sind im folgenden Kapitel zusammengefasst.

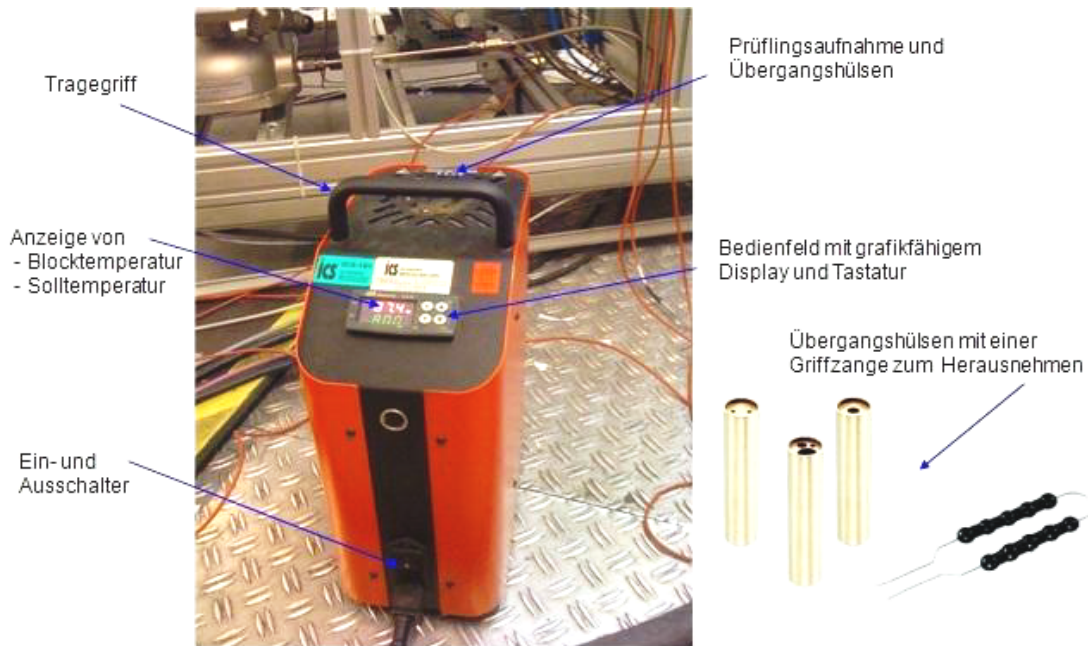


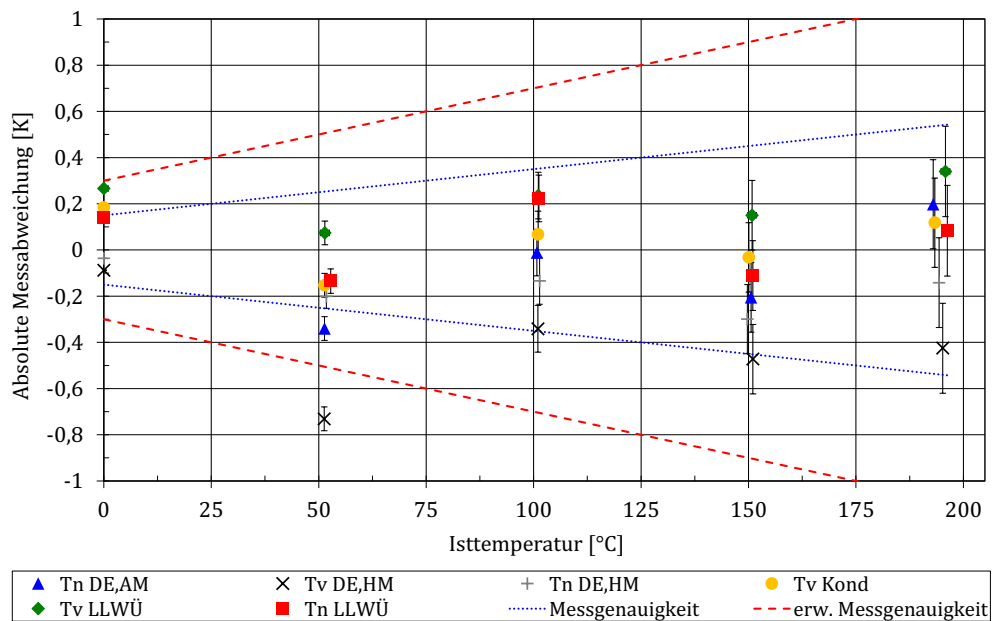
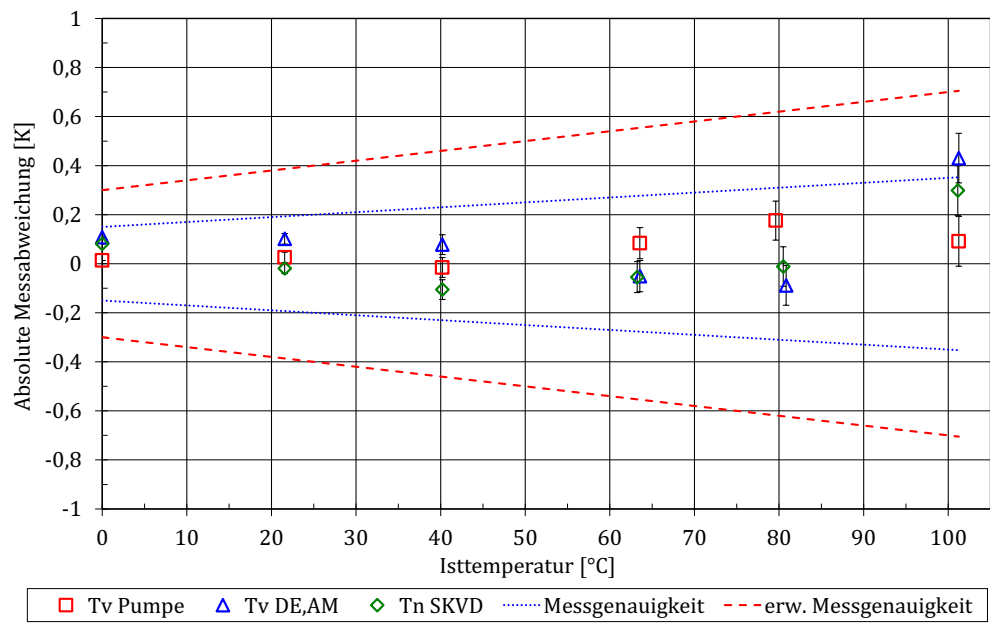
Abbildung A.102: Blockkalibrator

21.1.2 Ergebnisse

In den folgenden Abbildungen A.103 und A.104 sind die absoluten Messunsicherheiten der Temperatursensoren für die beiden Kalibrierbereiche 0 - 100°C und 0 - 200°C dargestellt. Die zugehörigen Einzelmesswerte sind den Tabellen A.39 und A.40 zu entnehmen.

In beiden Abbildungen sind die absoluten Messunsicherheiten den auf der Abszisse aufgetragenen Isttemperaturen zugeordnet. Zusätzlich sind sowohl die Unsicherheitsspannen des Referenzsensors jedem Messwert als Unsicherheitsbalken zugewiesen als auch die Messgenauigkeitsgrenzen der Pt100-Sensoren entsprechend der Genauigkeitsklasse A sowie die erweiterten Messgenauigkeiten als Geraden eingezeichnet. Die Messgenauigkeiten der Istmessgrößen (Abszisse) werden somit über die Messunsicherheitsbalken der

⁴Die Temperaturanzeige schwankt weniger als 0,2 K um den Wert 0°C.



Referenzsensoren und die im Betrieb des Versuchsstandes gewährleisteten Messgenauigkeiten der eingesetzten Sensoren über die Geraden der erweiterten Messgenauigkeit angegeben. Für die Auswertung wird bestimmt, wie viel Prozent der Messpunkte innerhalb der erweiterten Messgenauigkeit liegen. Hierbei liegen die Messunsicherheiten der Istmessgrößen innerhalb der erweiterten Messgenauigkeit.

Insgesamt liegen 81,3% der 48 Messwerte der 9 Sensoren im Herstellergültigkeitsbereich der Pt100-Sensoren. Betrachtet man nur die Messwerte der vier Messgenauigkeitsklasse-I-Sensoren sind es 71,4%. Der Nullpunkt dieser Sensoren liegt hingegen zu 100% im Gültigkeitsbereich. Bezüglich der erweiterten Messgenauigkeit erfüllen 97,9% der Messwerte aller Sensoren und 95,2% der Klasse-I-Sensoren die Anforderungen. Lediglich der 50°C-Messwert des Sensors $T_{vDE, HM}$ liegt außerhalb der erweiterten Messgenauigkeit.

Sensor	Solltemperatur [°C]	Isttemperatur [°C]	Absolute Messunsicherheit [K]	Relative Messunsicherheit [%]
T_{vPumpe}	+0,0	+0,0	+0,01	—
T_{vPumpe}	+21,6	+21,6	+0,03	+0,12
T_{vPumpe}	+40,2	+40,2	−0,02	−0,04
T_{vPumpe}	+63,6	+63,6	+0,08	+0,13
T_{vPumpe}	+79,6	+79,8	+0,18	+0,22
T_{vPumpe}	+101,2	+101,3	+0,09	+0,09
$T_{vDE, AM}$	+0,0	+0,1	+0,11	—
$T_{vDE, AM}$	+21,6	+21,7	+0,10	+0,47
$T_{vDE, AM}$	+40,2	+40,3	+0,08	+0,19
$T_{vDE, AM}$	+63,6	+63,5	−0,05	−0,08
$T_{vDE, AM}$	+80,8	+80,7	−0,09	−0,11
$T_{vDE, AM}$	+101,3	+101,7	+0,43	+0,43
T_{nSKVD}	+0,0	+0,1	+0,08	—
T_{nSKVD}	+21,6	+21,6	−0,02	−0,09
T_{nSKVD}	+40,2	+40,1	−0,11	−0,26
T_{nSKVD}	+63,2	+63,2	−0,05	−0,09
T_{nSKVD}	+80,5	+80,5	−0,01	−0,01
T_{nSKVD}	+101,1	+101,4	+0,30	+0,30

Tabelle A.39: Temperaturkalibrierungsdaten 0-100°C: T_{vPumpe} , $T_{vDE, AM}$ und T_{nSKVD}

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, SKVD $\hat{=}$ Seitenkanalverdichter.

Sensor	Solltemp- eratur [°C]	Isttemp- eratur [°C]	Absolute Mess- unsicherheit [K]	Relative Mess- unsicherheit [%]
$T_{nDE,AM}$	+0,0	+0,1	+0,15	—
$T_{nDE,AM}$	+51,4	+51,0	−0,34	−0,66
$T_{nDE,AM}$	+100,8	+100,8	−0,01	−0,01
$T_{nDE,AM}$	+150,6	+150,4	−0,21	−0,14
$T_{nDE,AM}$	+192,9	+193,1	−0,20	+0,10
$T_{vDE,HM}$	+0,0	−0,1	−0,09	—
$T_{vDE,HM}$	+51,3	+50,6	−0,73	−1,43
$T_{vDE,HM}$	+101,0	+100,7	−0,34	−0,34
$T_{vDE,HM}$	+151,0	+150,6	−0,47	−0,31
$T_{vDE,HM}$	+195,2	+194,8	−0,42	−0,22
$T_{nDE,HM}$	+0,0	+0,0	−0,04	—
$T_{nDE,HM}$	+51,8	+51,6	−0,20	−0,39
$T_{nDE,HM}$	+101,4	+101,3	−0,13	−0,13
$T_{nDE,HM}$	+149,7	+149,4	−0,30	−0,20
$T_{nDE,HM}$	+194,2	+194,2	−0,14	−0,07
T_{vKond}	+0,0	+0,2	+0,18	—
T_{vKond}	+51,4	+51,2	−0,15	−0,30
T_{vKond}	+101,0	+101,1	+0,07	+0,07
T_{vKond}	+151,0	+150,0	−0,03	−0,02
T_{vKond}	+193,3	+193,5	+0,12	+0,06
$T_{vLLW\ddot{U}}$	+0,0	+0,3	+0,27	—
$T_{vLLW\ddot{U}}$	+51,4	+51,5	+0,07	+0,14
$T_{vLLW\ddot{U}}$	+101,0	+101,3	+0,24	+0,23
$T_{vLLW\ddot{U}}$	+150,8	+151,0	+0,15	+0,10
$T_{vLLW\ddot{U}}$	+195,8	+196,2	+0,34	+0,17
$T_{nLLW\ddot{U}}$	+0,0	+0,1	+0,14	—
$T_{nLLW\ddot{U}}$	+52,8	+52,7	−0,13	−0,26

Sensor	Solltemp- eratur [°C]	Isttemp- eratur [°C]	Absolute Mess- unsicherheit [K]	Relative Mess- unsicherheit [%]
$T_{nLLW\ddot{U}}$	+101,2	+101,5	+0,22	+0,22
$T_{nLLW\ddot{U}}$	+151,0	+150,9	-0,11	-0,07
$T_{nLLW\ddot{U}}$	+196,2	+196,3	+0,08	+0,04

Tabelle A.40: Temperaturkalibrierungsdaten 0 - 200°C: $T_{nDE,AM}$, $T_{vDE,HM}$, $T_{nDE,HM}$, T_{vKond} , $T_{vLLW\ddot{U}}$ und $T_{nLLW\ddot{U}}$
Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Kond $\hat{=}$ Kond, LLW \ddot{U} $\hat{=}$ Luft-Luft-Wärmeübertrager.

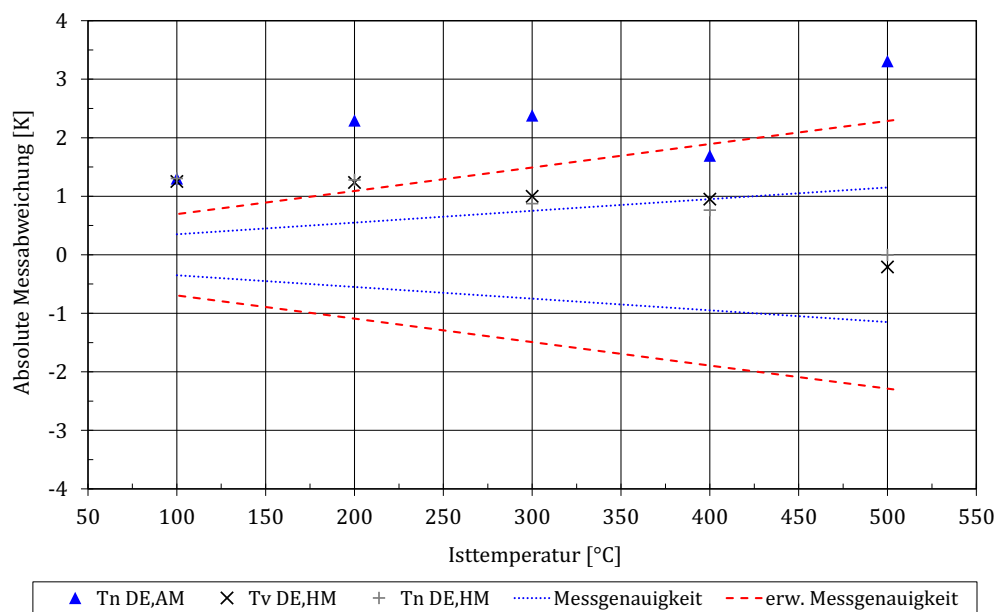


Abbildung A.105: Absolute Messunsicherheiten der 100 - 500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung
Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

Für die Sensoren mit einer Messspanne bis 550°C ist eine Kalibrierung bis 200°C nicht ausreichend. Hier werden die Kalibrierdaten des Blockkalibrators für die Genauigkeitsklasse-I-Sensoren $T_{nDE,AM}$, $T_{vDE,HM}$ und $T_{nDE,HM}$ mit hinzugezogen. Es zeigt sich das in Abbildung A.105 dargestellte Kalibrierergebnis. Es ist sofort zu erkennen, dass ein Großteil der Messwerte außerhalb der Herstellermessgenauigkeit (80%) sowie der erweiterten Messgenauigkeit (53%) liegen. Akukwe (2011) diskutiert mögliche Fehler bei der Kalibrierung mittels eines Blockkalibrators und stellt hierbei fest, dass die Anordnung der Messstellen und der Ort der Beheizung zu Abweichungen zwischen Isttemperatur und gemessener Temperatur führt. Die Beheizung der sensoraufnehmenden Hülse erfolgt über die Außenwand. Die Isttemperatur der mit Pulver gefüllten, 15 Zen-

timeter tiefen, Hülse wird am Boden gemessen. Die zu kalibrierenden Pt100-Sensoren messen jedoch zehn Zentimeter oberhalb des Hülsenbodens im Aluminiumoxidpulver. Aufgrund der Länge der Pt100-Sensoren von zehn Zentimetern konnten die Sensoren lediglich fünf Zentimeter in das Pulver eingebracht werden, da sie sonst am Übergang zum Kabel beschädigt worden wären. Nachträgliche Vergleichsmessungen mit längeren Temperatursensoren haben einen Temperaturgradienten von bis zu vier Kelvin über die gesamte Hülsentiefe nachgewiesen, wodurch von einem Offsetfehler bei der Kalibrierung auszugehen ist. Zum Zeitpunkt der Feststellung dieses Problems konnten aus finanziellen und zeitlichen Gründen jedoch keine neuen Sensoren gekauft und auch kein neuer Blockkalibrator angemietet werden. Für die Kalibrierung kann das Ergebnis aufgrund der Überschneidung der Kalibrierbereiche (0-200°C und 100-500°C) trotzdem zur Überprüfung des Linearitätsfehlers herangezogen werden, was die Überprüfung der Übertragbarkeit der 0-200°C Ergebnisse auf den gesamten Messbereich ermöglicht. Dies wird im Folgenden dargelegt.

Für die Genauigkeitsklasse-I-Sensoren sind in Abbildung A.106 die Ergebnisse der 0-200°C- und der 100-500°C-Kalibrierung zusammen dargestellt. Hierbei sind die Ergebnisse der 100-500°C-Kalibrierung um einen Offsetfehler von -1,7 K korrigiert. Somit liegen 100% statt zuvor 47% der Messwerte innerhalb des erweiterten Messgenauigkeitsbereichs. Der Offsetfehler wird aus der gemittelten Differenz der 100°C- und 200°C-Kalibrierpunkte⁵ der 0-200°C- und der 100-500°C-Kalibrierung bestimmt. Hierzu dienen sechs Messpunkte mit 12 Messwerten. In den Abbildungen A.105 bis A.107 sind aufgrund der Kalibrierprobleme mit dem Blockkalibrator keine Messunsicherheitsbalken eingetragen. In Abbildung A.107 sind zudem die linearen Ausgleichsgeraden für alle drei Temperatursensoren über den gesamten Messbereich⁶ eingetragen.

Aufgrund der Tatsache, dass 100% der Kalibrierpunkte der korrigierten 100-500°C-Kalibrierung und 97% der gesamten Kalibrierung (korrigierte 100-500°C-Kalibrierung und 0-200°C-Kalibrierung) innerhalb der erweiterten Messgenauigkeit liegen und geringe Abweichungen zu den linearen Ausgleichsgeraden bestehen, ist von einem Offsetkalibrierfehler und nicht von defekten Messsensoren auszugehen. Eine gegebenenfalls auftretende Abhängigkeit des Temperaturgradienten über die Eindringtiefe des Sensors in der Blockkalibratorhülse von der Kalibriertemperatur und somit eine Abhängigkeit des Offsetfehlers von der Kalibriertemperatur kann nicht ausgeschlossen werden, wurde jedoch nicht weiter durch Versuche untersucht. Es ist jedoch davon auszugehen, dass mit steigender Temperatur der Temperaturgradient über die Hülsentiefe zunimmt, da

⁵ $(T_{0-200^\circ\text{C-Kalibration}} - T_{100-500^\circ\text{C-Kalibration}})_{100^\circ\text{C-Kalibrierpkt}} = \Delta T_{100^\circ\text{C-Kalibrierpkt},i}$ und
 $(T_{0-200^\circ\text{C-Kalibration}} - T_{100-500^\circ\text{C-Kalibration}})_{200^\circ\text{C-Kalibrierpkt}} = \Delta T_{200^\circ\text{C-Kalibrierpkt},i}$ sowie
 $\Delta T = ((\sum \Delta T_{100^\circ\text{C-Kalibrierpkt},i})/i + (\sum \Delta T_{200^\circ\text{C-Kalibrierpkt},i})/i) / 2 = -1,7\text{K}$ mit
 $i \hat{=}$ Laufindex der Temperatursensoren ($T_{nDE,AM}$, $T_{vDE,HM}$ und $T_{nDE,HM}$).

⁶Messbereich ist 0°C bis 500°C. Die Messwerte der 100-500°C-Kalibrierung sind mit -1,7 K korrigiert.

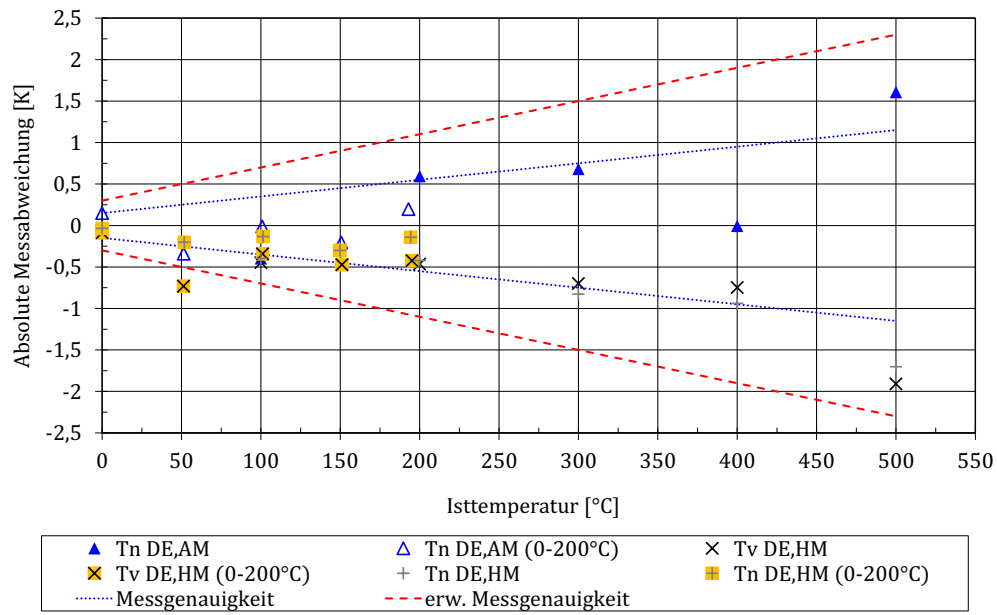


Abbildung A.106: Absolute Messunsicherheiten der 0-200°C- und der 100-500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

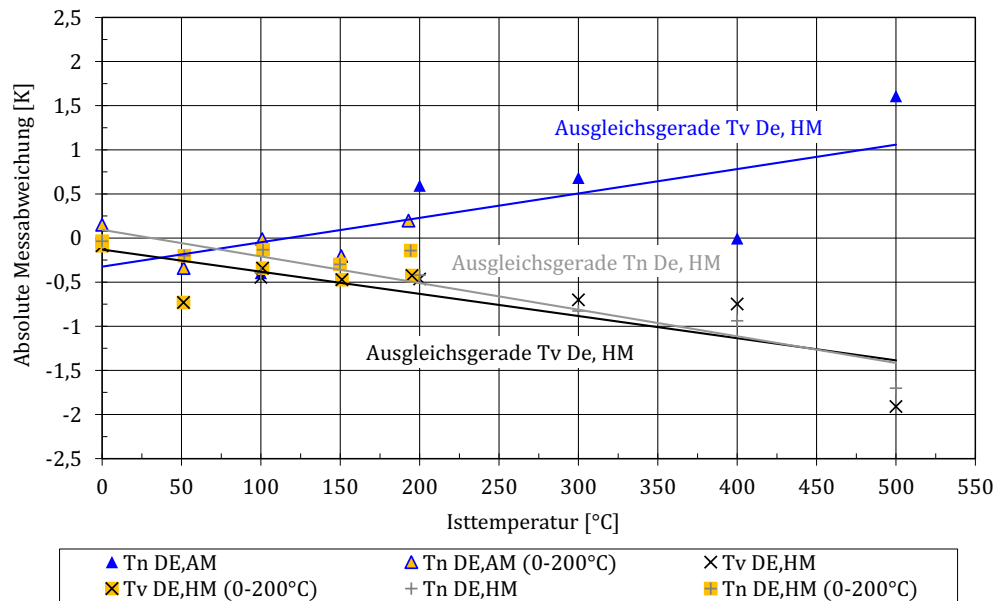


Abbildung A.107: Ausgleichsgeraden der 0-200°C- und 100-500°C-Klasse-I-Temperaturkalibrierung

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, HM $\hat{=}$ Heizmedium.

die Wärmeverluste an die Umgebung zunehmen. Somit führt eine Offsetfehlerkorrektur mit steigendem Offsetfehler bei zunehmender Kalibriertemperatur zu einer genaueren Temperaturmessung. Da die erweiterte Messgenauigkeit der Temperatursensoren jedoch auch bei einer Korrektur mit einem festen Offsetfehler von 1,7 K erreicht wird, ist diese Korrektur in dieser Arbeit ausreichend und dient der Überprüfung der Linearität. Mangels präziserer Kalibrierdaten oberhalb von 200°C und der Linearität der Messwerte im gesamten Messbereich werden die Ergebnisse der 0 - 200°C-Kalibrierung für den gesamten Messbereich übernommen. Somit dient die Kalibrierung im Eis- und Thermoölbad der grundlegenden Bestimmung der Messgenauigkeit aller Sensoren.

Die Temperaturmessstelle des Venturimesssystems wird im Zuge der Kalibrierung des Massenstroms vom Hersteller unter Versuchsbedingungen kalibriert. Das Kalibrierprotokoll für die Massenstrommessung, welches die Kalibrierung des Temperatursensors beinhaltet, ist im Anhang A.22 aufgeführt. Da die einzelne Temperaturmessstelle für die Auswertung der Versuchsdaten der Prüflinge jedoch nicht notwendig ist, ist die Einzelmessunsicherheit dieses Sensors nicht relevant. Relevant ist nur die Massenstromkalibration.

