

GEKOPPELTER EINSATZ VON VERFAHREN ZUR BERECHNUNG VON EINSPRITZHYDRAULIK, GEMISCHBILDUNG UND VERBRENNUNG VON OTTOMOTOREN MIT KRAFTSTOFF-DIREKTEINSPRITZUNG

vorgelegt von

Diplom – Ingenieur

Andrei Silviu Stanciu

aus Bukarest

bei der Fakultät V – Verkehrs- und Maschinensysteme

der Technischen Universität Berlin

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor der Ingenieurwissenschaften

- Dr.-Ing. -

genehmigte Dissertation

Promotionsausschuss:

Vorsitzender: Prof. Dr. rer. nat. Volker Schindler

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil Prof. E.h. Cornel Stan

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 11.02.2005

Berlin 2005

D 83

Meinen Eltern

„A truth can become widely accepted only if someone
is willing to believe it before it is widely accepted.”

Drew McDermott, Mind and Mechanism

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter im Forschungs- und Transferzentrum e.V. an der Westsächsischen Hochschule Zwickau in den Jahren 2000 bis 2005.

Ich danke herzlich meinem Betreuer, Prof. Dr.-Ing. habil. Prof. E.h. Cornel Stan, für das Vertrauen, die ständig richtungweisende Betreuung und für die weit über das Berufliche hinausgehende Unterstützung während all dieser Jahre.

Ebenso danke ich meinem Betreuer Prof. Dr.-Ing. habil. Helmut Pucher für seine großzügige Bereitschaft, die Betreuung dieser Arbeit zu übernehmen, seine Förderung, und seine ständige Unterstützung.

Die Arbeit im FTZ war ständig von einer angenehmen Atmosphäre, großer gegenseitiger Unterstützung und freundschaftlicher Zusammenarbeit geprägt, wofür ich all meinen Kollegen herzlich danke. Insbesondere möchte ich mich bei meinem Kollegen Dipl.-Ing. Ralf Tröger für die, über viele Jahre erfolgreiche, Zusammenarbeit bedanken. Er hat mich in meiner Arbeit mit unzähligen Diskussionen, mit Hinweisen, Ideen und kritischen Fragen unterstützt und motiviert. Eine sehr enge Zusammenarbeit und viele gemeinschaftliche Aktivitäten mit meinem Freund und ehemaligen Kollegen Swen Günther wurden die Basis für eine erfolgreiche Erforschung mancher „unlösbaren“ Probleme gewesen. Mein Dank gilt auch meinem Kollegen Dipl.-Ing. Ilko Stemmler für seine wertvollen Beiträge und für die langen Stunden, die er in dem Einspritzlabor verbracht hat. Ein herzlicher Dank gebührt der Werkstattgruppe des FTZ, dem Meister Jens Hamm und Herrn Hans-Jürgen Kleminski. Ohne deren tatkräftige Unterstützung und erfinderischen Geist wäre diese Arbeit, in diesem Rahmen, sicherlich nicht möglich gewesen. Ebenfalls dankend zu erwähnen ist der wertvolle Beitrag meiner ehemaligen Diplomanden Lars Hartkopf, Thomas Mühlbach, Andreas Uhlig, Mario Testa, Luca Moneletta, David Müller, Lars Zigan und Andreas Rößler, die mit Tat und Ideen zur Entstehung dieser Arbeit beigetragen haben.

Großer Dank gebührt meinen Eltern für die jahrelange Unterstützung und Förderung meiner Ausbildung. Ein Dank gehört an dieser Stelle auch Catri. Ohne Sie wäre ich nicht diesen Weg gegangen.

Besonders danke ich Anca für ihren großen Verzicht, ihr Verständnis, ihre Unterstützung und ihre Hilfe. Ohne Sie hätte ich es viel schwerer gehabt, ein Ende dieses Weges zu finden.