Gleichung A.12 gibt die Funktion zur Bestimmung der erweiterten Temperaturmessgenauigkeit an. Die erweiterten Messgenauigkeiten sind in Tabelle 5.9 im Kapitel 5.3 jedem Sensor zugeordnet.

$$\text{erweiterte Temperatursensorgenauigkeit} = \pm 2 \cdot (0,15 + 0,002 \cdot T_{\text{Messwert}}) \quad (\text{A.12})$$

A.19.2 Drucksensorkalibrierung

Da am Versuchsstand Relativ-, Absolut- und Differenzdrucksensoren verbaut sind, werden in den folgenden Kapiteln entsprechend der Sensortypen die Kalibriermethoden und die zugehörigen Kalibrieraufbauten vorgestellt sowie die Vorgehensweise der Kalibrierung erklärt. Die zu kalibrierenden Drucksensoren sind dabei Tabelle 5.8 zu entnehmen. Die Druck- und Differenzdruckmessstellen des Venturimesssystems werden im Zuge der Massenstromkalibrierung vom Hersteller kalibriert. Die Kalibrierprotokolle hierzu sind im Anhang A.22 aufgeführt.

21.2.1 Methodik und Umsetzung der Kalibrierung

Die Drucksensoren werden zum einen mittels Bezugsnormal (Druckwaage) und zum anderen mittels Vergleichsmessgerät kalibriert, wobei die Wahl des Referenzgewichtes

bzw. des Referenzsensors den Sensortypen angepasst ist. Die sehr präzise Gewichtsbestimmung bei der Druckwaage ermöglicht eine sehr hohe Genauigkeit bei der Druckvorgabe und somit eine Messgenauigkeit von $\pm 0,05\%$ des Messwertes. Der Messbereich der Druckwaage liegt zwischen 2 und 100 bar. Abbildung A.108 zeigt den prinzipiellen Aufbau der Druckwaage.

Wie bei den Temperatursensoren wird auch bei den Drucksensoren eine Unterteilung in die Messgenauigkeitsklassen I und II vorgenommen. Die durch die Kalibrierung gewährleistete Messgenauigkeit der Klasse I ist im Ergebnisteil dieses Kapitels dargestellt und in Tabelle 5.9 zusammengefasst. Für die Klasse-II-Sensoren ist weiterhin eine Messgenauigkeit von $\pm 5\%$ ausreichend, wobei diese Sensoren zum Ausschluss großer Unsicherheiten ebenfalls kalibriert werden.

21.2.1.1 Relativdrucksensoren

Für die Kalibrierung der Relativdrucksensoren wird eine Druckwaage mit gewichtsbelastetem Kolben verwendet. Die Referenzdrücke werden hierbei über verschiedene Gewichte und die Größe des Kolbens gegeben.

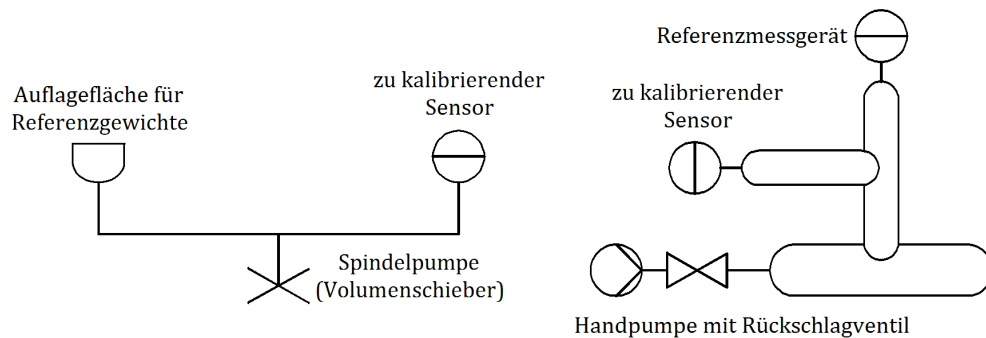


Abbildung A.108: Funktionsprinzip der Druckwaage (links) und des Druckzylinders (rechts)

Für die Relativdrucksensoren mit einer Messspanne von 0 - 2,5 bar wird aufgrund des Messbereichs der Druckwaage zusätzlich eine Kalibrierung mit Hilfe eines Druckzylinders vorgenommen. Hierzu wird über eine Handpumpe ein fester Druck in einem Druckzylinder aufgebaut und über einen an den Messbereich angepassten Absolutdruckreferenzsensor gemessen. Zusätzlich wird mittels eines zweiten Referenzsensors der Umgebungsdruck gemessen. Wird nun der Umgebungsdruck vom Druck des ersten Referenzsensors abgezogen, kann ein Abgleich mit dem zu kalibrierenden Relativdrucksensor erfolgen. Zu beachten ist, dass zwei Referenzsensoren nötig sind und somit auch zwei Referenzmessunsicherheiten berücksichtigt werden müssen. Die Messgenauigkeit des Referenzsensors ist $\pm 0,05\%$ seiner Messspanne, die 2 bar beträgt; die des Umgebungsdrucksensors ist aufgrund seiner Kalibrierung $\pm 0,5\%$ seiner Messspanne, die

1100 mbar beträgt (s. Ergebnisse Absolutdrucksensor). Für den Nullpunktgleich aller Relativdrucksensoren wird gegen die Umgebung gemessen und somit mit Hilfe eines Normals kalibriert. Eine Referenzgenauigkeit muss somit nicht berücksichtigt werden.

Um Messunsicherheiten bei der Kalibrierung zu reduzieren, wird zu Beginn der Kalibrierung eine Vorbelastung bis zum Messbereichsendwert vorgenommen und anschließend eine schrittweise Variation der Drücke vom geringsten Messwert bis zum größten Messwert und zurück zum geringsten Messwert durchgeführt. Hierbei beträgt die Schrittweite zwischen 10% und 20% der Messspanne. Für die Auswertung wird, sobald die Messwerte konstant ⁷ sind, eine Mittelung über 30 Sekunden mit einem Messwert je Sekunde durchgeführt. Bei der Berechnung der Messunsicherheiten entsprechend der vorgegebenen Druckwerte wird eine weitere Mittelung zwischen den Werten der Auf- und Abwärtsmessung durchgeführt. Die hierbei auftretende Abweichungen sind kleiner als $\pm 1\%$ und bei der Kalibrierung gegen den Umgebungsdruck kleiner als $\pm 0,01$ bar. Der Deutsche Kalibrierdienst (2002) hat diese Art der Vorgehensweise in der Richtlinie DKD-R-6-1 *Kalibrierung von Druckmessgeräten* gefordert.

Exemplarisch ist in Abbildung A.109 der Druckverlauf der Kalibrierung des Relativdrucksensors *p_vKondensator* über der Zeit aufgetragen. Für die Mittelung der Messwerte der Auf- und Abwärtsmessung werden z.B. die 2 bar-Messwerte zwischen Sekunde 617 und Sekunde 646 mit den 2 bar-Messwerten zwischen Sekunde 1712 und Sekunde 1741 gemittelt.

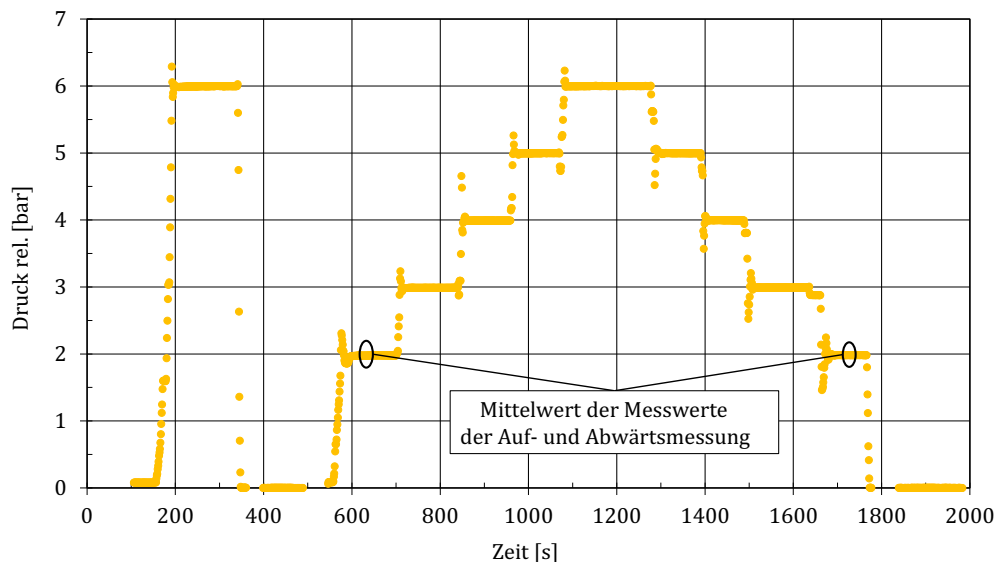


Abbildung A.109: Exemplarischer Druckverlauf einer Drucksensorkalibrierung

⁷Die Abweichung vom Mittelwert des zu kalibrierenden Messpunktes ist für alle Sensoren kleiner als $\pm 0,5\%$ und bei der Kalibrierung gegen den Umgebungsdruck kleiner als $\pm 0,05$ bar. Abgesehen vom 60 bar-Sensor unterschreiten alle Sensoren diese Vorgabe deutlich.

In Abbildung A.110 ist zudem exemplarisch eine Detailansicht der konstanten 4 und 5 bar-Messwerte dargestellt. Hierin wird der konstante Druckverlauf der Kalibrierung ersichtlich.

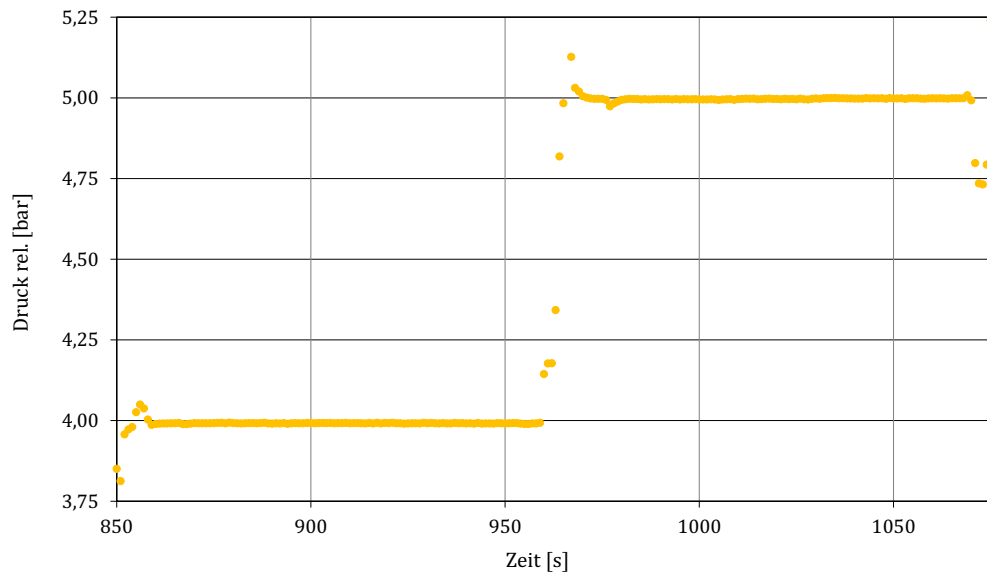


Abbildung A.110: Exemplarischer Druckverlauf einer Drucksensorkalibrierung - Detailansicht

21.2.1.2 Absolutdrucksensor

Der Absolutdrucksensor wird zur Vermessung des Umgebungsdrucks verwendet und verfügt über einen Messbereich der von 800 bis 1100 mbar reicht und eine Hersteller-messgenauigkeit von $\pm 2,5\%$ seiner Messspanne (1100 mbar) besitzt. Dies bedingt die Kalibrierung mit Hilfe des bereits beschriebenen Druckzylinders und des zugehörigen 0 - 2 bar Referenzsensors. Für die Kalibrierung wird eine Auf- und Abwärtsvariation der vorgegebenen Drücke von 800 mbar bis 1100 mbar in 100 mbar Schritten durchgeführt. Die Mittelung der sekundlich aufgenommenen Messwerte erfolgt für jeden Kalibrierpunkt über 30 Sekunden sobald der Messwert konstant ist. Für die Auswertung werden die Ergebnisse der Auf- und Abwärtskalibrierung gemittelt. Das zuvor genannte Kriterium für konstante Messwerte und der Abweichungsbereich zwischen den Messwerten der Auf- und Abwärtsmessung gelten weiterhin.

21.2.1.3 Differenzdrucksensoren

Es werden drei Differenzdrucksensoren der Messgenauigkeitsklasse I für die Vermessung des abgasseitigen Druckverlustes im Dampferzeuger- oder im Druckverlustversuchsstand verwendet, die alle vom Hersteller kalibriert sind. Die Kalibrierprotokolle sind

im Anhang A.23 in den Abbildungen A.145 - A.147 abgelegt. Die zugehörigen Messspannen und -genauigkeiten sind Tabelle 5.9 zu entnehmen. Da die Ergebnisse der drei Kalibrierungen eine Messgenauigkeit von $\pm 0,07$ bis $\pm 0,25\%$ der Messspanne aufzeigen und dies unerwartet gut ist, wird zur Kontrolle vom Autor eine Kalibrierung des vermeintlich "schlechtesten" Sensors (0 - 150 mbar-Differenzdrucksensor) durchgeführt. Hierfür wird in 50 mbar Schritten eine Auf- und Abwärtskalibrierung von 0 mbar bis 150 mbar im Druckzylinder durchgeführt. Für die Auf- und Abwärtsmessung wird anhand von 30 Messwerten über eine Zeitspanne von 30 Sekunden gemittelt. Es gelten weiterhin die gleichen Kriterien für den Bereich der konstanten Messwerte und die gleichen Abweichungsgrenzen zwischen den Messwerten der Auf- und Abwärtsmessung. Bei der Nullpunktkalibrierung treten jedoch aufgrund der kleineren Messspanne angezeigte absolute Abweichungen von lediglich $\pm 0,5$ mbar auf.

Als Referenzsensor dient der Differenzdrucksensor des Venturimesssystems, der über eine Herstellermessgenauigkeit von $\pm 0,1\%$ und aufgrund der Kalibrierung über eine erweiterte Messgenauigkeit von $\pm 0,04\%$ seiner Messspanne von 200 mbar verfügt. Zur sicheren Maximalunsicherheitsabschätzung wird jedoch für alle Kalibrierungen, basierend auf dem Venturidifferenzdrucksensor, mit einer Messgenauigkeit von $\pm 0,1\%$ der Messspanne gerechnet. Die Mittelung der Messwerte entspricht der bereits vorgestellten Mittelung der anderen Drucksensoren.

Zusätzlich werden die zwei 0 - 300 mbar Sensoren zur Überwachung der Seitenkanalverdichter kalibriert. Obwohl es sich hierbei nur um Messgenauigkeitsklasse-II-Sensoren handelt, wird eine Kalibrierung im Druckzylinder durchgeführt. Als Referenzsensor wird bis 200 mbar der kalibrierte Differenzdrucksensor des Venturimesssystems aufgrund der höheren Messgenauigkeit verwendet und nur der 300 mbar Punkt mit Hilfe des bereits beschriebenen 0 - 2 bar Referenzsensors kalibriert.

21.2.2 Ergebnisse

In den folgenden drei Kapiteln werden die Ergebnisse der Relativ-, Absolut- und Differenzdrucksensoren vorgestellt.

21.2.2.1 Relativdrucksensoren

Die Diagramme A.111 - A.113 zeigen die absoluten Messunsicherheiten der Sensoren der Kalibrierung der 0 - 2,5 bar, der 0 - 6 bar und der 0 - 60 bar Relativdrucksensoren. Die zugehörigen relativen Messunsicherheiten sind am Ende dieses Kapitels in den Abbildungen A.114 - A.116 aufgeführt.

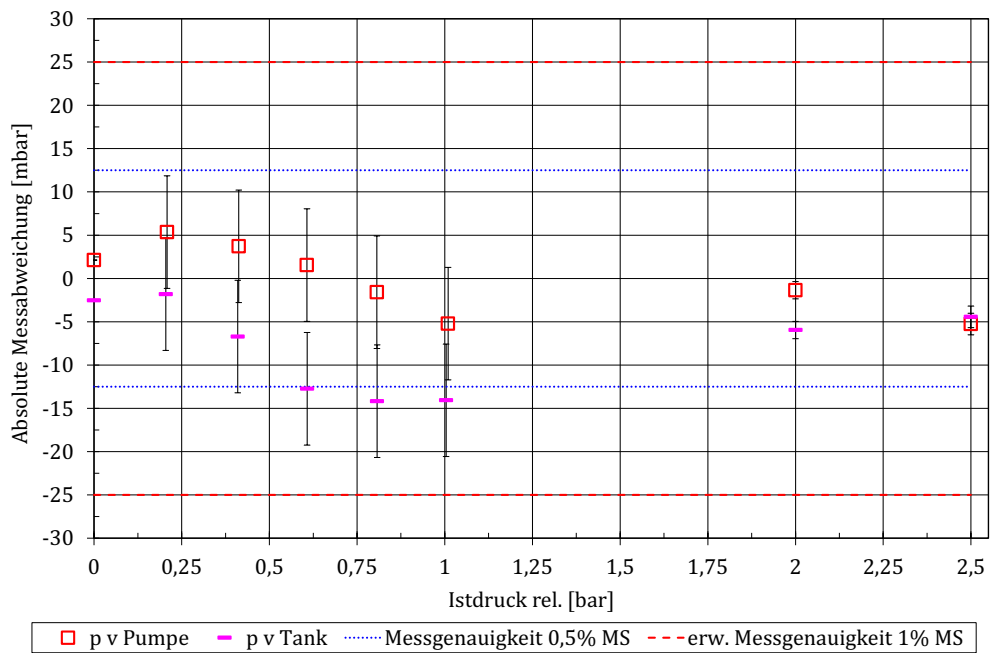


Abbildung A.111: Absolute Messunsicherheiten der 0-2,5 bar-Relativdrucksensoren

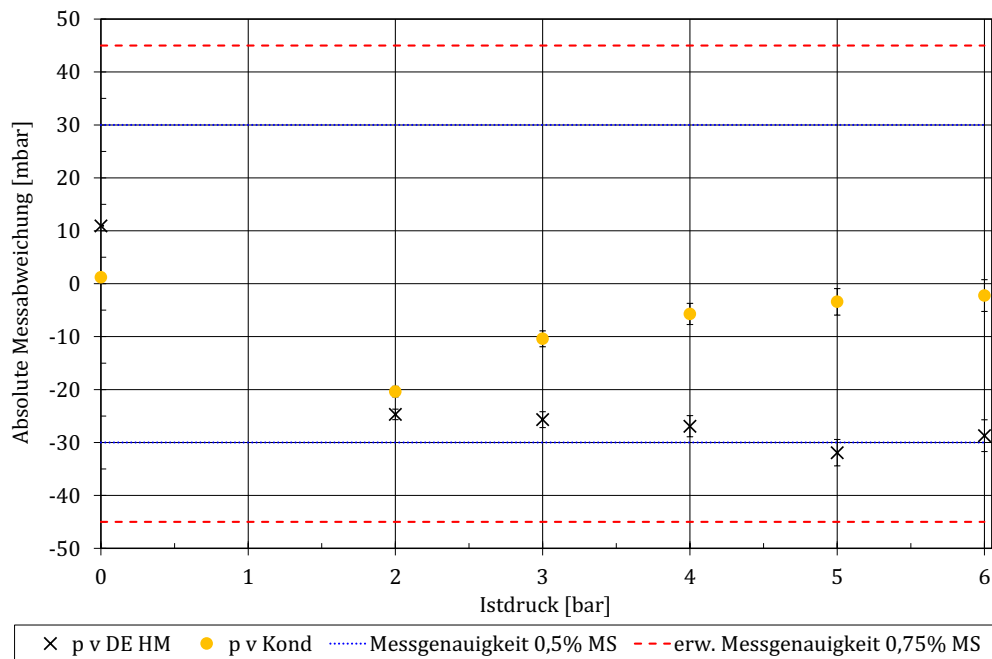
Anm.: p $\hat{=}$ Drucksensor, MS $\hat{=}$ Messspanne.


Abbildung A.112: Absolute Messunsicherheiten der 0-6 bar-Relativdrucksensoren

Anm.: p $\hat{=}$ Drucksensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, Kond $\hat{=}$ Kondensator, MS $\hat{=}$ Messspanne.

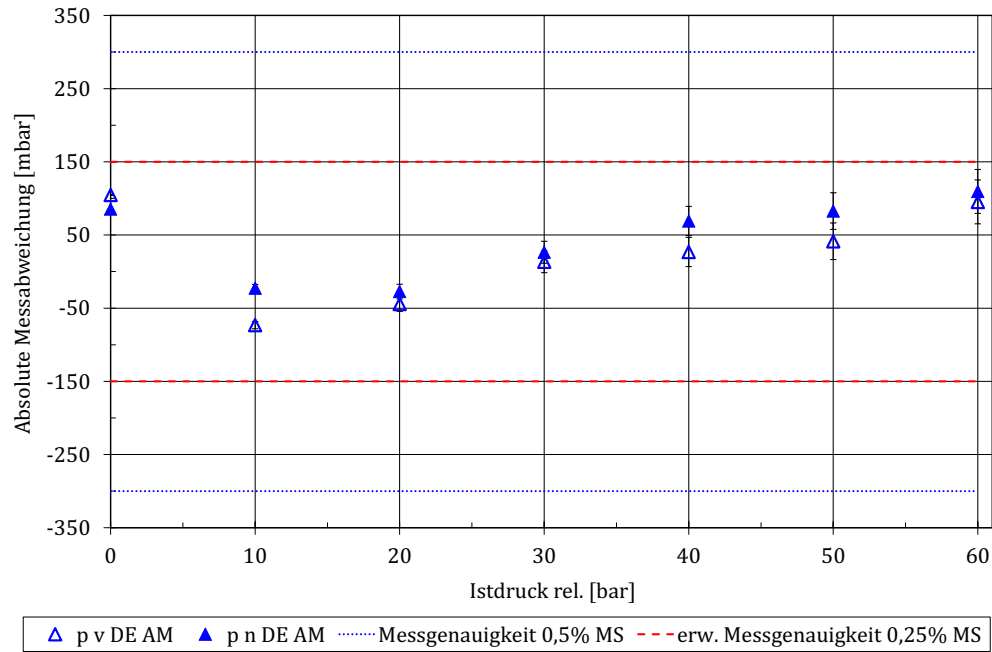


Abbildung A.113: Absolute Messunsicherheiten der 0-60 bar-Relativdrucksensoren
 Anm.: p $\hat{=}$ Drucksensor, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, MS $\hat{=}$ Messspanne.

In allen sechs Abbildungen sind die absoluten bzw. relativen Messunsicherheiten den auf der Abszisse aufgetragenen Istdrücken zugeordnet. Zusätzlich sind sowohl die Unsicherheitsspannen der Referenzsensoren jedem Messwert zugewiesen als auch die Messgenauigkeitsgrenzen der Relativdrucksensoren (Herstellerangaben) sowie die erweiterten Messgenauigkeiten als Geraden eingezeichnet. Insgesamt liegen 86% der Messwerte aller Sensoren im Gültigkeitsbereich von $\pm 0,5\%$ der entsprechenden Messspanne (Herstellermessgenauigkeit). Die erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen werden zu 100% eingehalten.

Betrachtet man nur die Messwerte der drei Messgenauigkeitsklasse-I-Sensoren sind es 90% bezüglich der Herstellerangaben und 100% bezüglich der erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen. Es zeigen sich bei den Drucksensoren p_{vTank} und $p_{vDE, HM}$ Abweichungen von der Herstellergenauigkeit. Für die 0-2,5 bar Sensoren wird die erweiterte Messgenauigkeit auf $\pm 1\%$ der Messspanne herabgesetzt. Da es sich bei den beiden Sensoren p_{vPumpe} und p_{vTank} um Genauigkeitsklasse-II-Anforderungen handelt, ist diese Halbierung der Herstellermessgenauigkeit unkritisch. Für die 0-6 bar Sensoren reicht eine Erweiterung auf $\pm 0,75\%$ der Messspanne aus, damit 100% der Kalibrierpunkte innerhalb der erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen liegen. Die reduzierte Messgenauigkeit des abgasseitigen Eintrittsdrucks hat jedoch auf die Auswertung der Dampferzeugervermessung aus zwei Gründen keine signifikanten Auswirkungen. Zum einen ist die Unsicherheit in der Bestimmung des abgasseitigen Wärmestroms bei einer maximalen

Messunsicherheit von ± 45 mbar zu vernachlässigen (s. Messunsicherheitsbestimmung im Kapitel 5.3) und zum anderen wird der abgasseitige Druckverlust über separate Differenzdrucksensoren mit höherer Messgenauigkeit und nicht über die absoluten Drücke vor und nach dem Dampferzeuger bestimmt.

Für die 0-60 bar Sensoren kann die erweiterte Messgenauigkeit gegenüber der Herstellermessgenauigkeit sogar von $\pm 0,5\%$ auf $\pm 0,25\%$ der Messspanne gesteigert werden. Dies ist von Bedeutung, da es sich bei den 0-60 bar Sensoren um die Messstellen $p_{vDE,AM}$ und $p_{nDE,AM}$ handelt und diese für die Bestimmung sowohl des arbeitsmedienseitigen Wärmestroms als auch des Druckverlustes genutzt werden.

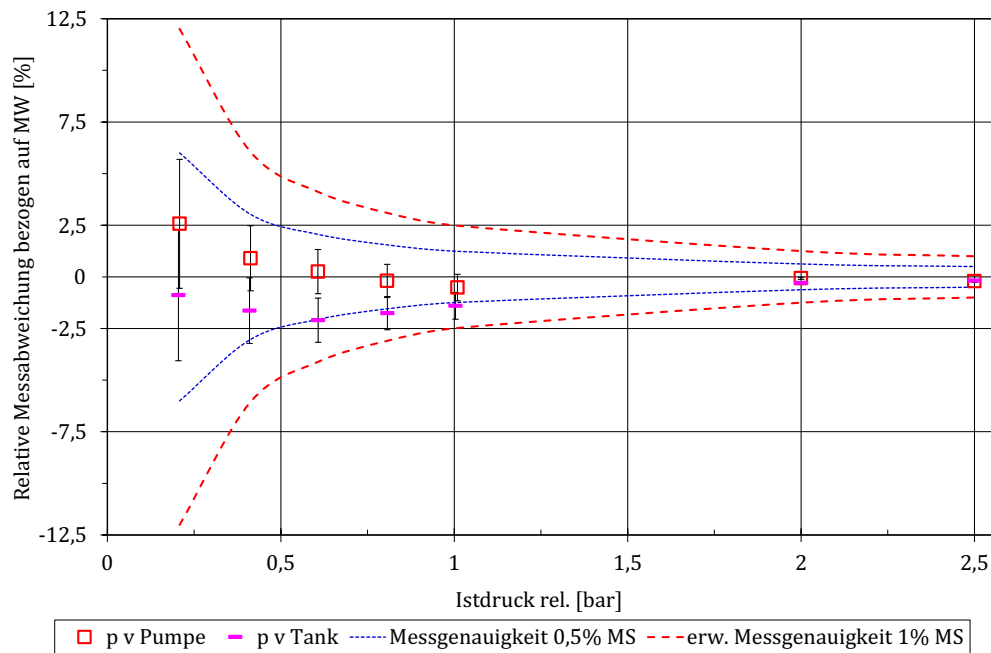


Abbildung A.114: Relative Messunsicherheiten der 0-2,5 bar-Relativdrucksensoren

Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, p $\hat{=}$ Druck, MS $\hat{=}$ Messspanne.