INHALTSVERZEICHNIS

NOMENKLATUR	XI
Liste der Formelzeichen	XI
Abkürzungen	XVII
BILDERVERZEICHNIS.....	XIX
KURZFASSUNG	1
ABSTRACT	3
1 DIE ROLLE DER SIMULATION IN DER ENTWICKLUNG MODERNER AUTOMOBILMOTOREN.....	5
1.1 Entwicklungstendenzen von Kolbenmotoren im Automobilbau	5
1.2 Gekoppelte Simulation der Vorgänge in modernen Kolbenmotoren	9
1.2.1 Kopplungsformen.....	9
1.2.2 Ladungswechsel	10
1.2.3 Kraftstoffversorgung.....	20
1.2.4 Gemischbildung	21
1.2.5 Verbrennung	24
2 SIMULATION DER VORGÄNGE IN DIREKTEINSPRITZSYSTEMEN	27
2.1 Konzepte zur inneren Gemischbildung durch Direkteinspritzung in Ottomotoren	27
2.2 Entwicklungstrends der Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren	33
2.3 Eindimensionale Modellierung der Vorgänge in Direkteinspritzsystemen	38
2.4 Eindimensionale Modellierung von Direkteinspritzsystemen mit Hochdruckmodulation mittels AMESim	45
2.4.1 Modellierung, Kalibrierung und Optimierung der Einspritzdüse	46
2.4.2 Modellierung, Kalibrierung und Optimierung des Hochdruckerzeugungsmoduls	60
2.4.3 Optimierung des Direkteinspritzsystems durch Interaktion von Simulation und Experiment	65
2.4.4 Einfluss der Einstellparameter und der Funktionstoleranzen auf die Kenngrößen des Direkteinspritzsystems.....	70

3	SIMULATION DER INNEREN GEMISCHBILDUNG BEI DIREKTEINSPRITZUNG	85
3.1	Kopplung der ein- und der dreidimensionalen Modelle zur Charakterisierung des Einspritzstrahls	85
3.1.1	Eindimensionale Kenngrößen des Einspritzstrahls	85
3.1.2	Transferelemente vom ein- zum dreidimensionalen Modell des Einspritzstrahls	87
3.2	Dreidimensionale numerische Simulation der inneren Gemischbildung in Ottomotoren	91
3.2.1	Dreidimensionale Modellierung der inneren Gemischbildung – Stand der Technik	91
3.2.2	Dreidimensionale Modelle zur Charakterisierung des Einspritzstrahls	96
3.2.3	Experimentelle Charakterisierung des Einspritzstrahls	110
3.2.4	Kalibrierung des Einspritzstrahlmodells	115
3.3	Berechnung der Einspritzstrahlcharakteristiken auf Basis der ein- und dreidimensionalen Simulationskette	117
3.4	Interaktion Luft/Kraftstoff während der inneren Gemischbildung mittels Direkteinspritzung	120
3.5	Strahlgeführte Gemischbildungskonzepte	129
3.5.1	Zentrale Einspritzdüse (SIS) / Zwei seitliche Zündkerzen	129
3.5.2	Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen (DIS) / Eine zentrale Zündkerze	135
4	SIMULATION DER VERBRENNUNGSVORGÄNGE	147
4.1	Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung	148
4.1.1	Entflammung durch Kettenreaktionen und lokale Erhitzung	149
4.1.2	Laminare und turbulente Flammenausbreitung	150
4.1.3	Verbrennung bei Ladungsschichtung	151
4.2	Modelle zur Verbrennungssimulation	152
4.3	Möglichkeiten zur Beeinflussung des Verbrennungsablaufs durch die Anwendung der ein- und dreidimensionalen Simulationskette	156
5	VALIDIERUNG DES VERFAHRENS AUF DEM MOTORPRÜFSTAND UND IN FAHRVERSUCHEN	163
5.1	Versuchsträger	163
5.2	Validierung des Verfahrens auf dem Motorprüfstand	165
5.3	Validierung des Verfahrens in Fahrversuchen	177

SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK.....	179
Schlussfolgerungen.....	179
Ausblick.....	183
LITERATURVERZEICHNIS.....	185
ANLAGEN	195
<i>ANLAGE 1</i>	197
<i>ANLAGE 2</i>	213
<i>ANLAGE 3</i>	219
<i>ANLAGE 4</i>	229