21.2.2.2 Absolutdrucksensoren

In Abbildung A.117 und A.118 sind die absoluten und relativen Messunsicherheiten des Umgebungsdrucksensors dargestellt. Ebenso wie bei den zuvor dargestellten Ergebnissen sind die vom Hersteller angegebenen Genauigkeitsgrenzen des Sensors, die erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen und die Unsicherheitsspanne des Referenzsensors eingezeichnet.

Die sehr geringen Abweichungen vom Istdruck in jedem Kalibrierpunkt ermöglichen die Vorgabe der erweiterten Messgenauigkeit von $\pm 0,5\%$ der Messspanne. Insgesamt liegen 100% der Messwerte innerhalb der erweiterten Messgenauigkeit.

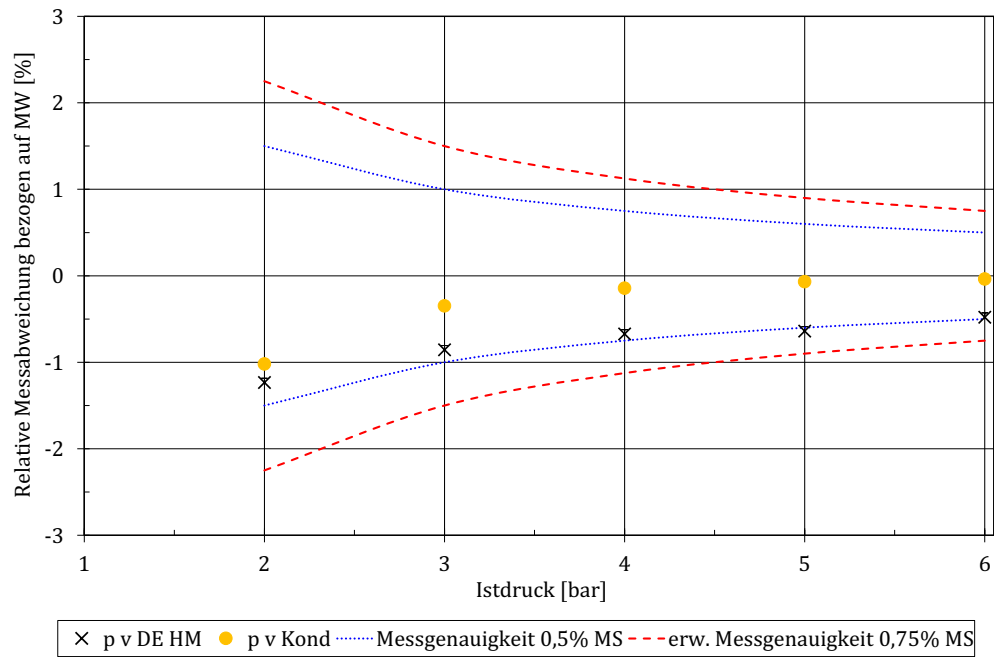


Abbildung A.115: Relative Messunsicherheiten der 0-6 bar-Relativdrucksensoren
Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, p $\hat{=}$ Druck, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, MS $\hat{=}$ Messspanne.

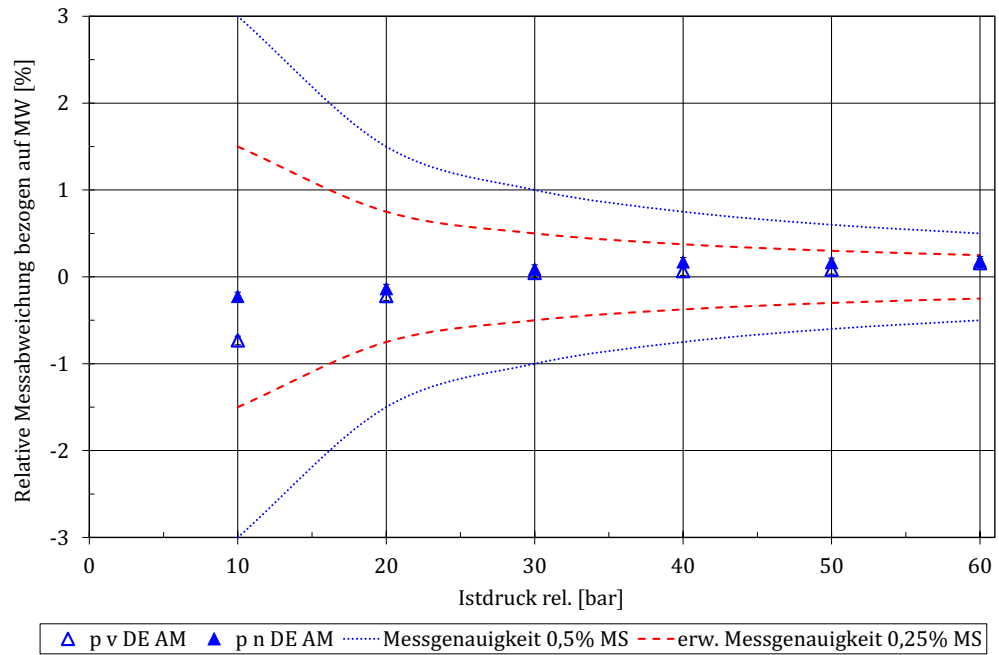


Abbildung A.116: Relative Messunsicherheiten der 0-60 bar-Relativdrucksensoren
Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, p $\hat{=}$ Druck, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, MS $\hat{=}$ Messspanne.

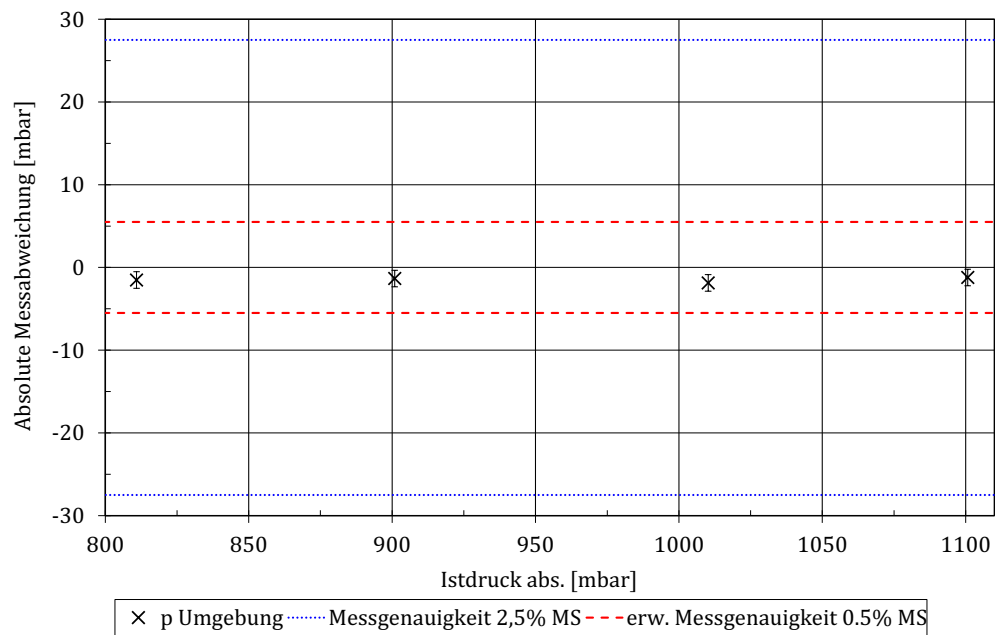


Abbildung A.117: Absolute Messunsicherheiten des Umgebungsdrucksensors

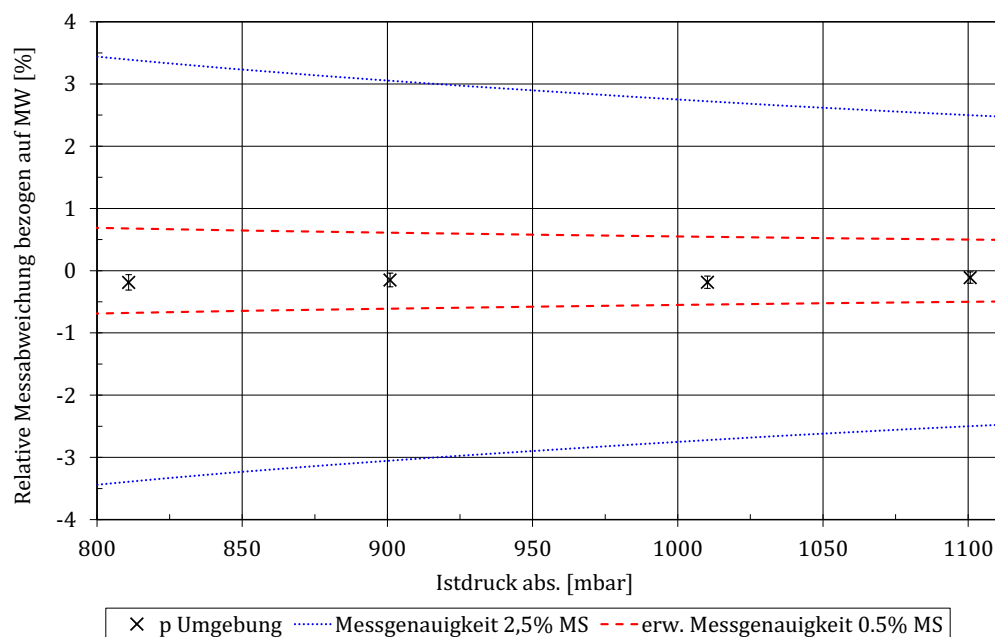
Anm.: MS $\hat{=}$ Messspanne.


Abbildung A.118: Relative Messunsicherheiten des Umgebungsdrucksensors

Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, MS $\hat{=}$ Messspanne.

Zu beachten ist, dass der Umgebungsdrucksensor zusammen mit den Relativdrucksensoren zur Berechnung der Absolutdrücke genutzt wird. Da die absolute Messunsicherheit des Umgebungsdrucksensors jedoch 6 mbar nicht überschreitet, hat dieser keinen signifikanten Einfluss auf die Genauigkeit der Absolutdruckbestimmung. Speziell die beiden 60 bar Genauigkeitsklasse-I-Sensoren (Relativdrucksensoren) werden aufgrund der hohen Messspanne und der entsprechenden eigenen Messgenauigkeit von ± 150 mbar nicht signifikant durch die Messgenauigkeit des Umgebungsdrucksensors beeinflusst. Der dritte Genauigkeitsklasse-I-Sensor (Relativdrucksensor) misst den abgasseitigen Druck vor dem Dampfzerzeuger und hat eine Messspanne von 0-6 bar. Hierbei sind ± 6 mbar Abweichung bezogen auf die eigene Messgenauigkeit von ± 45 mbar zwar fast 15%, absolut hat dies, wie bereits im Abschnitt Relativdrucksensoren beschrieben, jedoch keinen signifikanten Einfluss auf die Auswertung.

21.2.2.3 Differenzdrucksensoren

In den Abbildungen A.119 bis A.122 sind die absoluten und relativen Messunsicherheiten der beiden Seitenkanaldifferenzdrucksensoren und des 150 mbar Abgasdifferenzdrucksensors dargestellt. In den Abbildungen sind die Herstellergenauigkeitsgrenzen, die erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen und die Unsicherheitsspanne des Referenzsensors eingezeichnet.

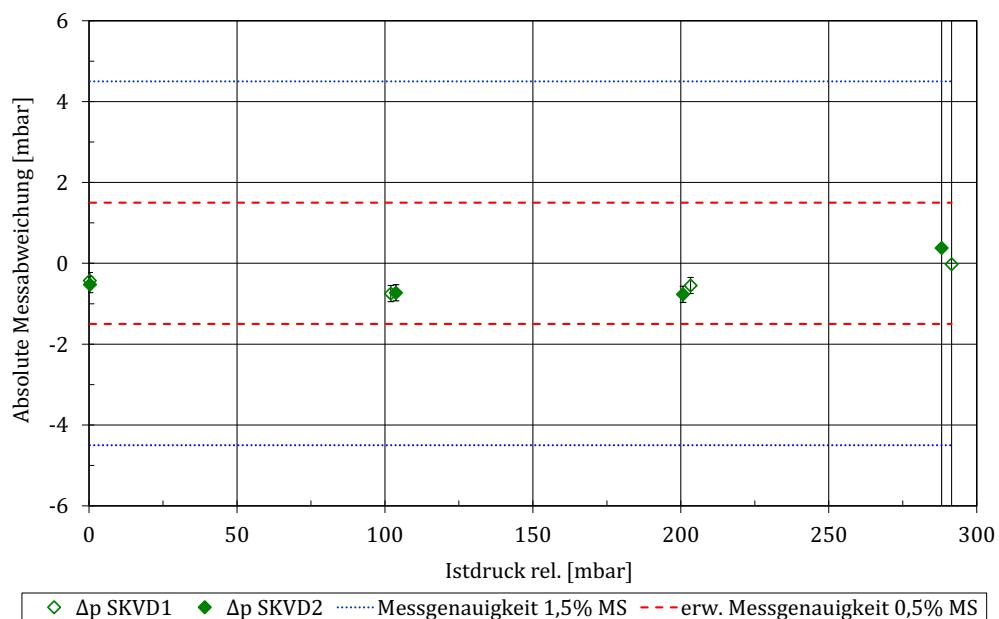


Abbildung A.119: Absolute Messunsicherheiten der Seitenkanaldifferenzdrucksensoren Δp_{SKVD}

Anm.: MS $\hat{=}$ Messspanne.

Die Ergebnisse der Herstellerkalibrierung der drei Abgasdifferenzdrucksensoren weisen

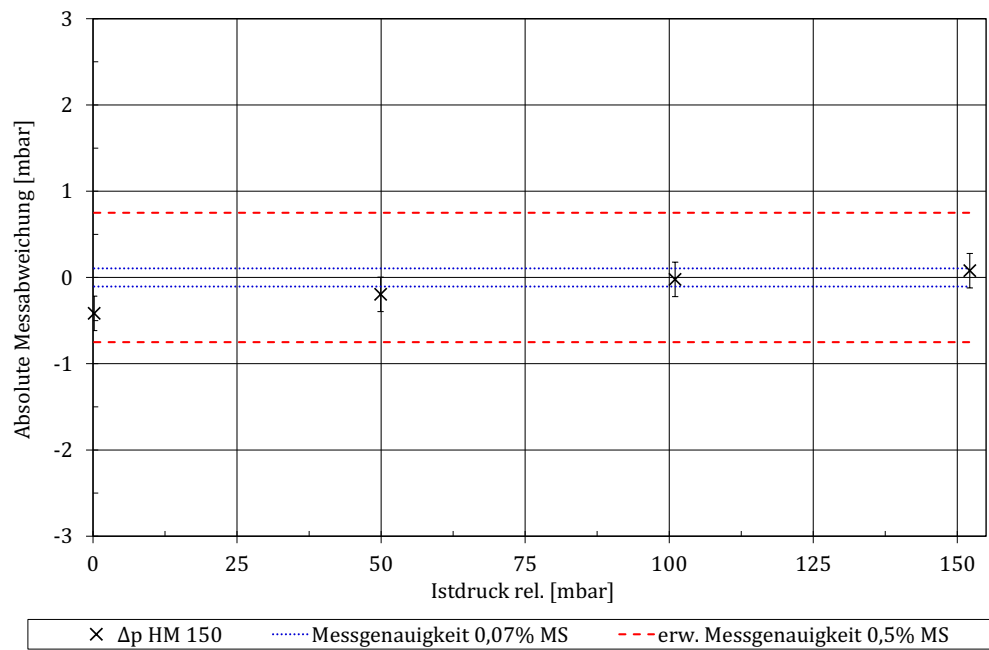


Abbildung A.120: Absolute Messunsicherheiten des abgasseitigen 150 mbar-Differenzdrucksensors $\Delta p_{HM,150}$

Anm.: MS $\hat{=}$ Messspanne.

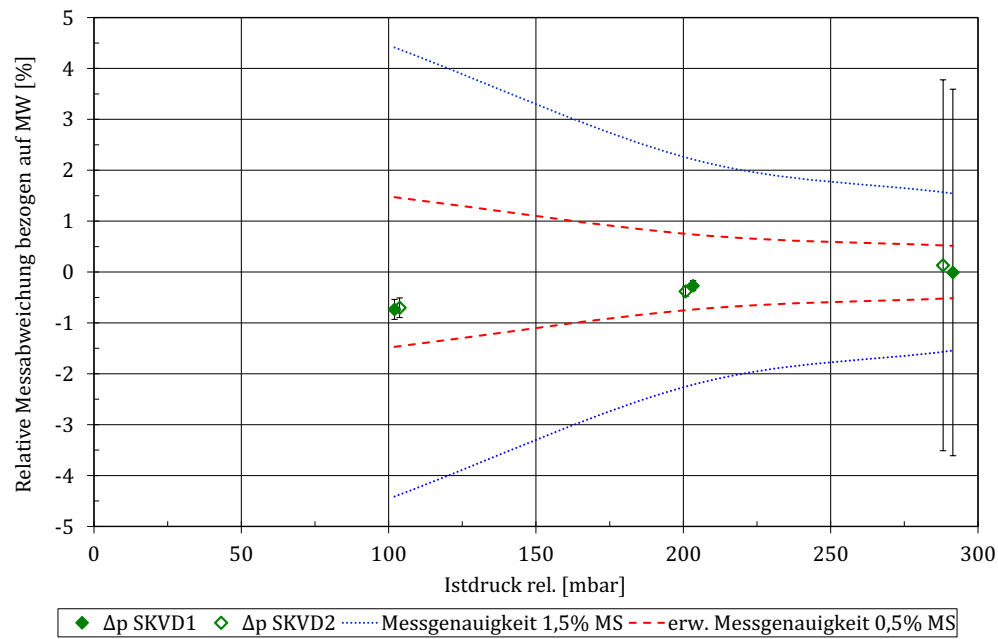


Abbildung A.121: Relative Messunsicherheiten der Seitenkanaldifferenzdrucksensoren Δp_{SKVD}

Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, MS $\hat{=}$ Messspanne.

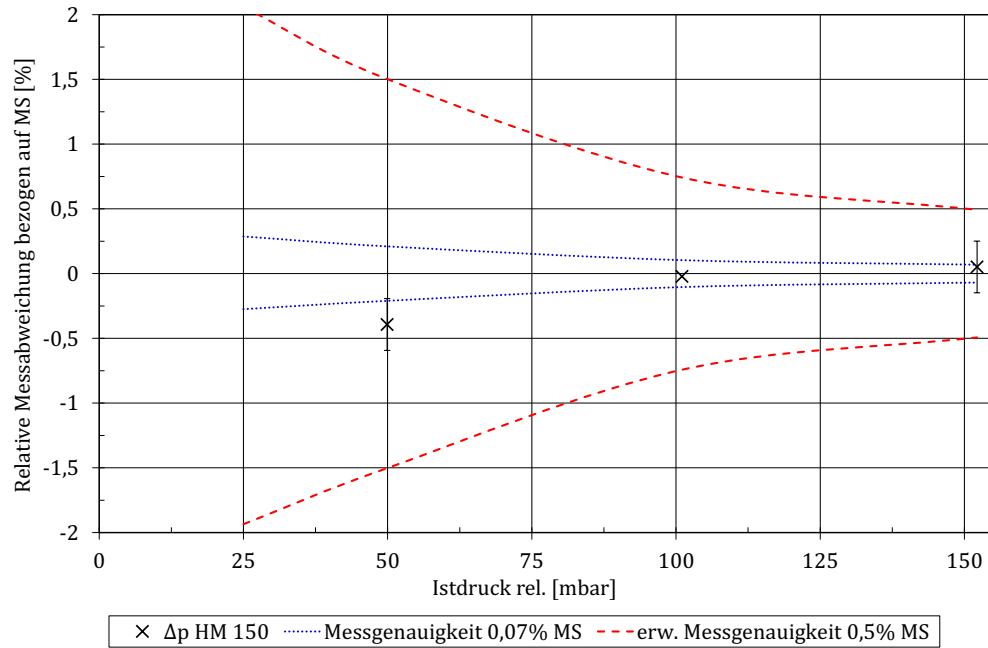


Abbildung A.122: Relative Messunsicherheiten des abgasseitigen 150 mbar-Differenzdrucksensors $\Delta p_{HM,150}$

Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert, MS $\hat{=}$ Messspanne.

eine sehr hohe Messgenauigkeit auf und sind daher wahrscheinlich unter idealen Bedingungen erstellt worden. Da es aber bei der Verwendung an den beiden Versuchsständen zu Abweichungen in den Randbedingungen kommt und eine veränderte Messstrecke zugrunde liegt, wird für die Auswertung der Versuchsergebnisse mit einer größeren Messunsicherheit gerechnet. Zur Bestimmung dieser Messunsicherheit dienen die Ergebnisse der vom Autor durchgeführten Differenzdruckkalibrierungen, die alle bei Berücksichtigung der gesamten Messstrecke eine maximale Messunsicherheit von weniger als $\pm 0,5\%$ der Messspanne aufweisen (s. Abb. A.119 und A.120). Vernachlässigt werden hierbei die Überschreitung der $\pm 0,5\%$ Messgenauigkeit der 300 mbar Kalibrierpunkte aufgrund der hohen Referenzmessunsicherheit des 0-2 bar Sensors. Somit liegen 100% der Messwerte innerhalb der erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen.

Die nicht vom Autor kalibrierten 0-10 mbar und 0-300 mbar-Differenzdrucksensoren verfügen entsprechend der Herstellerkalibrierung über eine höhere Genauigkeit als der 0-150 mbar-Differenzdrucksensor und bedürfen daher keiner zusätzlichen Überprüfung. Für diese Sensoren wird ebenfalls eine erweiterte Messgenauigkeit von 0,5% der Messspanne übernommen.

Da die Druckaufnehmermessstellen im Versuchsbetrieb den Druckunterschied in einem durchströmten Kanal messen und dies bei der Kalibrierung nicht berücksichtigt wird, wird die Messgenauigkeit von $\pm 0,5\%$ auf $\pm 1\%$ der Messspanne für alle fünf Diffe-

renzdrucksensoren herabgesetzt. Hierbei ist allerdings zu berücksichtigen, dass es sich bei der Messung des Abgasdruckverlustes um eine Differenzmessung handelt und sich somit die Unsicherheiten aufgrund der Durchströmung größtenteils gegenseitig aufheben. Dies gilt speziell für die Differenzdruckmessung im Druckverlustversuchsstand bei konstanter Temperatur.

Zusammenfassend gelten die in Tabelle A.41 aufgelisteten erweiterten Messgenauigkeiten der Druck- und Differenzdrucksensoren für die Auswertung der Versuchsergebnisse (Kapitel 6) und für die Messunsicherheitsbestimmung (Kapitel 5.3).

Sensor	Erweiterte Messgenauigkeit
p_{vPumpe} , p_{vTank} , Δp_{SKVD} , $\Delta p_{DE, HM}$	$\pm 1\%$ der Messspanne
$p_{vDE, HM}$, p_{vKond}	$\pm 0,75\%$ der Messspanne
$p_{Umgebung}$	$\pm 0,5\%$ der Messspanne
$p_{vDE, AM}$, $p_{nDE, AM}$	$\pm 0,25\%$ der Messspanne

Tabelle A.41: Erweiterte Messgenauigkeit der Drucksensoren nach der Überprüfung mittels Kalibrierung

Anm.: $p \hat{=}$ Drucksensor, $\Delta p \hat{=}$ Differenzdrucksensor, $SKVD \hat{=}$ Seitenkanalverdichter, $DE \hat{=}$ Dampferzeuger, $HM \hat{=}$ Heizmedium, $Kond \hat{=}$ Kondensator, $AM \hat{=}$ Arbeitsmedium.

Für die Messgenauigkeitsklasse-II-Sensoren gilt weiterhin die $\pm 5\%$ Anforderung, die für alle Sensoren deutlich unterschritten wird.

A.19.3 Massenstromsensorkalibrierung

Am Dampferzeugerversuchsstand wird der arbeitsmedienseitige und der abgasseitige Massenstrom vermessen, wobei die Abgasmassenstrommesstechnik ebenfalls am Druckverlustversuchsstand verwendet wird. Für die Arbeitsmedienmassenstromerfassung wird ein Coriolismassenstrommessgerät genutzt, welches mittels Präzisionswaage anhand einer Vergleichsmessung kalibriert wird.

21.3.1 Methodik und Umsetzung der Massenstromsensorkalibrierung

In der folgenden Abbildung A.123 ist der prinzipielle Versuchsaufbau der Arbeitsmedienmassenstromkalibrierung dargestellt.

Für die Kalibrierung werden Massenströme zwischen 2 g/s und 50 g/s jeweils mindestens drei Minuten mittels Pumpe von einem Vorratsbehälter durch das Coriolismessgerät in einen, auf einer Präzisionswaage stehenden, Auffangbehälter gefördert. Der Vergleich des Coriolismesswertes mit dem Ergebnis der Massenstromberechnung

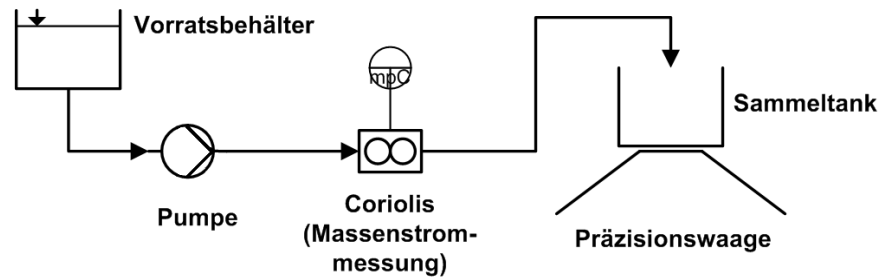


Abbildung A.123: Prinzipskizze der Arbeitsmedienmassenstromkalibrierung

Anm.: mp $\hat{=}$ Massenströmsensor, C $\hat{=}$ Coriolis.

mittels Waage liefert die Unsicherheitsbestimmung der Massenstrommessung. Der Hersteller des Coriolismessgerätes gibt eine Messgenauigkeit von $\pm 0,5\%$ des Messwertes für die Messspanne von 2 - 8 g/s, von $\pm 0,2\%$ für die Messspanne von 8 - 40 g/s und von $\pm 0,1\%$ für die Messwerte über 40 g/s an. Die Präzisionswaage hat eine Messgenauigkeit von $\pm 0,4\text{g}$, was aufgrund der langen Kalibrierdauer von mindestens drei Minuten und dem geringsten, zu kalibrierenden Massenstrom von 2,2 g/s zu einer prozentualen Referenzmessgenauigkeit von kleiner $\pm 0,1\%$ des Messwertes führt. Für den 50 g/s Kalibrierpunkt ist die Messgenauigkeit kleiner als $\pm 0,005\%$.

21.3.2 Ergebnisse

In den Abbildungen A.124 und A.125 sind die absoluten und relativen Messunsicherheiten des Arbeitsmedienmassenstromsensors dargestellt. Zusätzlich sind in beiden Diagrammen die Referenzmessunsicherheiten der Waage jedem Kalibrierpunkt zugeordnet sowie die vom Hersteller angegebenen und die erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen eingezeichnet.

Es zeigt sich, dass die Massenströme über 10 g/s außerhalb der Herstellergenauigkeit liegen. Da es sich bei dem Coriolismessgerät um eine sehr präzise Messtechnik handelt und diese für den Dampferzeugerversuchsstand neu angeschafft wurde, sind diese großen Abweichungen von der Herstellergenauigkeit überraschend. Da aber die Kalibrierung mittels Präzisionswaage noch genauer ist, wird zur sicheren Abschätzung der maximalen Wärmestrommessunsicherheit für alle Massenstrommessungen mit einer Unsicherheit von $\pm 0,5\%$ des Messwertes gerechnet. Hierbei kann der 50 g/s Kalibrierpunkt vernachlässigt werden, da der Betriebsbereich des Versuchsstandes zwischen 2 g/s und 40 g/s liegt. Insgesamt liegen somit 100% der Messwerte innerhalb der erweiterten Messgenauigkeitsgrenzen.

Für den Abgasmassenstrom werden die Kalibrierergebnisse des Herstellers übernommen (s. Anhang A.22), da die Messtechnik speziell für die Anforderungen der beiden

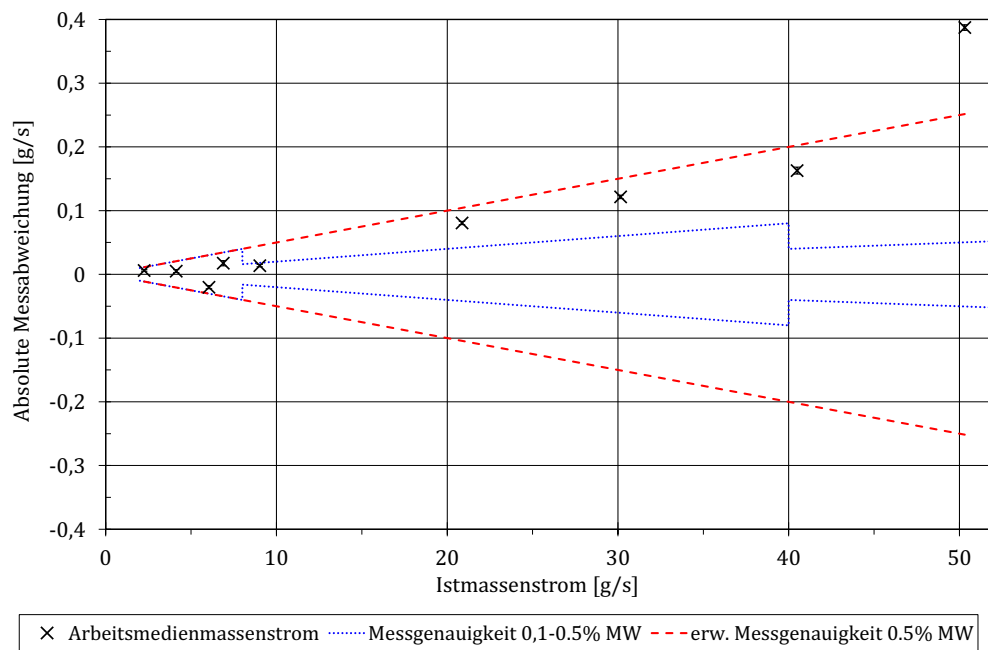


Abbildung A.124: Absolute Messunsicherheiten des Arbeitsmedienmassenstromsensors
Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert.

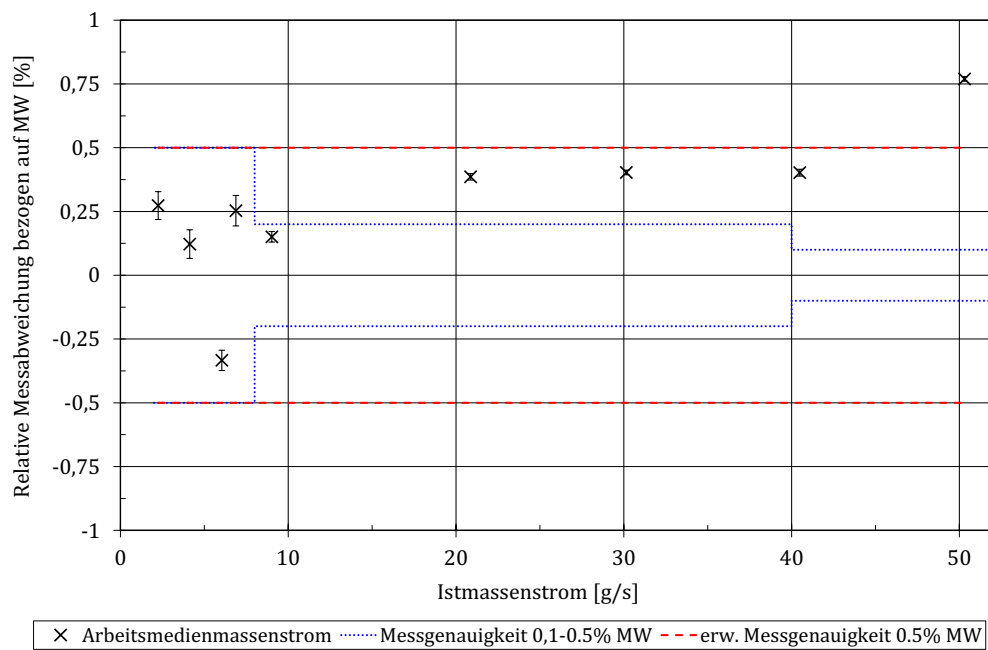


Abbildung A.125: Relative Messunsicherheiten des Arbeitsmedienmassenstromsensors
Anm.: MW $\hat{=}$ Messwert.

Versuchsstände zugeschnitten und entsprechend der Versuchsbedingungen kalibriert wurde. In Tabelle 5.9 im Kapitel 5.3 sind die Ergebnisse der beiden Massenstromkalibrierungen zusammengefasst.

A.20 Messunsicherheitsbestimmung

Aufgrund der Messunsicherheiten der Größen Temperatur, Druck und Massenstrom (T_{in} , T_{out} , p und \dot{M}) ist die Berechnung der übertragenen Leistung \dot{Q} auch unsicher. Diese Unsicherheit $\Delta\dot{Q}$ lässt sich aus Gleichung 2.3 mittels Taylorreihenentwicklung, abgebrochen nach dem ersten Glied, wie folgt beschreiben:

$$\Delta\dot{Q} = \frac{\partial\dot{Q}}{\partial T_{in}}\Delta T_{in} + \frac{\partial\dot{Q}}{\partial T_{out}}\Delta T_{out} + \frac{\partial\dot{Q}}{\partial p}\Delta p + \frac{\partial\dot{Q}}{\partial \dot{M}}\Delta\dot{M} \quad (5.2)$$

$$\text{mit } \dot{Q} = \dot{M} \cdot (h_{in} - h_{out}) \quad (2.3)$$

$$= \dot{M} \cdot c_p \cdot (T_{in} - T_{out})$$

Für die Bestimmung der partiellen Ableitungen wird die spezifische Wärmekapazität als Funktion der Temperatur bei konstantem Druck für die vier Fälle Abgas, Abgasrückführung sowie flüssiges und gasförmiges Arbeitsmedium wie folgt beschrieben:

$$AG : c_p(T) = 1,0062 + 3 \cdot 10^{-7} \cdot T + 6 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 4 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 \quad (A.13)$$

$$AGR : c_p(T) = 1,01 - 2 \cdot 10^{-5} \cdot T + 6 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 5 \cdot 10^{-10} \cdot T^3 \quad (A.14)$$

$$AM^l : c_p(T) = 4,1874 - 1,1 \cdot 10^{-3} \cdot T + 2 \cdot 10^{-5} \cdot T^2 - 7 \cdot 10^{-8} \cdot T^3 \quad (A.15)$$

$$AM^v : c_p(T) = 16,395 - 9,22 \cdot 10^{-2} \cdot T + 2 \cdot 10^{-4} \cdot T^2 - 1 \cdot 10^{-7} \cdot T^3 \quad (A.16)$$

Anm.: $AM^l \hat{=}$ flüssiges Arbeitsmedium, $AM^v \hat{=}$ gasförmiges Arbeitsmedium.

Die Funktionen für $c_p(T)$ sind hierbei die Ergebnisse einer Kurvenanpassung mit Hilfe eines Polynoms dritten Grades. Hierfür wird für den Abgasfall die Bestimmung der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck (1 bar) und einer Temperaturvariation von 0°C bis 550°C anhand der Stoffdatenbibliothek REFPROP - Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties (2007) durchgeführt. Für die Abgasrückführungsvariante wird mit einem Mittelwert des Drucks für die Druckspanne von 1 - 5 bar gerechnet. Im Fall der Messunsicherheitsbestimmung für das Arbeitsmedium wird exemplarisch mit 40 bar gerechnet. Der Unterschied zwischen Ein- und Austrittsdruck hat keinen signifikanten Einfluss auf die Stoffdaten und kann daher vernachlässigt werden. Ebenso kann die Messunsicherheitsbestimmung bei 40 bar als Richtwert für den gesamten Betriebsbereich von 1 - 60 bar herangezogen werden, da der Einfluss der Wärmekapazitätsfunktionen bei variierendem Druck im Vergleich zu den Messunsicherheiten aufgrund der Temperatur zu vernachlässigen ist.

Für die partiellen Ableitungen gilt somit:

Abgas (AG):

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{Q}_{AG}}{\partial T_{HM,in}} &= \dot{M}_{HM} (1,0062 - 6 \cdot 10^{-7} T_{HM,in} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,in}^2 - 16 \cdot 10^{-10} T_{HM,in}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AG}}{\partial T_{HM,out}} &= \dot{M}_{HM} (1,0062 - 6 \cdot 10^{-7} T_{HM,out} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,out}^2 - 16 \cdot 10^{-10} T_{HM,out}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AG}}{\partial p_{HM}} &= 0 \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AG}}{\partial \dot{M}_{HM}} &= c_p (T_{HM,in} - T_{HM,out})\end{aligned}$$

Abgasrückführung (AGR):

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{Q}_{AGR}}{\partial T_{HM,in}} &= \dot{M}_{HM} (1,01 - 4 \cdot 10^{-5} T_{HM,in} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,in}^2 - 20 \cdot 10^{-10} T_{HM,in}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AGR}}{\partial T_{HM,out}} &= \dot{M}_{HM} (1,01 - 4 \cdot 10^{-5} T_{HM,out} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,out}^2 - 20 \cdot 10^{-10} T_{HM,out}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AGR}}{\partial p_{HM}} &= 0 \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AGR}}{\partial \dot{M}_{HM}} &= c_p (T_{HM,in} - T_{HM,out})\end{aligned}$$

Arbeitsmedium (AM):

$$\begin{aligned}\frac{\partial \dot{Q}_{AM}}{\partial T_{AM,in}} &= \dot{M}_{AM} (4,1874 - 1,1 \cdot 10^{-3} T_{AM,in} + 2 \cdot 10^{-5} T_{AM,in}^2 - 7 \cdot 10^{-8} T_{AM,in}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AM}}{\partial T_{AM,out}} &= \dot{M}_{AM} (16,395 - 9,22 \cdot 10^{-2} T_{AM,out} + 2 \cdot 10^{-4} T_{AM,out}^2 - 1 \cdot 10^{-7} T_{AM,out}^3) \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AM}}{\partial p_{AM}} &= 0 \\ \frac{\partial \dot{Q}_{AM}}{\partial \dot{M}_{AM}} &= c_p (T_{AM,in} - T_{AM,out})\end{aligned}$$

In die Taylorentwicklungen eingesetzt, folgt für den Wärmestrom in Abhängigkeit von den unsicheren Messgrößen:

Abgas:

$$\begin{aligned}
 \Delta \dot{Q}_{AG} &= \dot{M}_{HM} (1,0062 - 6 \cdot 10^{-7} T_{HM,in} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,in}^2 - 16 \cdot 10^{-10} T_{HM,in}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{HM,in} \\
 &+ \dot{M}_{HM} (1,0062 - 6 \cdot 10^{-7} T_{HM,out} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,out}^2 - 16 \cdot 10^{-10} T_{HM,out}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{HM,out} \\
 &+ c_p (T_{HM,in} - T_{HM,out}) \Delta \dot{M}_{HM}
 \end{aligned} \tag{A.17}$$

Abgasrückführung:

$$\begin{aligned}
 \Delta \dot{Q}_{AGR} &= \dot{M}_{HM} (1,01 - 4 \cdot 10^{-5} T_{HM,in} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,in}^2 - 20 \cdot 10^{-10} T_{HM,in}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{HM,in} \\
 &+ \dot{M}_{HM} (1,01 - 4 \cdot 10^{-5} T_{HM,out} + 18 \cdot 10^{-7} T_{HM,out}^2 - 20 \cdot 10^{-10} T_{HM,out}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{HM,out} \\
 &+ c_p (T_{HM,in} - T_{HM,out}) \Delta \dot{M}_{HM}
 \end{aligned} \tag{A.18}$$

Arbeitsmedium:

$$\begin{aligned}
 \Delta \dot{Q}_{AM} &= \dot{M}_{AM} (4,1874 - 1,1 \cdot 10^{-3} T_{AM,in} + 2 \cdot 10^{-5} T_{AM,in}^2 - 7 \cdot 10^{-8} T_{AM,in}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{AM,in} \\
 &+ \dot{M}_{AM} (16,395 - 9,22 \cdot 10^{-2} T_{AM,out} + 2 \cdot 10^{-4} T_{AM,out}^2 - 1 \cdot 10^{-7} T_{AM,out}^3) \\
 &\quad \cdot \Delta T_{AM,out} \\
 &+ c_p (T_{AM,in} - T_{AM,out}) \Delta \dot{M}_{AM}
 \end{aligned} \tag{A.19}$$

Betriebspunkt							
Nr.	$T_{HM,in}$	$T_{HM,out}$	p_{HM}	\dot{M}_{HM}	\dot{Q}_{AGR}	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AGR}}{\dot{Q}_{AGR}}$	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AGR,real}}{\dot{Q}_{AGR,real}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%	%
1	120	15	3	5	0,53	$\pm 3,1$	$\pm 2,3$
2	120	55	3	5	0,33	$\pm 4,0$	$\pm 2,5$
3	450	15	3	5	2,25	$\pm 2,6$	$\pm 2,2$
4	450	55	3	5	2,05	$\pm 2,7$	$\pm 2,2$
5	120	15	3	100	10,60	$\pm 1,6$	$\pm 0,8$
6	120	55	3	100	6,57	$\pm 2,5$	$\pm 1,0$
7	450	15	3	100	45,04	$\pm 1,1$	$\pm 0,7$
8	450	55	3	100	41,01	$\pm 1,3$	$\pm 0,7$
9	450	250	3	5	1,06	$\pm 3,9$	$\pm 2,5$
10	400	200	3	5	1,05	$\pm 3,6$	$\pm 2,4$
11	350	150	3	5	1,04	$\pm 3,4$	$\pm 2,3$
12	300	100	3	5	1,04	$\pm 3,2$	$\pm 2,3$
13	450	400	3	100	5,37	$\pm 10,9$	$\pm 4,2$
14	400	350	3	100	5,31	$\pm 10,0$	$\pm 4,0$
15	350	300	3	100	5,26	$\pm 9,0$	$\pm 3,7$
16	300	250	3	100	5,20	$\pm 8,0$	$\pm 3,5$

Tabelle A.42: Messunsicherheitsbestimmung für den Abgasrückführungswärmestrom \dot{Q}_{AGR}
 Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AGR $\hat{=}$
 Abgasrückführung, real $\hat{=}$ Erklärung s. Kapitel 5.3.

Betriebspunkt							
Nr.	$T_{AM,in}$	$T_{AM,out}$	p_{AM}	\dot{M}_{AM}	\dot{Q}_{AM}	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AM}}{\dot{Q}_{AM}}$	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AM,real}}{\dot{Q}_{AM,real}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%	%
1	120	15	40	2	6,99	$\pm 2,4$	$\pm 0,7$
2	120	55	40	2	2,04	$\pm 0,9$	$\pm 0,7$
3	550	15	40	2	6,49	$\pm 2,5$	$\pm 0,7$
4	550	55	40	2	1,54	$\pm 1,2$	$\pm 0,7$
5	120	15	40	25	87,34	$\pm 2,3$	$\pm 0,6$
6	120	55	40	25	25,47	$\pm 0,6$	$\pm 0,3$
7	550	15	40	25	81,08	$\pm 2,4$	$\pm 0,7$
8	550	55	40	25	19,21	$\pm 0,8$	$\pm 0,4$

Tabelle A.43: Messunsicherheitsbestimmung für den Arbeitsmedienwärmestrom \dot{Q}_{AM}

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, real $\hat{=}$ Erklärung s. Kapitel 5.3.

Betriebspunkt						
Nr.	$T_{HM,in}$	$T_{HM,out}$	p_{HM}	\dot{M}_{HM}	\dot{Q}_{AGR}	$\frac{\Delta \dot{Q}_{AGR,real,\eta_{DE}}}{\dot{Q}_{AGR,real,\eta_{DE}}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%
17	450	120	3	5	1,65	$\pm 2,2$
18	400	120	3	5	1,45	$\pm 2,3$
19	350	120	3	5	1,19	$\pm 2,3$
20	300	120	3	5	0,93	$\pm 2,3$
21	450	120	3	100	34,44	$\pm 0,7$
22	400	120	3	100	29,07	$\pm 0,8$
23	350	120	3	100	23,76	$\pm 0,8$
24	300	120	3	100	18,50	$\pm 0,8$

Tabelle A.44: Messunsicherheitsbestimmung für den Abgasrückführungswärmestrom $\dot{Q}_{AGR,real,\eta}$ - realistische Messunsicherheitsannahmen und ein hoher Dampferzeugernutzungsgrad

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AGR $\hat{=}$ Abgasrückführung, real und η $\hat{=}$ Erklärung s. Kapitel 5.3, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger.

Betriebspunkt						
Nr.	$T_{AM,in}$	$T_{AM,out}$	p_{AM}	\dot{M}_{AM}	\dot{Q}_{AM}	$\frac{\Delta\dot{Q}_{AM,real,\eta_{DE}}}{\dot{Q}_{AM,real,\eta_{DE}}}$
-	°C	°C	bar	g/s	kW	%
17	75	300	40	2	5,29	$\pm 0,2$
18	75	350	40	2	5,55	$\pm 0,2$
19	75	400	40	2	5,79	$\pm 0,3$
20	75	450	40	2	6,03	$\pm 0,5$
21	75	300	40	12	31,73	$\pm 0,1$
22	75	350	40	12	33,31	$\pm 0,2$
23	75	400	40	12	34,77	$\pm 0,3$
24	75	450	40	12	36,17	$\pm 0,4$

Tabelle A.45: Messunsicherheitsbestimmung für den Arbeitsmedienwärmestrom $\dot{Q}_{AM,real,\eta}$ - realistische Messunsicherheitsannahmen und ein hoher Dampferzeugernutzungsgrad

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, real und η $\hat{=}$ Erklärung s. Kapitel 5.3, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger.

A.21 Einbaulage der Temperaturmessstellen $T_{vDE, HM}$ und $T_{nDE, HM}$

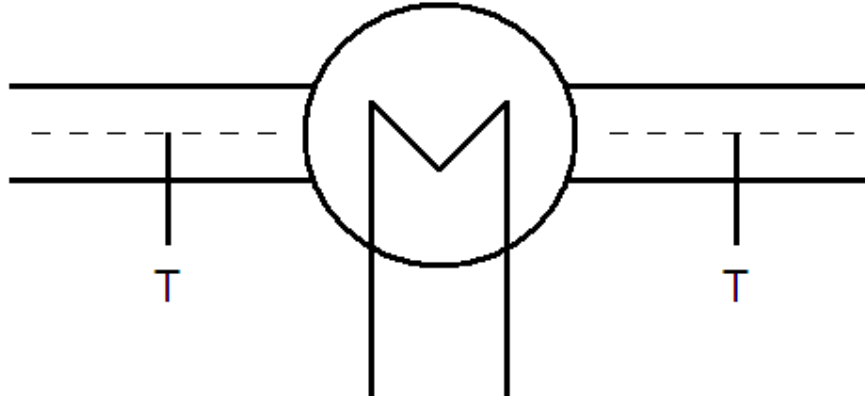


Abbildung A.126: Einbaulage der abgasseitigen Temperaturmessstellen
Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor.

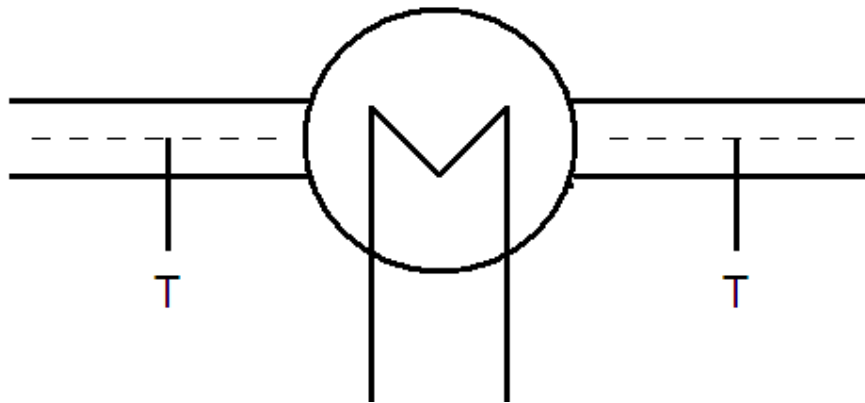


Abbildung A.127: Einbaulage der arbeitsmedienseitigen Temperaturmessstellen
Anm.: T $\hat{=}$ Temperatursensor.

A.22 Kalibrierprotokoll des Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Steigefaschstr. 14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Datum der Kalibrierung: 08.10.2009 **4 Seiten**
Date of calibration *4 pages*

Projekt Nr.: EP5851
Project number

Anlagen-Nr.: -
Device number

Auftraggeber: Hochschule für Technik und Wirtschaft
Customer D - 10318 Berlin

Hersteller: EP Ehrler Prüftechnik Engineering GmbH
Manufacturer D - 97996 Niederstetten

Gegenstand: Venturirohr 5...100 g/s
Object

Typ: -
Type

Fabrikat/Serien-Nr.: S/N 00326
Serial number

Prüfmedium: Atmosphärische Luft
Test media

Meßgerät: Kritisch betriebene Düsen 10-fach
Measuring device

Die Kalibrierung erfolgt durch Vergleich mit Bezugsnormen bzw. Bezugsmeßeinrichtungen, die in einer Kalibrierstelle des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD) kalibriert und damit rückgeführt sind auf die nationalen Normale, mit denen die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) die physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) darstellt.
Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

The calibration is performed by comparison with reference standards or standard measuring equipment which are calibrated by a calibration laboratory of the Deutscher Kalibrierdienst (DKD) and thus traceable to the national measurement standards maintained by the Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) for the realisation of the physical units according to the International System of Units (SI).
The User is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Stempel <i>Seal</i>	Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person responsible</i>
------------------------	--	---

File:<...>WKS02091_EPI5851_2009-10-08_Venturi_atmosphärisch.xls

P06.2 FB05 Werkskalibrierschein Venturi
REV05 - 05.03.2008

WKS 02091 / 2009-10

Seite 1 von 4

Abbildung A.128: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Verwendete Normale:
Reference units used

Inv.1339 Druckmesseinschub
 Inv.1345 Düsenstaffel, 10-fach
 Inv.1341 Kritische Düse SN:PG1500-2500-001
 Inv.1342 Kritische Düse SN:PG1500-2500-002
 Inv.1343 Kritische Düse SN:PG1500-2500-003
 Inv.1275 Kritische Düse SN:3575-2500-001
 Inv.1276 Kritische Düse SN:3575-2500-002
 Inv.1277 Kritische Düse SN:3575-2500-003
 Inv.1278 Kritische Düse SN:3575-2500-004

Messunsicherheit:
Measurement uncertainty

Q_M : 19 g/h
 dp : 0,4 hPa
 p_{abs} : 0,5 hPa
 T : 0,25 K
 rH : 2,25 %

Messanordnung:
Measurement setup

Atmosphäre - Kalibriernormal - Prüfling - Vakuumpumpe

Abbildung A.129: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Umgebungsbedingungen:

Luftdruck: 977,0 hPa +/- 1hPa
Lufttemperatur: 22,0 °C +/- 0,5 K
rel. Feuchte: 62,0 % +/- 3 %

Messergebnisse:

Legende:

MP Messpunkt
Q_M Massenstrom am Kalibriernormal
dp_P Differenzdruck über Prüfling
P_{abs,P} Absolutdruck am Prüflingseingang
T_P Temperatur am Prüflingseingang
rH_P rel. Feuchte am Prüfling
Q_{V,P} aktueller Volumenstrom am Prüfling
Rho_P Dichte am Prüflingseingang
w Strömungsgeschwindigkeit im Prüfling
Re Reynoldszahl im Prüfling
α Blendenbeiwert als Funktion der Reynoldszahl

MP	Q _M kg/h	dp _P hPa	P _{abs,P} hPa	T _P °C	rH _P %	Rho _P kg/m³	w m/s	Re	α
*)	-	-	-	-	-	-	-	0,1	0,99656
1	50,717	26,019	972,61	22,62	62,5	1,13831	67,6	64494,8	1,00640
2	69,327	49,910	969,00	22,52	62,7	1,13443	93,8	89196,2	1,01017
3	83,927	75,547	965,43	22,45	62,9	1,13050	115,6	109569,6	1,01259
4	94,577	99,049	962,36	22,30	62,9	1,12755	132,5	125346,2	1,01387
5	104,665	125,835	959,09	22,23	62,9	1,12400	149,6	141085,3	1,01592
6	112,241	149,883	956,28	22,04	62,9	1,12149	163,5	153880,7	1,01694
7	117,544	169,323	954,18	21,96	63,1	1,11930	173,9	163429,0	1,01765
8	122,528	189,719	952,29	21,75	63,7	1,11790	184,2	172982,4	1,01860

*) extrapolierte Werte zur Stützstelleneingabe in EPC-Auswertung

Abbildung A.130: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	EP INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Kennlinienverlauf Alpha über Reynoldszahl

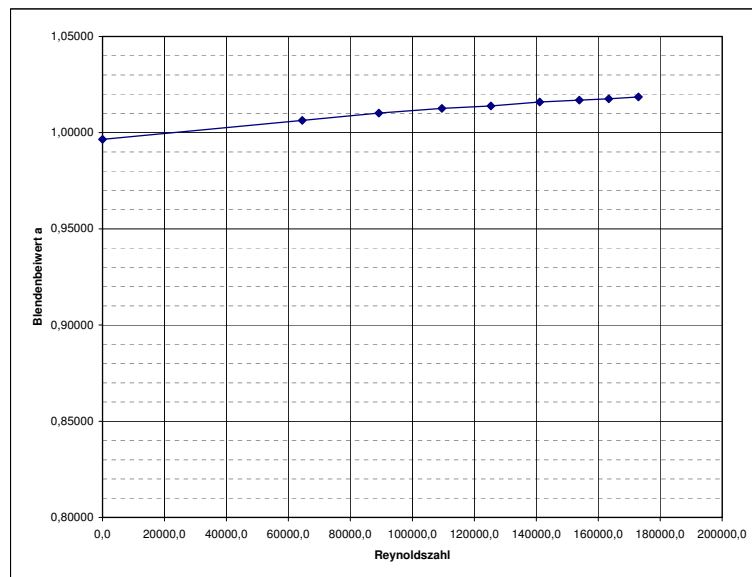


Abbildung A.131: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Muffingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Datum der Kalibrierung: 12.10.2009 **4 Seiten**
Date of calibration **4 pages**

Projekt Nr.: EP5851
Project number

Anlagen-Nr.: -
Device number

Auftraggeber: Hochschule für Technik und Wirtschaft
Customer D - 10318 Berlin

Hersteller: EP Ehrler Prüftechnik Engineering GmbH
Manufacturer D - 97996 Niederstetten

Gegenstand: Venturirohr 5..100 g/s
Object

Typ: -
Type

Fabrikat/Serien-Nr.: S/N 00326
Serial number

Prüfmedium: Druckluft
Test media

Meßgerät: Kritisch betriebene Düsen 10-fach
Measuring device

Die Kalibrierung erfolgt durch Vergleich mit Bezugsnormen bzw. Bezugsmeßeinrichtungen, die in einer Kalibrierstelle des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD) kalibriert und damit rückgeführt sind auf die nationalen Normale, mit denen die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) die physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) darstellt.
Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

The calibration is performed by comparison with reference standards or standard measuring equipment which are calibrated by a calibration laboratory of the Deutscher Kalibrierdienst (DKD) and thus traceable to the national measurement standards maintained by the Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) for the realisation of the physical units according to the International System of Units (SI).
The User is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Stempel <i>Seal</i>	Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person responsible</i>
------------------------	--	---

File<.:>\WKS02097_EPI5851_2009-10-12_Venturi_4bar abs.xls

P06.2 FB05 Werkskalibrierschein Venturi
REV05 - 05.03.2008

WKS 02097 / 2009-10

Seite 1 von 4

Abbildung A.132: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Verwendete Normale: Inv.1339 Druckmesseinschub
Reference units used Inv.1084 Gaszählereinschub EPC, P3735-300

Messunsicherheit: Q_M : 19 g/h
Measurement uncertainty dp : 0,4 hPa
 p_{abs} : 0,5 hPa
 T : 0,25 K
 rH : 2,25 %

Messanordnung:
Measurement setup

Druckluft bei 4000 hPa abs. - Prüfling - Drossel - Kalibriernormal - Auslaß zur Umgebung

Die Messwerte wurden durch Mittelwertbildung aus je 2 Messungen ermittelt.
 Aufgrund der Schwankung der Messwerte während der Messung muß eine zusätzliche
 Messunsicherheit von 0,5% vom Messwert berücksichtigt werden.

Abbildung A.133: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Umgebungsbedingungen:

Luftdruck: 981,0 hPa +/- 1hPa
Lufttemperatur: 23,0 °C +/- 0,5 K
rel. Feuchte: 44,0 % +/- 3 %

Messergebnisse:

Legende:

MP Messpunkt
Q_M Massenstrom am Kalibriernormal
dp_P Differenzdruck über Prüfling
P_{abs,P} Absolutdruck am Prüflingseingang
T_P Temperatur am Prüflingseingang
rH_P rel. Feuchte am Prüfling
Q_{V,P} aktueller Volumenstrom am Prüfling
Rho_P Dichte am Prüflingseingang
w Strömungsgeschwindigkeit im Prüfling
Re Reynoldszahl im Prüfling
α Blendenbeiwert als Funktion der Reynoldszahl

MP	Q _M	dp _P	P _{abs,P}	T _P	rH _P	Rho _P	w	Re	α
	kg/h	hPa	hPa	°C	%	kg/m³	m/s	-	-
*)	-	-	-	-	-	-	-	0,1	1,00179
1	67,045	10,380	3998,48	18,30	18,7	4,78465	20,8	84284,5	1,01265
2	105,470	25,610	3973,83	17,85	17,8	4,76267	32,8	132244,8	1,01883
3	121,927	34,623	3986,23	18,85	16,6	4,76102	38,1	153327,8	1,01449
4	152,390	53,492	4031,63	18,55	13,3	4,82069	47,1	191920,1	1,01654
5	177,529	73,692	4000,41	16,88	14,3	4,81129	55,3	226054,3	1,01306
6	215,791	111,063	3971,12	16,70	13,9	4,77897	68,2	276712,1	1,01226

*) extrapolierte Werte zur Stützstelleneingabe in EPC-Auswertung

Abbildung A.134: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	EP INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Kennlinienverlauf Alpha über Reynoldszahl

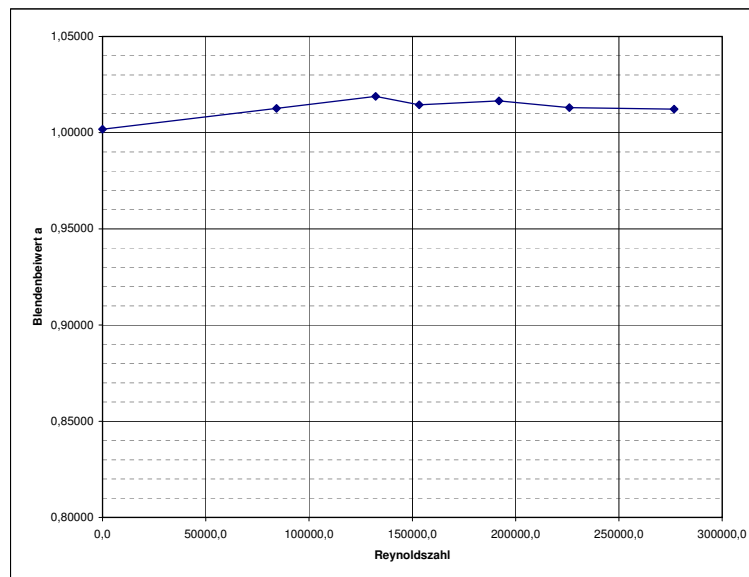


Abbildung A.135: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Muffingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Datum der Kalibrierung: 06.10.2009 **3 Seiten**
Date of calibration **3 pages**

Projekt Nr.: EP5851
Project number

Anlagen-Nr.: -
Device number

Auftraggeber: Hochschule für Technik und Wirtschaft
Customer D - 10318 Berlin

Hersteller: EP Ehrler Prüftechnik GmbH
Manufacturer D - 97996 Niederstetten

Gegenstand: Temperatursensor
Object

Typ: WV95-121
Type

Fabrikat/Serien-Nr.: 1011010 4B0T2FY
Serial number

Prüfmedium: Wasser
Test media

Meßgerät: Thermometer GMH3750
Measuring device

Die Kalibrierung erfolgt durch Vergleich mit Bezugsnormen bzw. Bezugsmeßeinrichtungen, die in einer Kalibrierstelle des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD) kalibriert und damit rückgeführt sind auf die nationalen Normale, mit denen die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) die physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) darstellt.

Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

The calibration is performed by comparison with reference standards or standard measuring equipment which are calibrated by a calibration laboratory of the Deutscher Kalibrierdienst (DKD) and thus traceable to the national measurement standards maintained by the Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) for the realisation of the physical units according to the International System of Units (SI).

The User is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Stempel <i>Seal</i>	Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person responsible</i>
------------------------	--	---

File: <...> \WKS02088_EP5851_2009-10-06_T 0..50 °C.xls

P06.2 FB04 Werkskalibrierschein EMG
REV05 - 05.03.2008

WKS 02088 / 2009-10

Seite 1 von 3

Abbildung A.136: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Verwendete Normale: Inv.1088 Temperaturmessgerät GMH3750
Reference units used

Messunsicherheit: T : 0,11 K
Measurement uncertainty

Messanordnung:
Measurement setup

Messzeit je Prüfpunkt: 10 s

Abbildung A.137: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Müllingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Umgebungsbedingungen:
Ambient Conditions
Luftdruck: 977,0 hPa +/- 1hPa
Lufttemperatur: 21,5 °C +/- 0,5 K
rel. Feuchte: 56,0 % +/- 3 %

Messergebnisse Ausgangssignal:
Results of test piece output

Legende: % MW Abweichung vom Messwert
% FS Abweichung bezogen auf Meßspanne

Der "Messwert Prüfling" wurde anhand der nominellen Skalierung des Signalausgangs aus Prüflingssignal berechnet.

Messbereich unterer Endwert 0 °C
Messbereich oberer Endwert 50 °C
Signal unterer Endwert 4 mA
Signal oberer Endwert 20 mA
Spanne FS: 50 °C

Messung	Normal	Signal Prüfling	Messwert Prüfling	Abw. absolut	Abw. relativ	Abw. relativ
Nr.	°C	mA	°C	°C	% MW	% FS
1	8,870	6,679	8,372	-0,498	-5,62	-1,00
2	26,490	12,219	25,684	-0,806	-3,04	-1,61
3	47,060	18,825	46,328	-0,732	-1,56	-1,46

Abbildung A.138: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH		Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein		Ausdruck vom 13.10.2009

Datum der Kalibrierung: <i>Date of calibration</i>	06.10.2009	3 Seiten <i>3 pages</i>
Projekt Nr.: <i>Project number</i>	EP5851	
Anlagen-Nr.: <i>Device number</i>	-	
Auftraggeber: <i>Customer</i>	Hochschule für Technik und Wirtschaft D - 10318 Berlin	
Hersteller: <i>Manufacturer</i>	Siemens D - 76181 Karlsruhe	
Gegenstand: <i>Object</i>	Absolutdrucksensor	
Typ: <i>Type</i>	Sitrans P 7MF4233-1H00-1AB6	
Fabrikat/Serien-Nr.: <i>Serial number</i>	N1-X910-9101450	
Prüfmedium: <i>Test media</i>	Luft	
Meßgerät: <i>Measuring device</i>	Druckmeßeinschub INV1339	

Die Kalibrierung erfolgt durch Vergleich mit Bezugsnormen bzw. Bezugsmeßeinrichtungen, die in einer Kalibrierstelle des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD) kalibriert und damit rückgeführt sind auf die nationalen Normale, mit denen die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) die physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) darstellt.

Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

The calibration is performed by comparison with reference standards or standard measuring equipment which are calibrated by a calibration laboratory of the Deutscher Kalibrierdienst (DKD) and thus traceable to the national measurement standards maintained by the Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) for the realisation of the physical units according to the International System of Units (SI).

The User is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Stempel <i>Seal</i>	Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person responsible</i>
------------------------	--	---

File<.>WKS02090_EP5851_2009-10-06_PA 0-6 bar.xls

P06.2 FB04 Werkskalibrierschein EMG
REV05 - 05.03.2008

WKS 02090 / 2009-10

Seite 1 von 3

Abbildung A.139: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Verwendete Normale: Inv.1339 Druckmesseinschub
Reference units used

Messunsicherheit: dP : 0,15 % , jedoch nicht kleiner als 0,5 Pa
Measurement uncertainty

Messanordnung:
Measurement setup

Messzeit je Prüfpunkt: 10 s

Abbildung A.140: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Muffingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Umgebungsbedingungen:
Ambient Conditions

Luftdruck:	977,0 hPa +/- 1hPa
Lufttemperatur:	21,5 °C +/- 0,5 K
rel. Feuchte:	56,0 % +/- 3 %

Messergebnisse Ausgangssignal:
Results of test piece output

Legende: % MW Abweichung vom Messwert
 % FS Abweichung bezogen auf Meßspanne

Der "Messwert Prüfling" wurde anhand der nominellen Skalierung des Signalausgangs aus Prüflingssignal berechnet.

Messbereich unterer Endwert	0	bar
Messbereich oberer Endwert	6	bar
Signal unterer Endwert	4	mA
Signal oberer Endwert	20	mA
Spanne FS:	6	bar

Messung	Normal	Signal Prüfling	Messwert Prüfling	Abw. absolut	Abw. relativ	Abw. relativ
Nr.	bar	mA	bar	bar	% MW	% FS
1	0,185	4,491	0,184	0,000	-0,20	-0,01
2	1,504	8,010	1,504	0,000	-0,02	0,00
3	3,003	12,008	3,003	0,000	0,00	0,00
4	4,502	16,010	4,504	0,002	0,05	0,04
5	5,995	19,993	5,997	0,002	0,04	0,04

Abbildung A.141: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Muffingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Datum der Kalibrierung: 06.10.2009 **3 Seiten**
Date of calibration **3 pages**

Projekt Nr.: EP5851
Project number

Anlagen-Nr.: -
Device number

Auftraggeber: Hochschule für Technik und Wirtschaft
Customer D - 10318 Berlin

Hersteller: Siemens
Manufacturer D - 76181 Karlsruhe

Gegenstand: Differenzdrucksensor
Object

Typ: Sitrans P 7MF4233-1DA02-1AB6
Type

Fabrikat/Serien-Nr.: N1-X910-9101449
Serial number

Prüfmedium: Luft
Test media

Meßgerät: Druckmeßeinschub INV1339
Measuring device

Die Kalibrierung erfolgt durch Vergleich mit Bezugsnormen bzw. Bezugsmeßeinrichtungen, die in einer Kalibrierstelle des Deutschen Kalibrierdienstes (DKD) kalibriert und damit rückgeführt sind auf die nationalen Normale, mit denen die Physikalisch-Technische Bundesanstalt (PTB) die physikalischen Einheiten in Übereinstimmung mit dem internationalen Einheitensystem (SI) darstellt.

Für die Einhaltung einer angemessenen Frist zur Wiederholung der Kalibrierung ist der Benutzer verantwortlich.

The calibration is performed by comparison with reference standards or standard measuring equipment which are calibrated by a calibration laboratory of the Deutscher Kalibrierdienst (DKD) and thus traceable to the national measurement standards maintained by the Physikalisch Technische Bundesanstalt (PTB) for the realisation of the physical units according to the International System of Units (SI).

The User is obliged to have the object recalibrated at appropriate intervals.

Stempel <i>Seal</i>	Leiter des Kalibrierlaboratoriums <i>Head of the calibration laboratory</i>	Bearbeiter <i>Person responsible</i>
------------------------	--	---

File: <...> \WKS02089_EP5851_2009-10-06_PD 0..200 mbar.xls

P06.2 FB04 Werkskalibrierschein EMG
REV05 - 05.03.2008

WKS 02089 / 2009-10

Seite 1 von 3

Abbildung A.142: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr.14 74373 Mulfingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Verwendete Normale: Inv.1339 Druckmesseinschub
Reference units used

Messunsicherheit: dP : 0,15 % , jedoch nicht kleiner als 0,5 Pa
Measurement uncertainty

Messanordnung:
Measurement setup

Messzeit je Prüfpunkt: 10 s

Abbildung A.143: Kalibrierprotokoll Venturimesssystem

EN ISO/IEC 17025:2005	 INSTRUMENTS MESSTECHNIK + KALIBRIERUNG GMBH	Staigerbacherstr. 14 74373 Muffingen Tel: 07932 / 60666-90 Fax: 07932 / 60666-11 info@ep-instruments.com
EP5851	Werkskalibrierschein	Ausdruck vom 13.10.2009

Umgebungsbedingungen:
Ambient Conditions

Luftdruck:	977,0 hPa +/- 1hPa
Lufttemperatur:	21,5 °C +/- 0,5 K
rel. Feuchte:	56,0 % +/- 3 %

Messergebnisse Ausgangssignal:
Results of test piece output

Legende: % MW Abweichung vom Messwert
 % FS Abweichung bezogen auf Meßspanne

Der "Messwert Prüfling" wurde anhand der nominellen Skalierung des Signalausgangs aus Prüflingssignal berechnet.

Messbereich unterer Endwert	0	hPa
Messbereich oberer Endwert	200	hPa
Signal unterer Endwert	4	mA
Signal oberer Endwert	20	mA
Spanne FS:	200	hPa

Messung	Normal	Signal Prüfling	Messwert Prüfling	Abw. absolut	Abw. relativ	Abw. relativ
Nr.	hPa	mA	hPa	hPa	% MW	% FS
1	0,000	4,000	0,000	0,000		0,00
2	50,325	8,027	50,338	0,012	0,02	0,01
3	101,641	12,138	101,725	0,084	0,08	0,04
4	150,285	16,028	150,350	0,065	0,04	0,03
5	199,212	19,941	199,263	0,050	0,03	0,03

A.23 Kalibrierprotokolle der Differenzdrucksensoren

Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co.KG

Kalibrierzertifikat

Bestell- Nr.: ma31922

Datum: 19.10.2011

Kunde: Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin

Sensortyp: DS2-420

Serien- Nr.: H 2335 411

Versorgungsspannung: 24 VDC

Signalausgang: 4-20 mA

Druckbereich: 0 bis 10 mbar

Referenz- druck [mbar]	Sensor Ausgang		Abweichung [mA]	% v. E.
	Soll [mA]	Ist [mA]		
2,0	7,20	7,22	0,02	0,12
4,0	10,40	10,44	0,04	0,25
6,0	13,60	13,62	0,02	0,12
8,0	16,80	16,78	-0,02	-0,12
10,0	20,00	19,96	-0,04	-0,25

Druckkalibrator: Wallace & Tiernan DPR 20 C

Qualitätssicherung

Prüfer 02

geprüft:

.....

Abbildung A.145: Kalibrierprotokoll 0-10 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co. KG

Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co.KG

Kalibrierzertifikat

Serien- Nr.: E 9048 309

Datum: 22.07.2009

Kunde: HTW Berlin

Sensortyp: DMU2

Versorgungsspannung: 24 VDC

Signalausgang: 4-20 mA

Druckbereich: 0 bis 150 mbar

Referenz- Druck [mbar]	Display-Anzeige		Abweichung [mbar]	% v. E.
	Soll	Ist		
30	30,0	30,0	0	0
60	60,0	59,9	-0,1	-0,07
90	90,0	89,9	-0,1	-0,07
120	120,0	119,9	-0,1	-0,07
150	150,0	150,0	0	0

Druckkalibrator: Wallace & Tieman DPR 20 C

Qualitätssicherung

geprüft: Prüfer 02

Das DPR 20 C Nr: 995-G1/G3 VA-VE: 1935218 befindet sich in Konformität zu den EG-Richtlinien 89/336/EWG, EN 292-1, EN 292-2, EN 60 204-1, EN 55022 (Class A), EN 50082-2 sowie den nationalen Normen DIN 31000 und VDE 0100. Es wurde gemäß den in DIN 500049-2.3 festgelegten Richtlinien geprüft, Drucknormal: DH23002 28PTB95.

Abbildung A.146: Kalibrierprotokoll 0-150 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co. KG

Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co.KG

Kalibrierzertifikat

Bestell- Nr.: ma31922

Datum: 19.10.2011

Kunde: Hochschule für Technik und Wirtschaft Berlin

Sensortyp: DS1-420

Serien- Nr.: H 2336 411

Versorgungsspannung: 24 VDC

Signalausgang: 4-20 mA

Druckbereich: 0 bis 300 mbar

Referenz- druck [mbar]	Sensor Ausgang		Abweichung [mA]	% v. E.
	Soll [mA]	Ist [mA]		
60	7,20	7,20	0	0
120	10,40	10,41	0,01	0,06
180	13,60	13,62	0,02	0,12
240	16,80	16,82	0,02	0,12
300	20,00	20,00	0	0

Druckkalibrator:

Wallace & Tiernan DPR 20 C

Qualitätssicherung

geprüft:

Prüfer 02

Abbildung A.147: Kalibrierprotokoll 0-300 mbar Differenzdrucksensor - Kalinsky Sensor Elektronik GmbH & Co. KG

A.24 Vergleich zwischen Simulation und Messung

A.24.1 Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia* und *RB-Ib*

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
1	311,21	1100	69,52	28,20	229,64	14,15
2	283,73	1100	77,46	27,81	229,97	13,29
3	269,33	1100	82,10	27,69	226,24	12,59
4	265,93	1100	83,18	27,58	222,02	12,20
5	527,92	1100	46,37	30,17	231,30	14,97
6	477,56	1100	53,56	29,52	232,56	15,03
7	428,07	1100	60,50	29,38	228,85	14,96
8	347,76	1100	76,22	28,71	229,34	15,00
9	327,59	1100	81,62	28,31	233,37	14,83
10	310,44	1100	86,55	28,38	234,38	14,32
11	305,89	1100	88,33	28,41	230,43	14,03
12	458,85	1100	67,14	32,52	233,70	14,98
13	416,78	1100	74,77	31,08	229,31	14,92
14	375,91	1100	83,78	30,49	229,01	14,93
15	359,58	1100	87,98	30,00	233,25	15,01
16	349,46	1100	90,97	29,78	233,87	15,01
17	344,46	1100	92,33	29,62	234,34	15,00
18	400,10	1100	38,99	27,29	229,37	14,98
19	387,16	1100	40,46	27,59	227,17	14,68
20	259,78	1100	63,53	26,78	217,78	12,04
21	232,95	1100	72,10	26,52	169,21	10,99
22	222,03	1100	76,71	26,37	160,49	10,38
23	400,99	1100	25,99	26,53	234,60	14,31
24	370,23	1100	28,41	26,46	226,93	12,61
25	355,83	1100	29,69	26,30	229,98	11,59
26	216,24	1100	52,85	25,63	155,06	9,64

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
27	178,75	1100	66,14	24,35	153,87	8,74
28	366,54	1100	19,99	25,65	225,91	13,01
29	357,81	1100	20,54	25,72	227,52	11,29
30	329,22	1100	22,52	26,12	229,04	10,31
31	313,83	1100	23,90	26,12	228,84	9,79
32	219,50	1100	36,16	25,64	155,58	8,92
33	326,34	1100	14,57	24,95	230,80	9,87
34	305,96	1100	15,65	24,90	231,43	9,45
35	272,62	1100	17,95	24,70	227,01	8,77
36	234,28	1100	21,29	24,52	214,96	8,48
37	264,87	1100	11,41	23,96	229,18	9,06
38	244,81	1100	12,41	23,72	222,55	8,77
39	197,75	1100	16,03	23,43	185,82	7,96
40	421,34	1100	21,29	27,99	232,41	14,98
41	478,22	1100	43,06	30,39	232,51	15,05
42	450,21	1100	46,09	29,14	230,03	15,07
43	412,28	1100	50,90	29,24	230,32	14,97
44	424,21	1100	36,79	28,05	231,03	14,98

Tabelle A.46: Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ia*

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
1	423,41	1100	36,80	27,23	230,79	14,97
2	389,53	1100	40,46	27,80	230,84	14,76
3	448,24	1100	46,08	29,03	231,45	15,16
4	281,15	1100	77,47	27,81	230,27	13,34
5	264,64	1100	83,21	27,86	230,82	11,98
6	421,75	1100	36,78	28,18	230,67	14,99

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
7	527,87	1100	46,35	29,48	230,79	15,06
8	452,52	1100	67,12	32,37	230,15	15,13
9	413,37	1100	74,77	31,06	232,77	14,95
10	371,15	1100	83,79	30,58	227,84	14,97
11	373,30	1100	83,95	30,96	230,49	15,07
12	356,15	1100	87,99	30,54	229,79	15,07
13	347,41	1100	90,84	30,06	231,23	15,02
14	339,77	1100	92,34	30,24	230,90	14,93
15	177,07	1100	66,14	26,02	159,09	8,71
16	214,27	1100	52,84	26,91	154,26	9,67
17	176,44	1100	66,14	26,48	146,81	8,68
18	176,69	1100	66,05	25,81	169,75	5,01
19	422,47	1100	36,80	28,42	230,93	15,09
20	422,35	1100	36,72	27,63	230,56	15,02
21	368,94	1100	28,43	26,67	231,00	12,51
22	421,01	1100	21,30	26,34	231,08	15,29
23	356,62	1100	20,51	25,96	230,43	11,71
24	270,92	1100	17,93	24,25	230,42	8,53
25	233,57	1100	21,30	22,94	212,98	8,33
26	264,90	1100	11,42	21,78	227,65	8,66
27	422,72	1100	36,72	28,15	230,95	14,91
28	423,25	1100	36,79	25,86	231,09	15,10
29	412,24	1100	74,77	32,57	232,92	20,07
30	450,32	1100	67,12	32,81	228,91	19,77
31	376,65	1100	83,83	30,28	231,26	20,06
32	353,23	1100	87,97	28,51	231,01	19,89
33	351,88	1100	90,80	28,56	230,61	20,00
34	346,24	1100	92,32	28,47	231,07	20,02
35	526,42	1100	46,37	28,07	230,99	19,77

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
36	525,97	1100	46,38	28,24	231,05	20,08
37	477,85	1100	53,46	28,56	230,71	19,91
38	427,70	1100	60,52	28,47	230,13	19,98
39	422,16	1100	36,79	25,98	230,54	15,02
40	347,33	1100	76,20	28,36	231,22	20,15
41	326,87	1100	81,50	27,90	230,27	20,18
42	310,50	1100	86,53	27,20	230,51	20,35
43	305,09	1100	88,34	27,01	230,05	20,05
44	475,23	1100	43,06	27,26	230,96	19,97
45	447,33	1100	46,09	26,91	230,56	20,02
46	409,56	1100	50,95	26,94	230,70	19,79
47	309,35	1100	69,53	26,33	230,45	19,85
48	421,64	1100	36,80	25,94	230,55	20,02
49	401,17	1100	38,99	26,03	230,22	19,73
50	388,18	1100	40,46	25,95	230,70	20,00
51	399,60	1100	25,98	24,73	230,73	20,22
52	420,45	1100	21,29	26,83	229,95	20,07
53	422,39	1100	36,80	25,44	231,30	15,17

Tabelle A.47: Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger *RB-Ib*

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

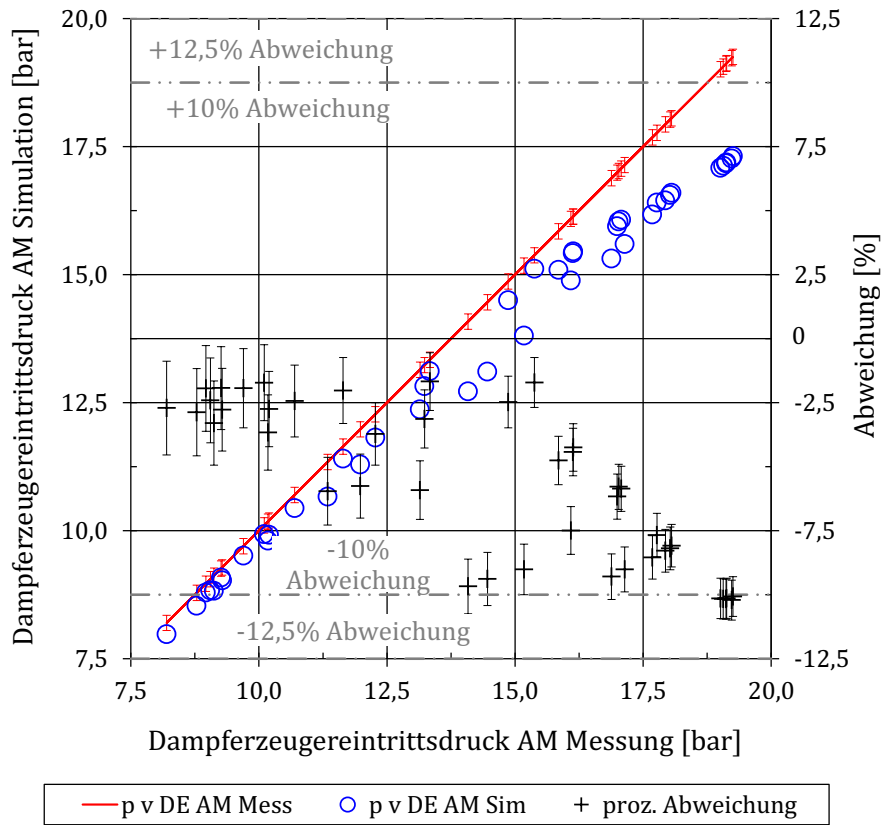


Abbildung A.148: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-Ia - p_{v,DE,AM}$

Anm.: $p \hat{=}$ Druck, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Für $RB-Ia$ liegen 100% der simulierten Betriebspunkte in einem Genauigkeitsbereich von $\pm 12,5\%$ und 80% im Bereich von $\pm 10\%$.

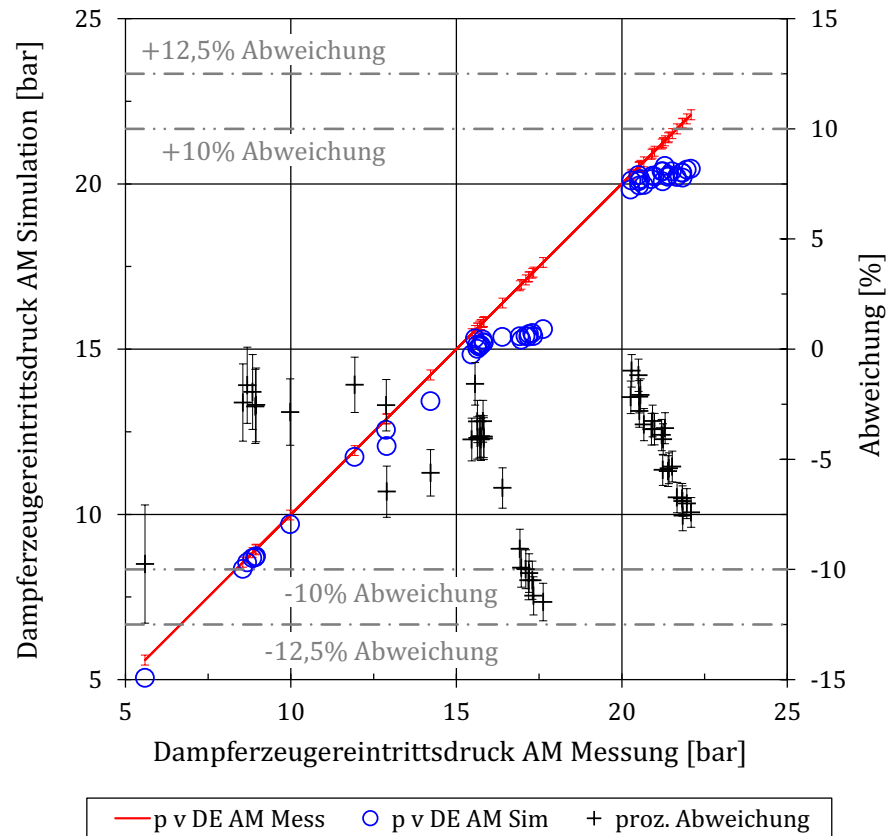


Abbildung A.149: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: *RB-II* - $p_{vDE,AM}$
 Anm.: $p \hat{=}$ Druck, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium, Mess $\hat{=}$ Messung, Sim $\hat{=}$ Simulation.

Für *RB-Ia* liegen 100% der simulierten Betriebspunkte in einem Genauigkeitsbereich von $\pm 12,5\%$ und 85% im Bereich von $\pm 10\%$.

Abschätzung der Wärmeströme vom Dampferzeuger an die Umgebung:

Anhand des Vergleichs der Energiebilanzen beider Medienseiten ($\dot{Q} = \dot{m} \cdot \Delta h$) für die Validierungsdampferzeuger *RB-I* und *RB-II* zeigt sich, dass die Unterschiede zwischen \dot{Q}_{HM} und \dot{Q}_{AM} im Mittel kleiner als 5% sind. Nur bei sehr geringen Wärmeströmen steigt die prozentuale Abweichung vereinzelt über 5%. Hier liegt jedoch der absolute Wert unter 500 Watt, was einer Expansionsmaschinenleistung von ungefähr 50 Watt entspricht und somit vernachlässigt werden kann. Die Berechnung der Wärmeverluste wurde für alle Validierungsbetriebspunkte durchgeführt. Die Annahme, dass eine gute Isolierung Wärmeströme an die Umgebung verhindert und somit in der Berechnung der Dampferzeuger der heizmedienseitige Wärmestrom gleich dem arbeitsmedienseitigen Wärmestrom gesetzt werden kann, ist gerechtfertigt.

Veranschaulichung eines Freistrahls anhand des Geschwindigkeitsprofils in einem exemplarischen Trichter:

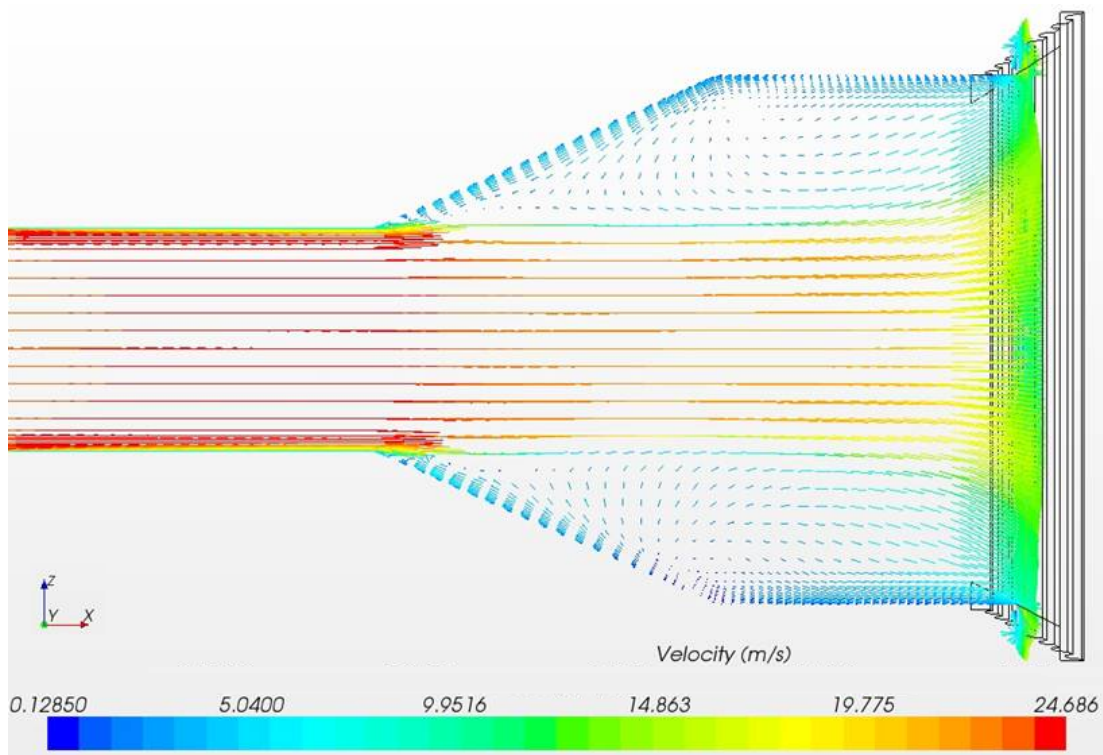


Abbildung A.150: Geschwindigkeitsprofil in einem exemplarischen Eintrittstrichter

A.24.2 Rohrbündeldampferzeuger *RB-II*

Nr.	$T_{vDE, HM}$	$p_{vDE, HM}$	\dot{M}_{HM}	$T_{vDE, AM}$	$T_{nDE, AM}$	$p_{nDE, AM}$
-	°C	mbar	g/s	°C	°C	bar
1	351,02	1100	29,73	27,42	230,02	11,71
2	396,01	1100	25,98	27,67	230,04	14,21
3	382,99	1100	40,44	28,10	229,98	14,70
4	355,02	1100	20,54	27,86	229,68	11,39
5	309,98	1100	23,90	26,86	229,95	9,84
6	304,98	1100	15,65	25,31	229,89	9,41
7	324,64	1200	92,24	31,02	229,99	15,02
8	469,00	1100	43,06	29,57	229,98	15,01
9	403,02	1100	50,89	29,40	230,04	15,03
10	422,00	1100	60,51	29,76	230,03	15,00
11	435,65	1100	67,12	30,18	230,03	15,01
12	520,99	1100	46,30	29,75	230,01	15,00
13	417,02	1100	36,81	29,19	230,00	15,00

Tabelle A.48: Validierungsrandbedingungen für Rohrbündeldampferzeuger *RB-II*

Anm.: T $\hat{=}$ Temperatur, DE $\hat{=}$ Dampferzeuger, HM $\hat{=}$ Heizmedium, p $\hat{=}$ Druck, \dot{M} $\hat{=}$ Massenstrom, AM $\hat{=}$ Arbeitsmedium.

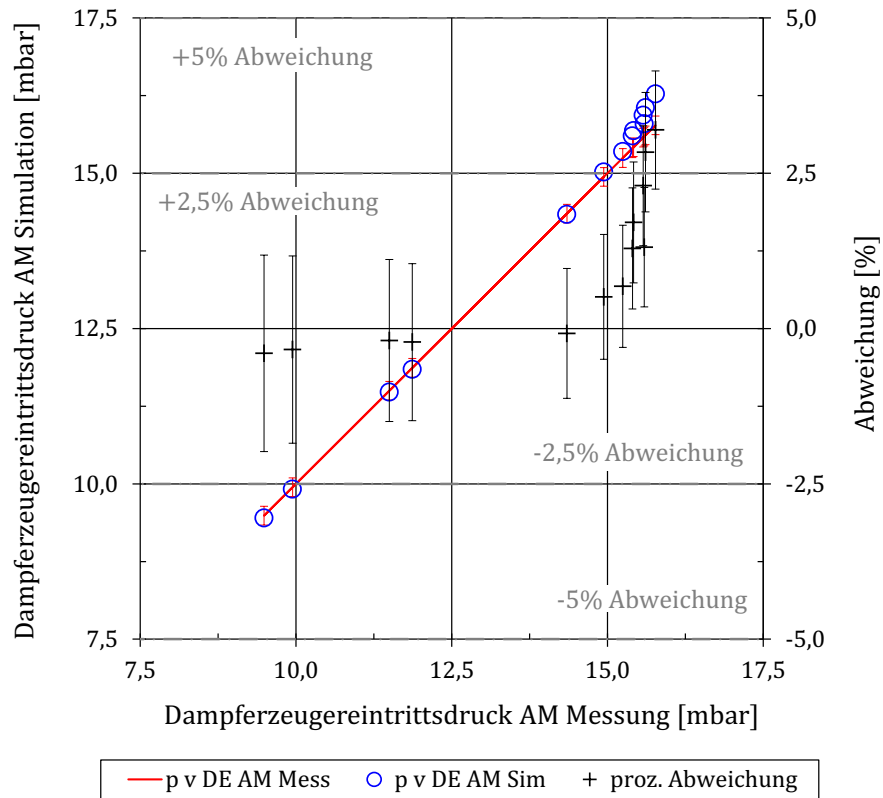


Abbildung A.151: Validierung der Rohrbündeldampferzeugerberechnung: $RB-II - p_{vDE,AM}$
 Anm.: $p \hat{=}$ Druck, $DE \hat{=}$ Dampfzeuger, $AM \hat{=}$ Arbeitsmedium, $Mess \hat{=}$ Messung, $Sim \hat{=}$ Simulation.

Für $RB-II$ liegen 100% der simulierten Betriebspunkte in einem Genauigkeitsbereich von $\pm 5\%$ und 69% im Bereich von $\pm 2,5\%$.

Druckverlustberechnung für Ein- und Austrittstrichter (E $\hat{=}$ Einbauten):

$$\Delta p_{Trichter} = \zeta_E \frac{\rho w^2}{2} \quad (\text{Kraume, 2004, S.108 ff.}) \quad (\text{A.20})$$

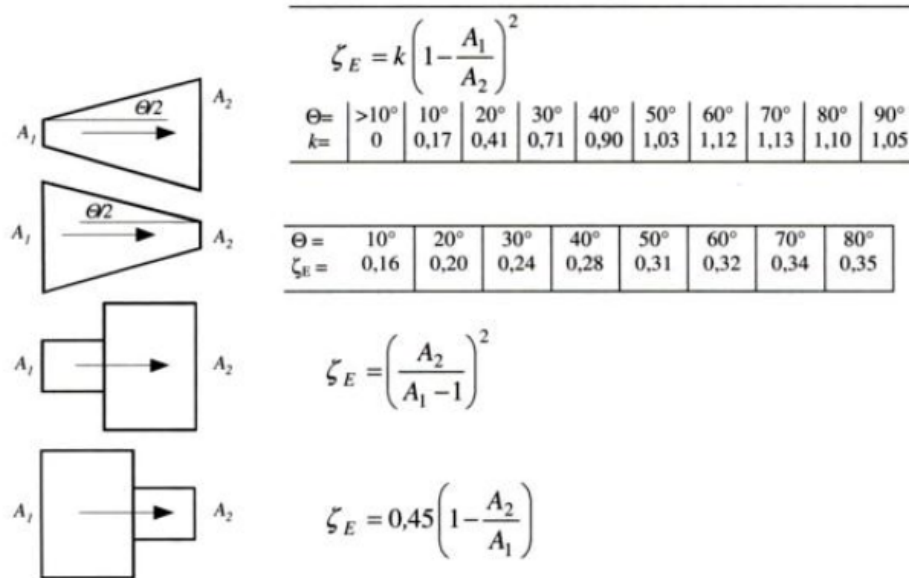


Abbildung A.152: Widerstandsbeiwerte ζ_E bezogen auf die Abstromgeschwindigkeit nach Kraume (2004, S.108 ff.)

A.24.3 Rohrbündel

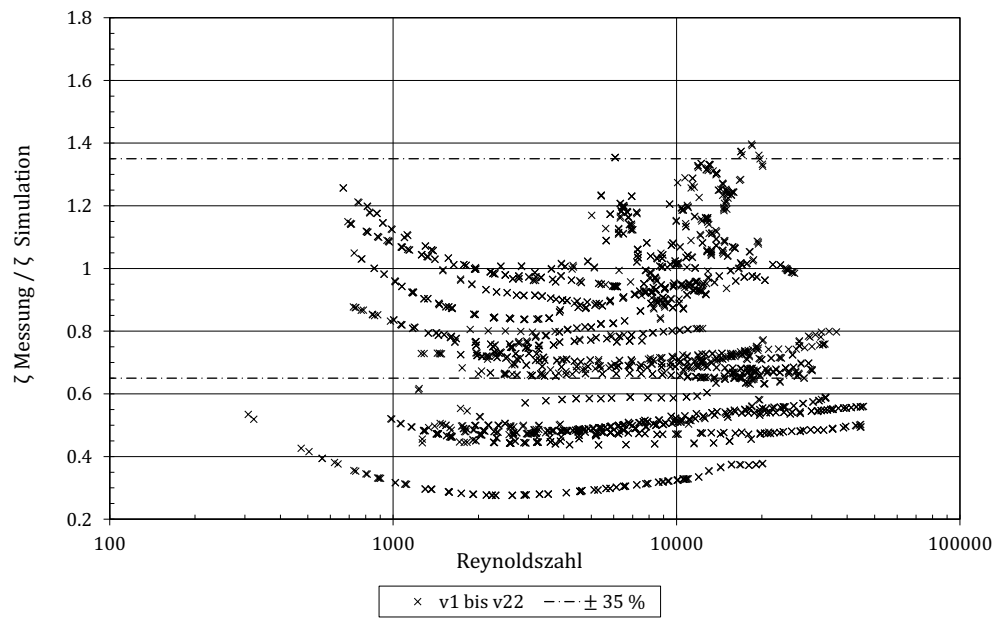


Abbildung A.153: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel mit versetzter Anordnung

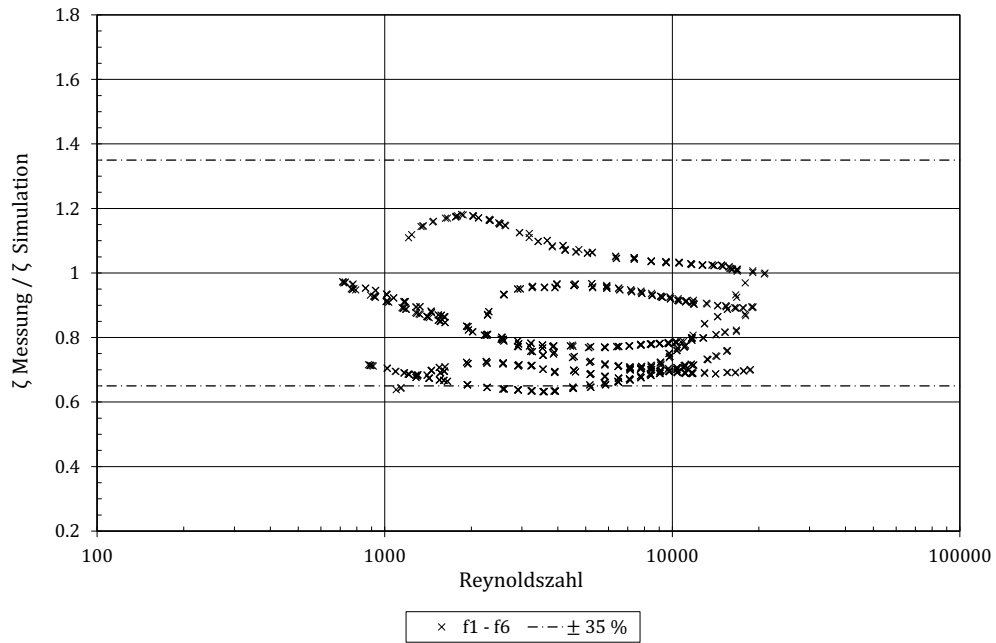


Abbildung A.154: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel mit fluchten-der Anordnung

Für die Validierung der Berechnung des Druckverlustes jedes einzelnen Rohrbündels wird der nach Gleichung 2.100 und 2.101 berechnete Widerstandsbeiwert ζ_{Sim} und der Widerstandsbeiwert entsprechend der Druckverlustversuchsergebnisse ζ_{Mess} über der Reynoldszahl aufgetragen. Zusätzlich sind die $\pm 35\%$ Berechnungsgenauigkeitsgrenzen, für die eine Übereinstimmung von 97% von Gaddis und Gnielinski (1983) publiziert wird, als Strichpunktlinien dargestellt. Der Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung liegt zwischen $Re=100$ und $Re=10.000$.

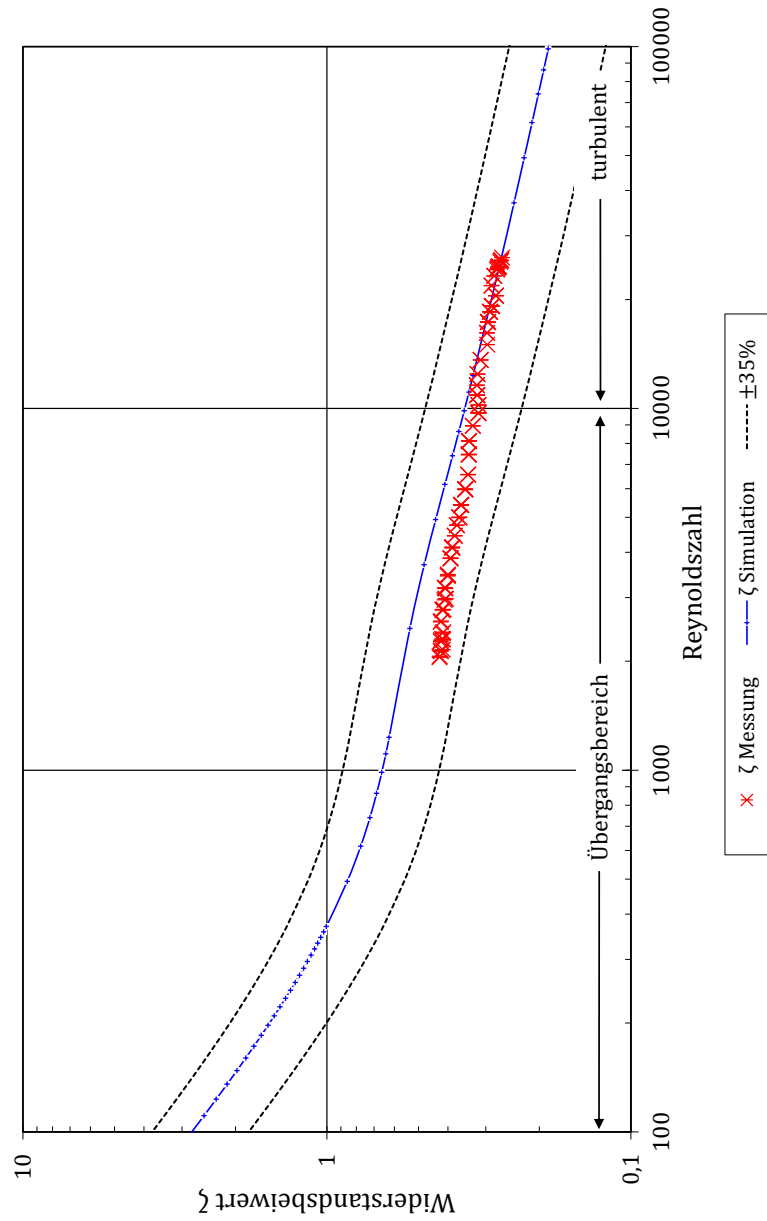


Abbildung A.155: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v1

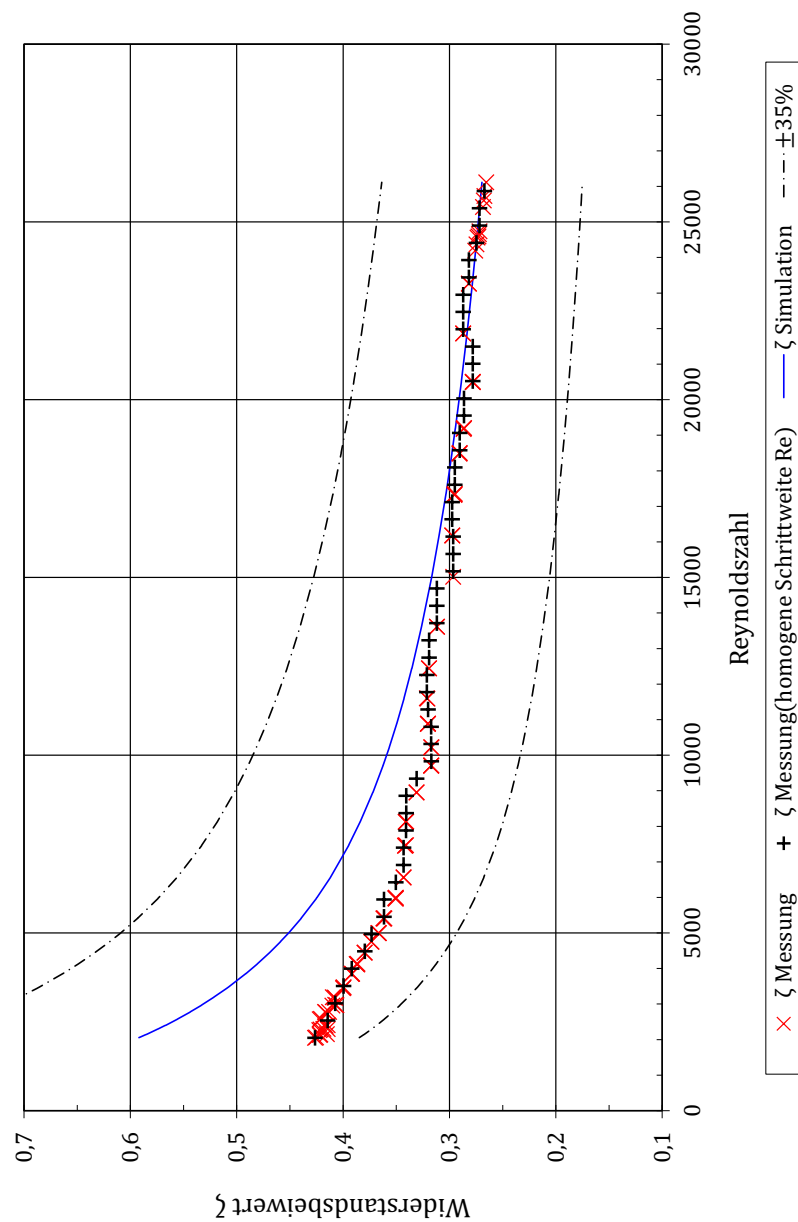


Abbildung A.156: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v1 - äquidistante Schrittweite

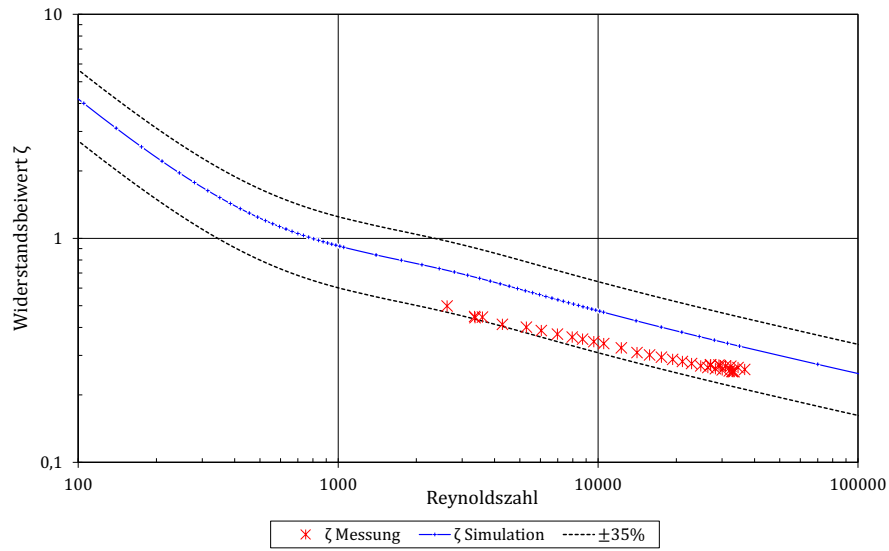


Abbildung A.157: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v3

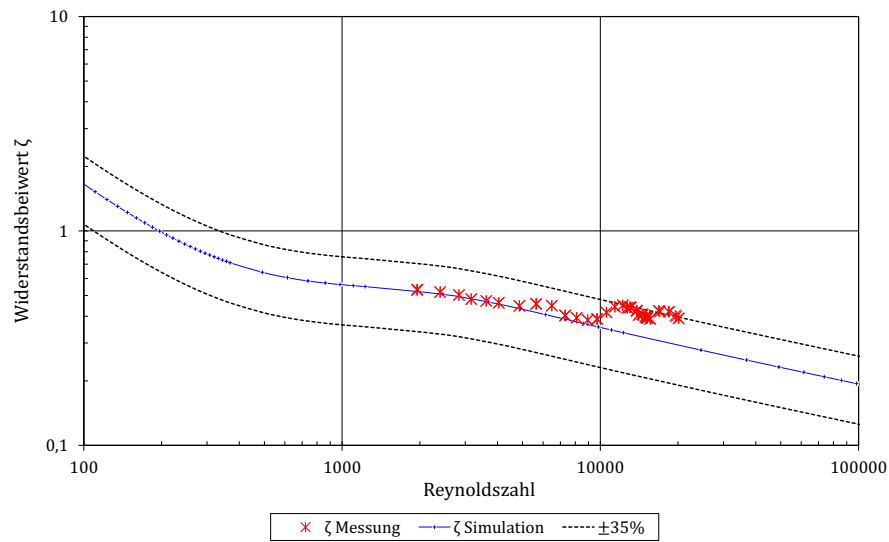


Abbildung A.158: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v4

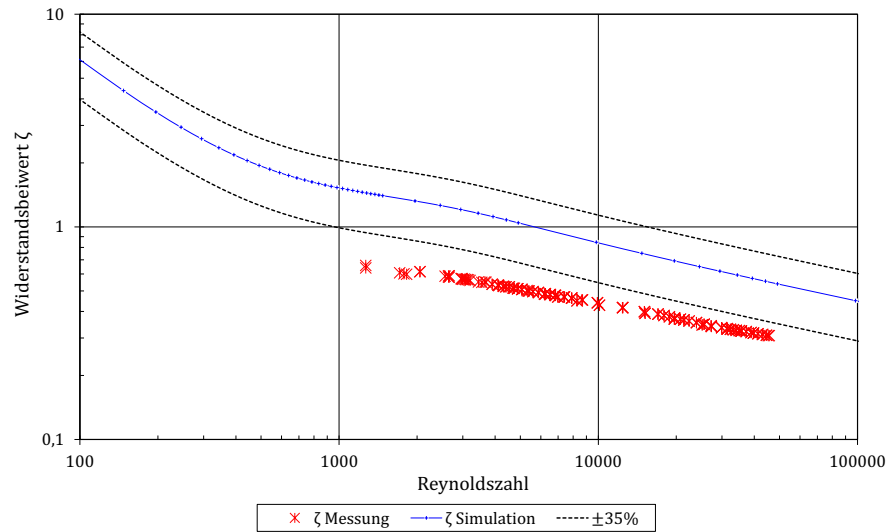


Abbildung A.159: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v5

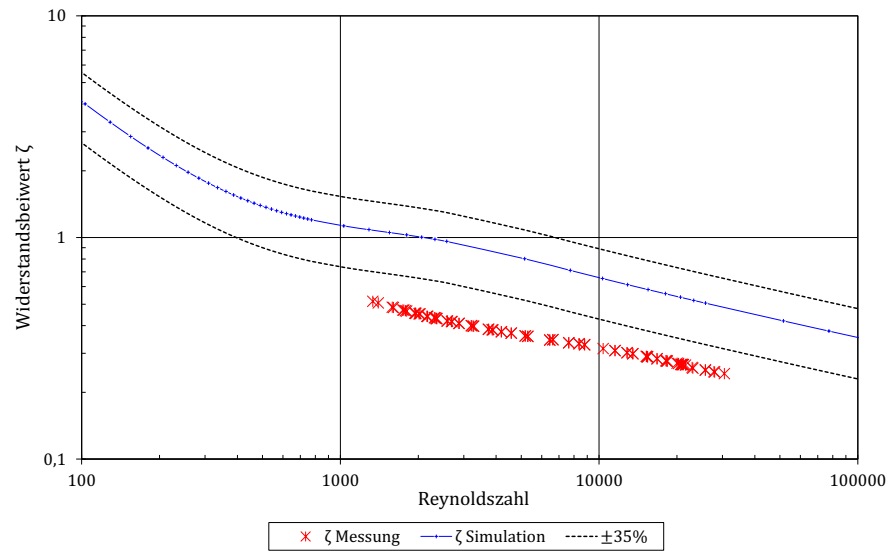


Abbildung A.160: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v6

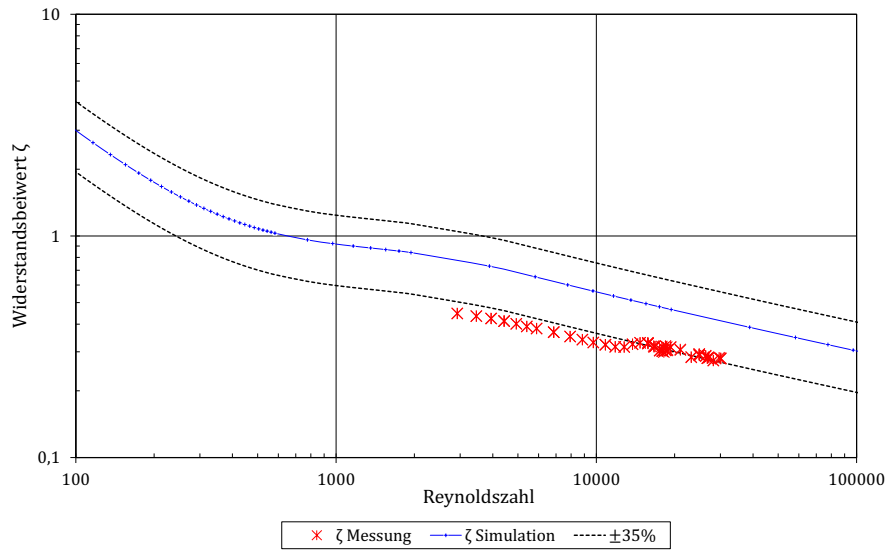


Abbildung A.161: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v7

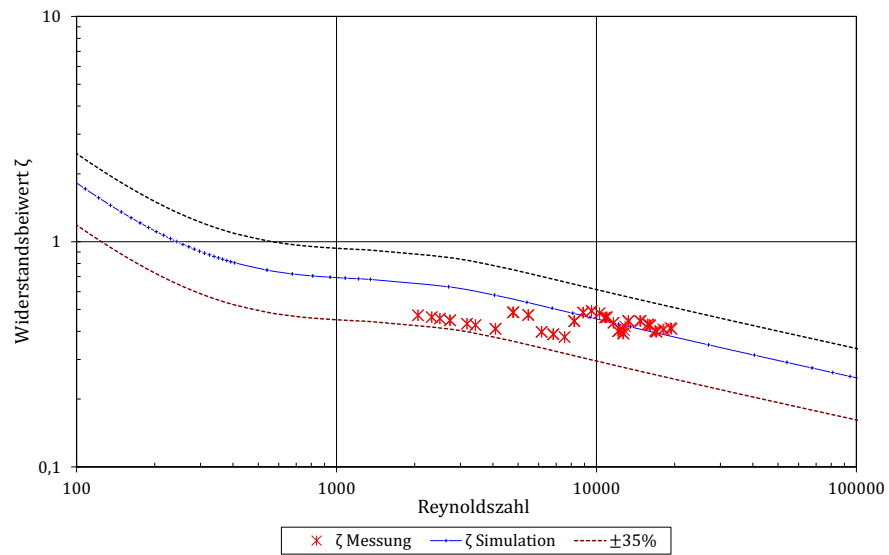


Abbildung A.162: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v8

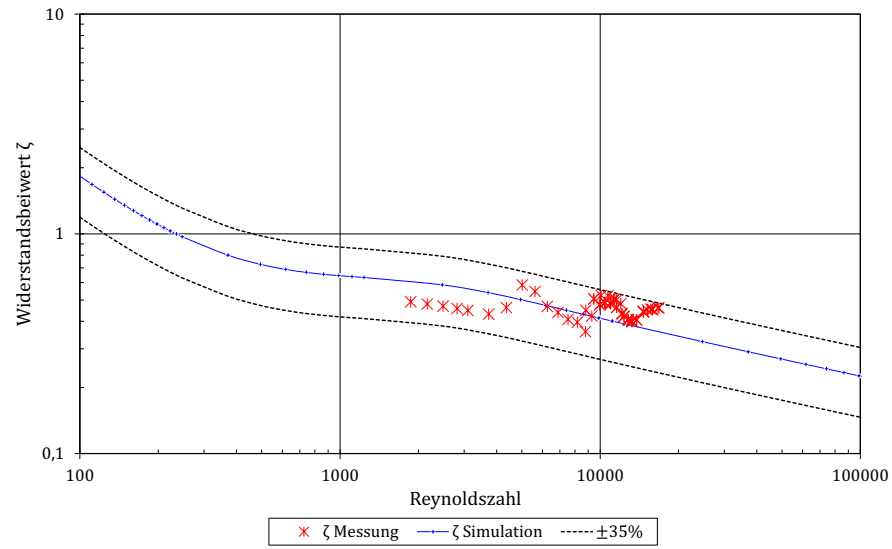


Abbildung A.163: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v9

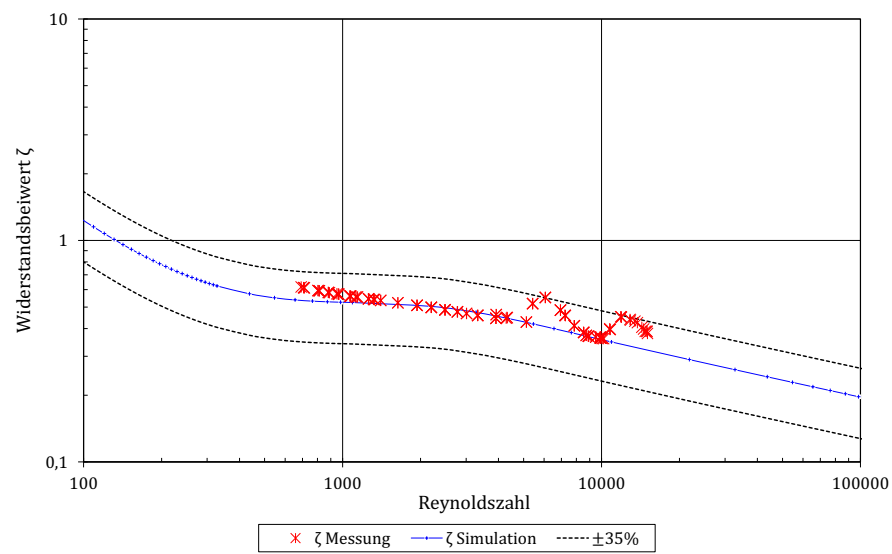


Abbildung A.164: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v10

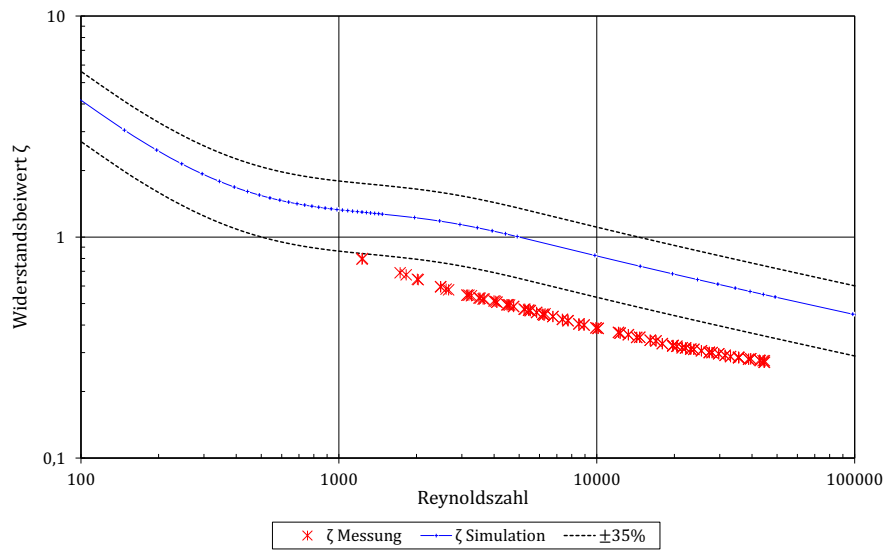


Abbildung A.165: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v11

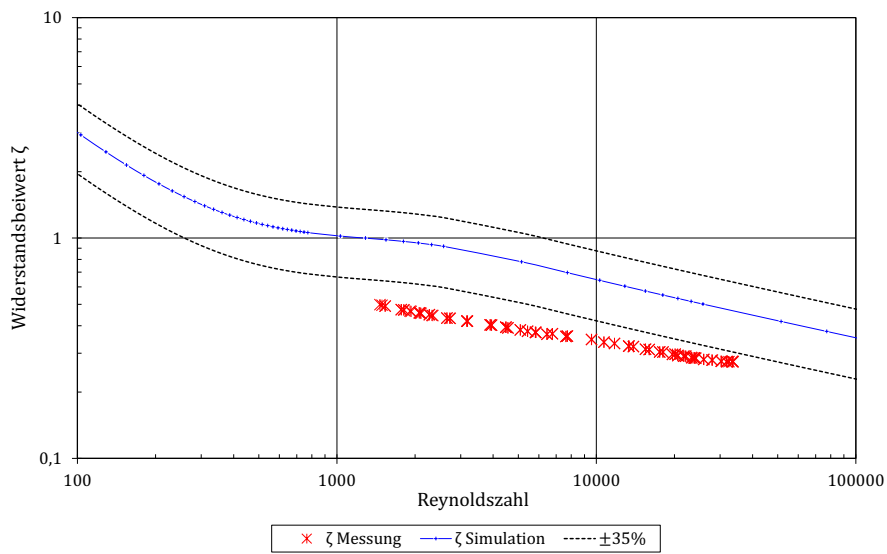


Abbildung A.166: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v12

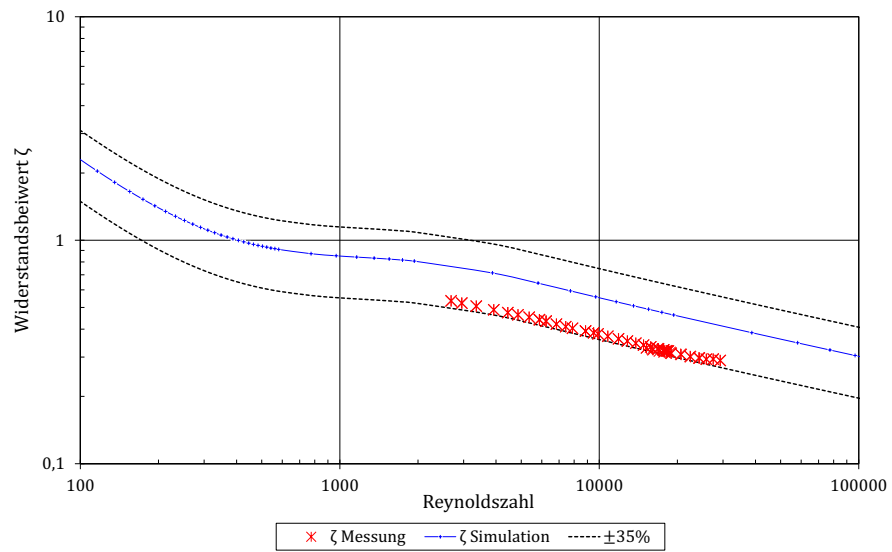


Abbildung A.167: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v13

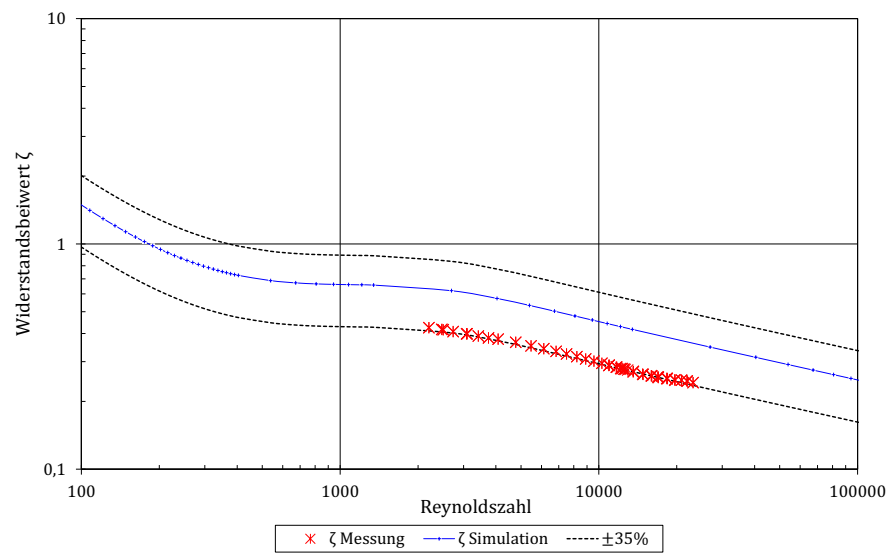


Abbildung A.168: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v14

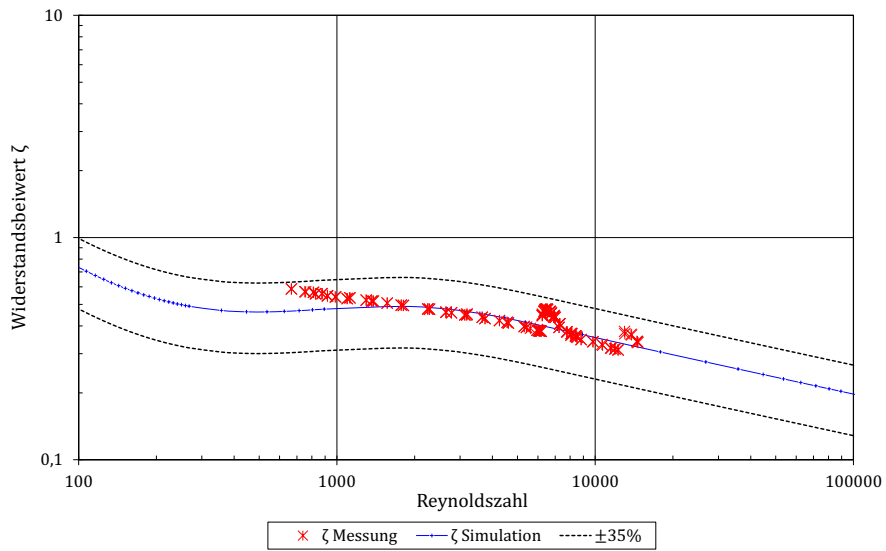


Abbildung A.169: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v15

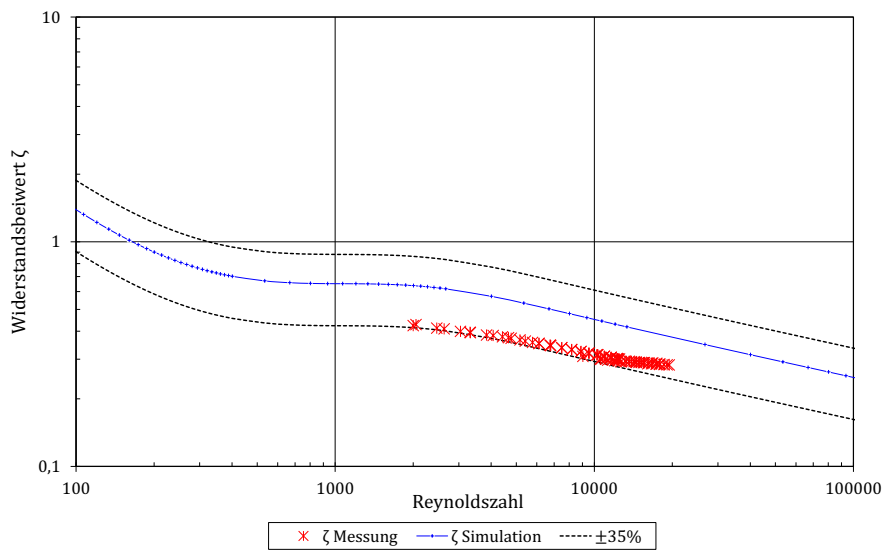


Abbildung A.170: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v16

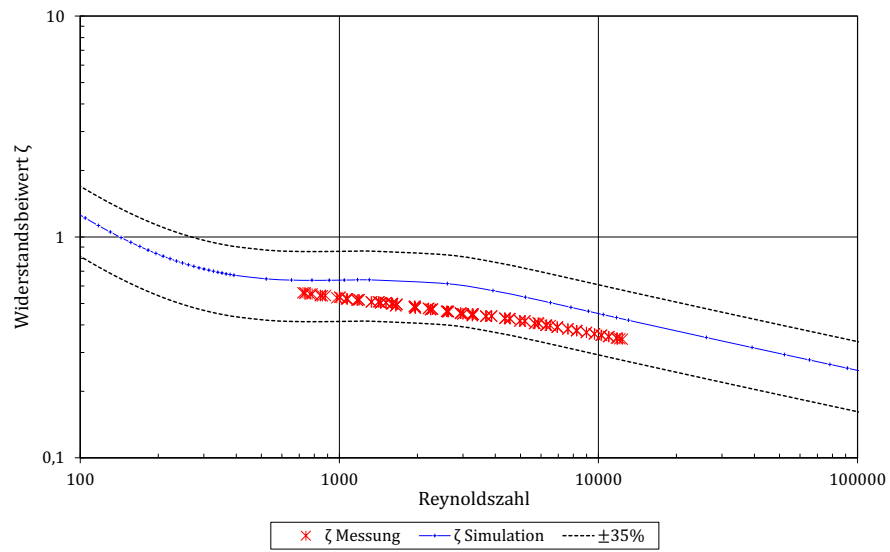


Abbildung A.171: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v17

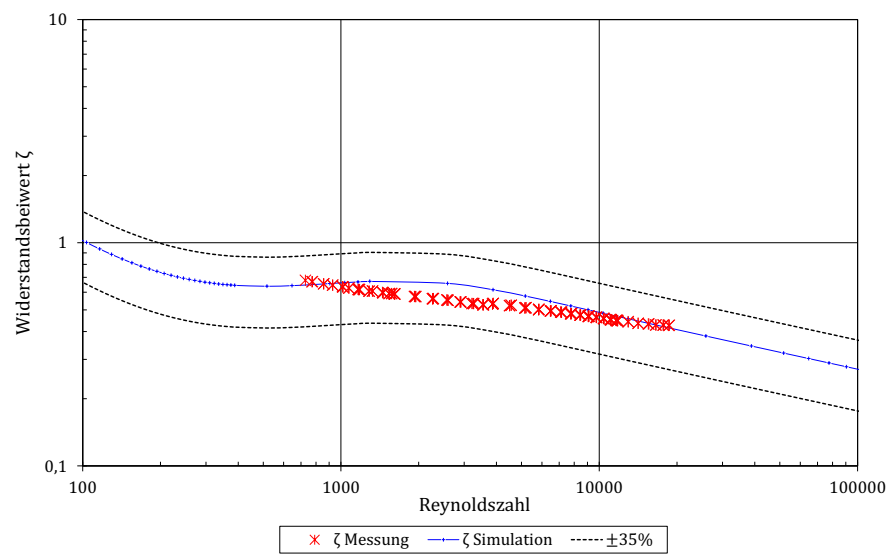


Abbildung A.172: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v18

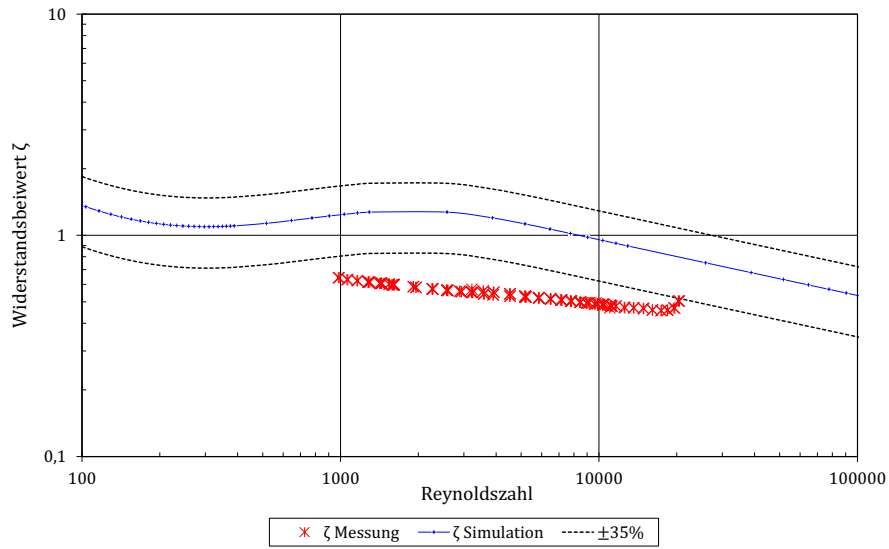


Abbildung A.173: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v19

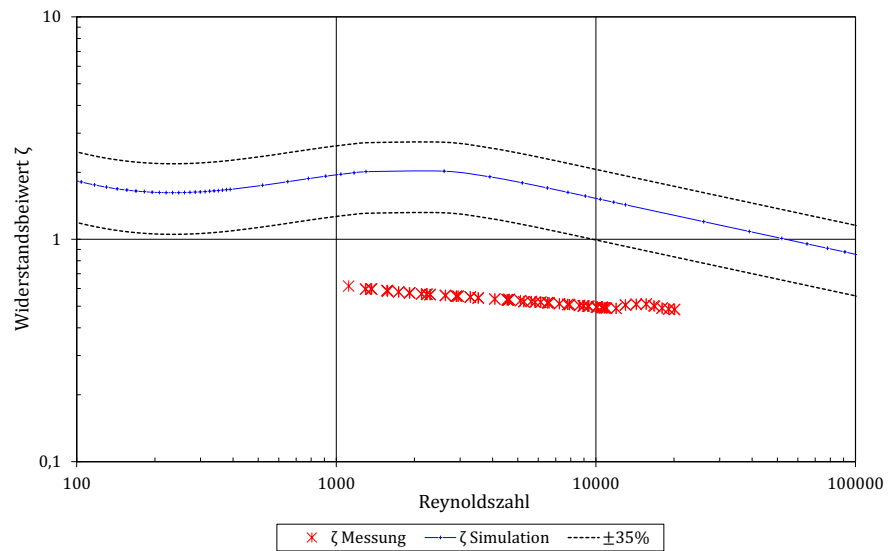


Abbildung A.174: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v20

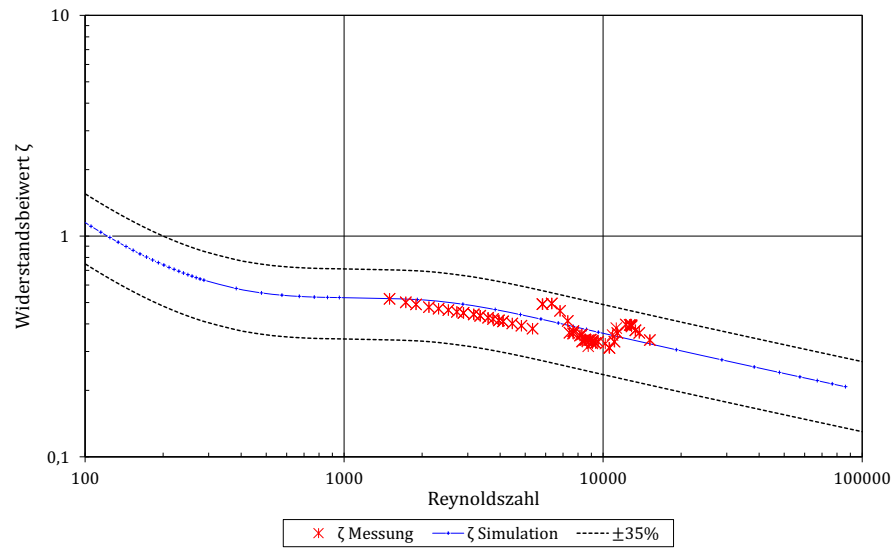


Abbildung A.175: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v21

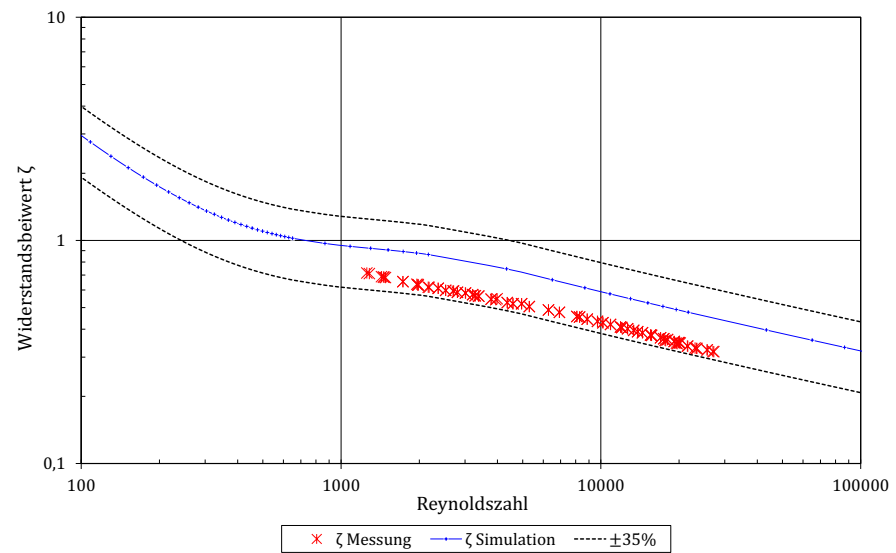


Abbildung A.176: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel v22

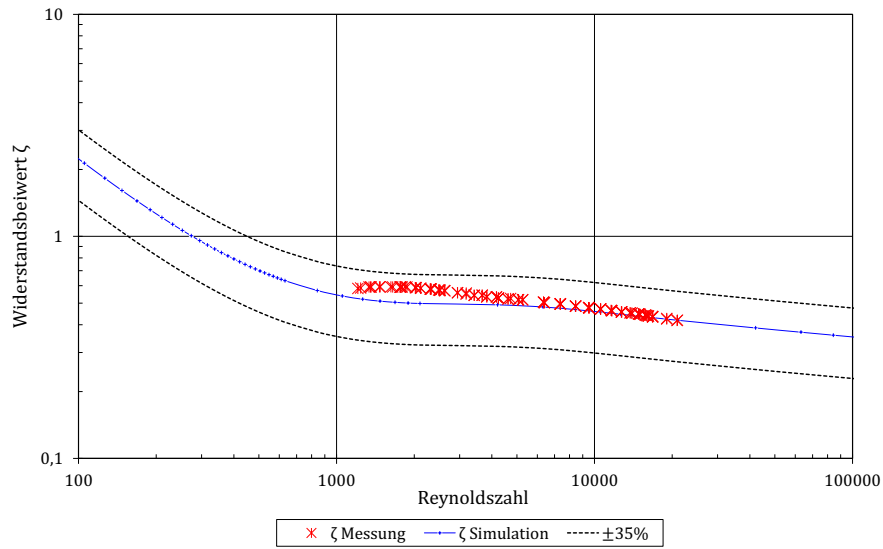


Abbildung A.177: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f1

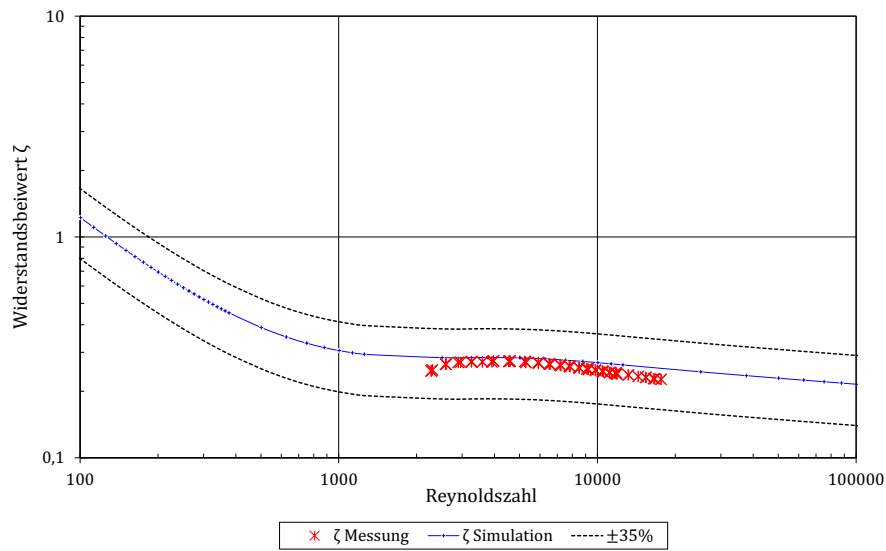


Abbildung A.178: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f2

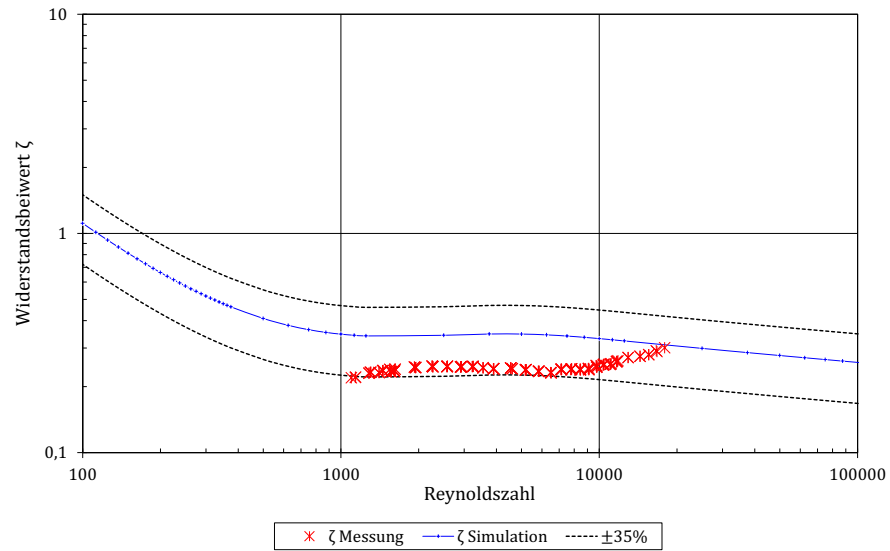


Abbildung A.179: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f3

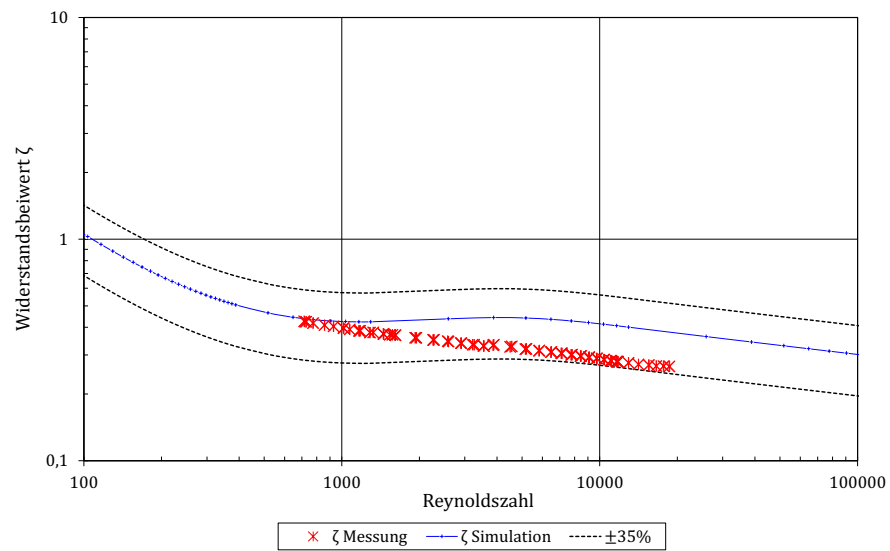


Abbildung A.180: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f4

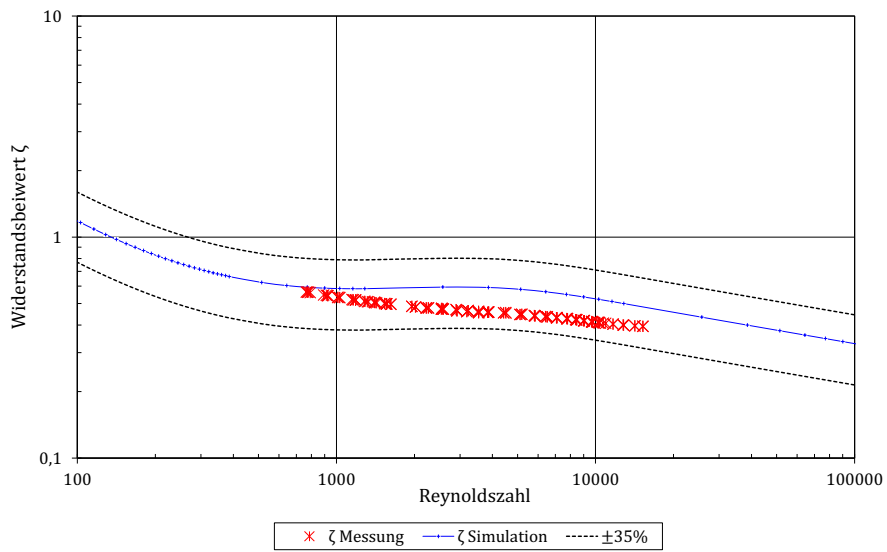


Abbildung A.181: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f5

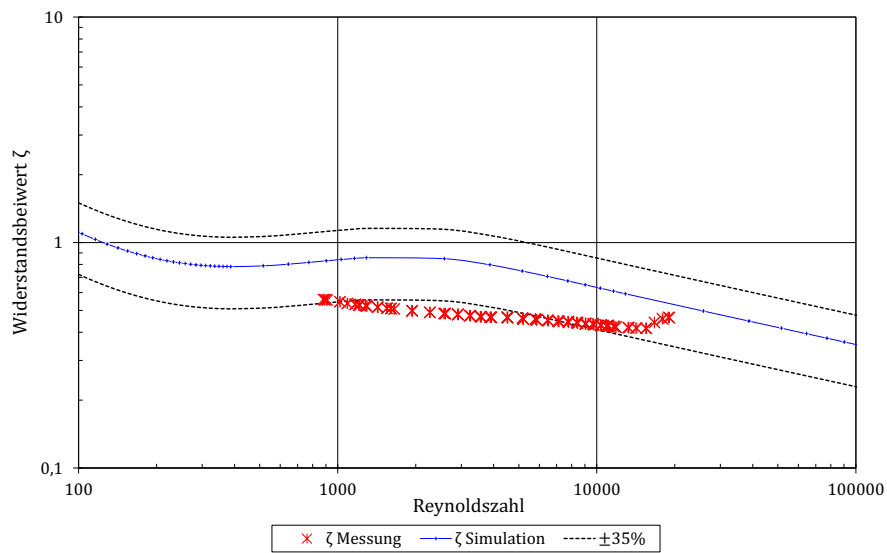


Abbildung A.182: Validierung der Berechnung des Widerstandsbeiwerts für Rohrbündel f6

A.24.4 Wirbelzelle

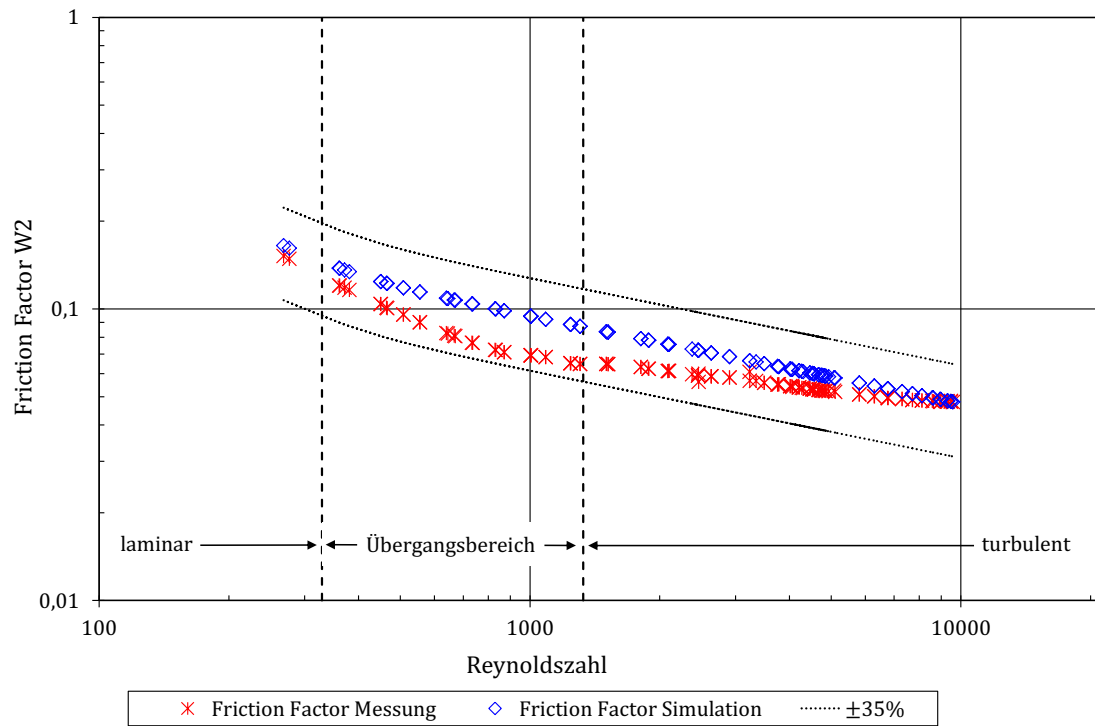


Abbildung A.183: Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W2

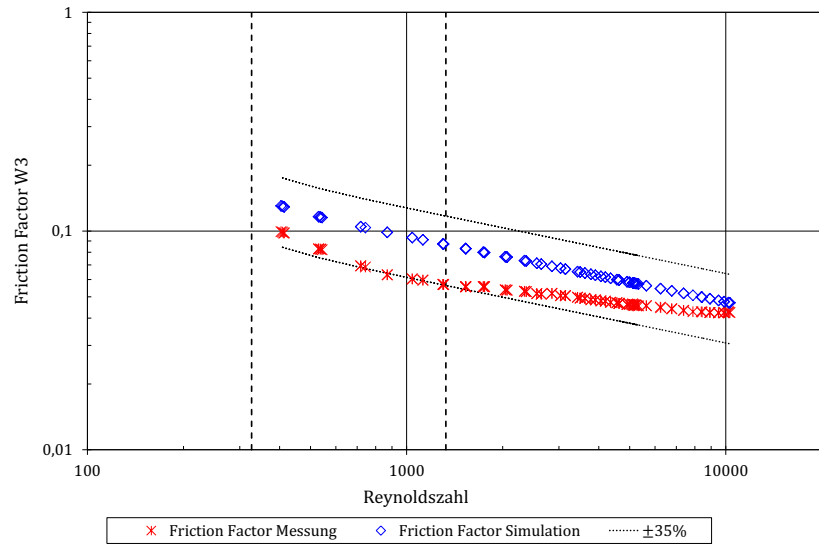


Abbildung A.184: Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W3

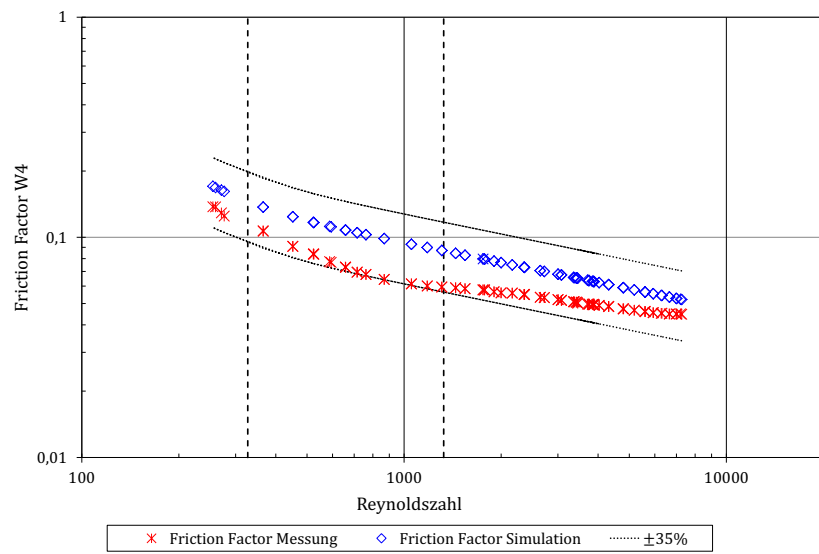


Abbildung A.185: Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W4

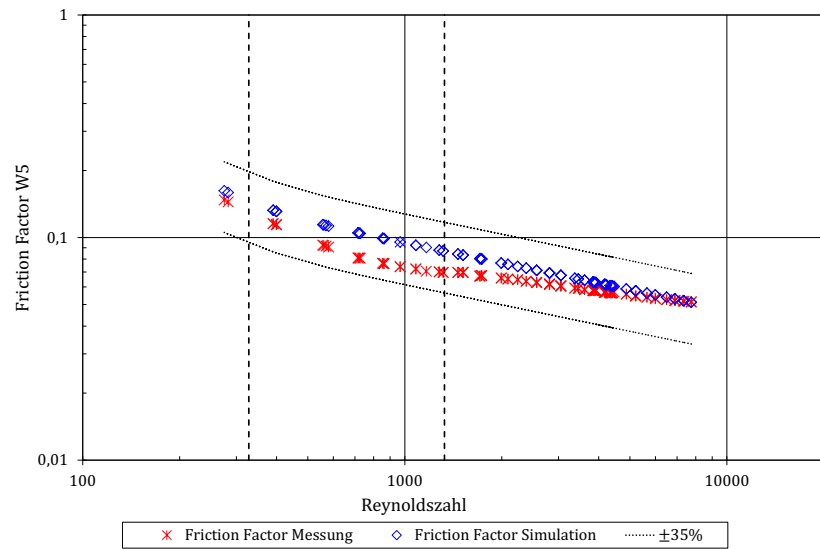


Abbildung A.186: Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W5

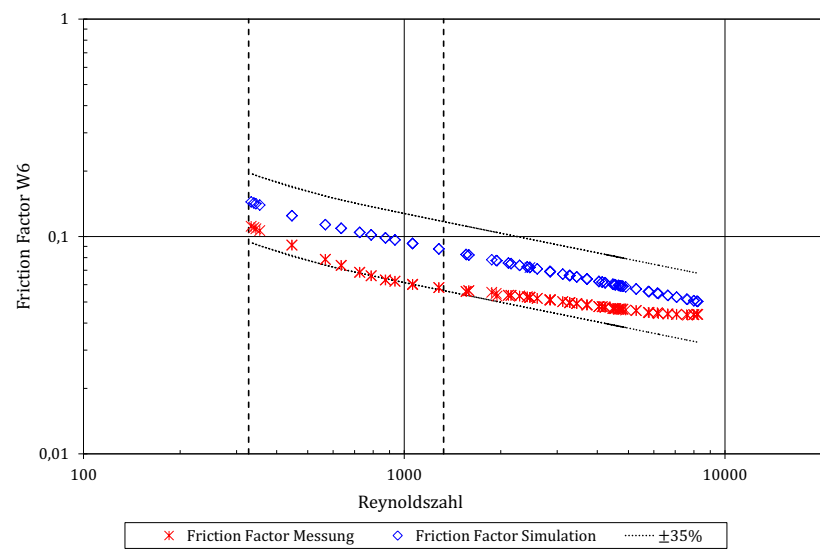


Abbildung A.187: Validierung der Berechnung des Friction Factors für Wirbelzelle W6

A.25 Kraftfahrt-Bundesamt

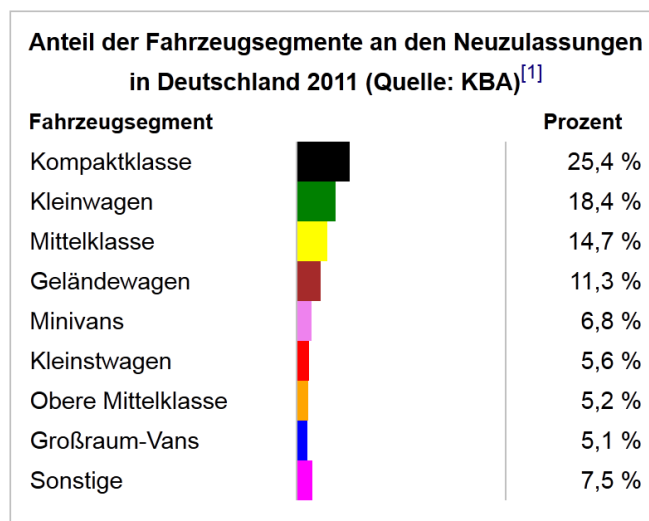


Abbildung A.188: Fahrzeugneuzulassungen 2010
Quelle: Kraftfahrt-Bundesamt (2012)

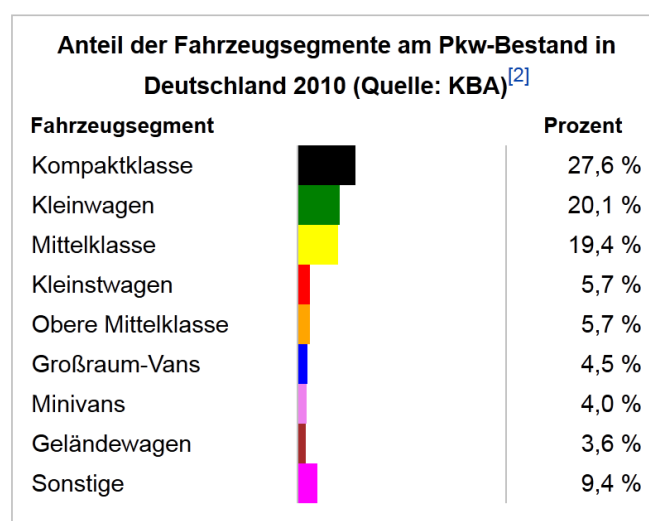


Abbildung A.189: Fahrzeugneuzulassungen 2011
Quelle: Kraftfahrt-Bundesamt (2012)