Nomenklatur

Liste der Formelzeichen

Kurzzeiche <i>n</i>	Einheit	Bedeutung
A	$[m^2]$	Oberfläche
a	$\left[\frac{m}{s^2}\right]$	Beschleunigung
A_r	$[\mu m^2]$	Tropfenoberfläche
A_S	$[m^2, mm^2]$	Durchflussquerschnitt
B	$\left[\frac{kg}{m^3}\right]$	isothermer Kompressionsmodul
B_{Fluid}	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Elastizitätsmodul des Fluids
B_{Wand}	$\left[\frac{N}{m^2}\right]$	Elastizitätsmodul der Wand
C_b	[-]	Konstante im TAB-Modell
C_d	[-]	Ausflusskoeffizient im TAB-Modell
C_F	[-]	Luftwiderstandskoeffizient im TAB-Modell
C_K	[-]	Konstante im TAB-Modell
C_{mu}	[-]	Konstante im k-ε-Modell
c_p	$\left[\frac{kJ}{kgK}\right]$	isobare spezifische Wärmekapazität
C_q	[-]	Durchflusskoeffizient
C_W	[-]	Luftwiderstandsbeiwert
C_μ	[-]	Turbulenzkonstante im k-ε-Modell

D	[-]	Diffusionskoeffizient
D	[m, mm]	Bohrung (Kolbendurchmesser)
d	[m, mm]	Durchmesser
d ₁₀	[m, μm]	gemittelter Tropfendurchmesser
d ₃₂	[m, μm]	Sauterdurchmesser
d _{dl}	[m, mm]	Durchmesser der Hochdruckleitungen
d _{hyd}	[m, mm]	Hydraulischer Durchmesser
DK	[%]	Drosselklappenposition
d _p	[m, mm]	Plungerdurchmesser
d _r	[m, mm]	Schaftdurchmesser
d _s	[m, mm]	Sitzdurchmesser
d _{sl}	[m, mm]	Durchmesser der Beschleunigungsleitung
E _{ausgangstropf}	[J, kJ]	Energie der Ausgangstropfen
EB	[°KW]	Einspritzbeginn
E _{TropfnachZerfall}	[J, kJ]	Energie der Tropfen nach Zerfall
e	$\left[\frac{\text{J}}{\text{kg}}, \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	spezifische innere Energie
F	[N]	Kraft
F _D	[N]	Dämpfungskraft
F _E	[N]	Erregerkraft
F _R	[N]	Rückstellkraft (TAB-Modell)
F _R	[N]	Reibungskraft
F _N	[N]	normale Komponente der Kraft an der Oberfläche
F _V	[N]	Federvorspannung
f	[Hz]	Frequenz

f_K	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}}, \frac{\text{N}}{\text{mm}} \right]$	Federsteifigkeit
h	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	spezifische Enthalpie
h_s	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	Siedenthalpie
h_T	$\left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right]$	spezifische Enthalpie des Tropfens
I_{HS}	[A]	Haltestrom
I_{max}	[A]	Ansteuerstrom
i_{Dmax}	[-]	Anzahl an Teilintervallen für die Diskretisierung
K	[-]	Konstante im TAB-Modell
KW	[°]	Kurbelwinkel
k	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^2} \right]$	spezifische turbulente kinetische Energie im k- ϵ -Modell
k	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$	Federkonstante
L	[m, mm, μm]	Länge
L_{Kammer}	[m, mm]	Kammerlänge
l_{dl}	[m, mm]	Länge der Hochdruckleitungen
Le	[-]	Lewiszahl
l_i	[m]	integrales Längenmaß im k- ϵ -Modell
l_M	[m]	Längenmaßstab im k- ϵ -Modell
L_S	[mm]	Strahleindringtiefe
l_{sl}	[mm]	Länge der Beschleunigungsleitung
m	[g]	Masse
M_m	[kg]	molekulare Speziesmasse
m_S	[-]	Anzahl der Massenspezies

n	$[\text{min}^{-1}]$	Drehzahl
Oh	$[-]$	Ohnesorge-Zahl
P	$[\text{W}]$	Leistung
p_0	$[\text{MPa}, \text{bar}]$	Vordruck
p_a	$[\text{MPa}, \text{bar}]$	atmosphärischer Druck
$p_{\ddot{o}}$	$[\text{MPa}, \text{bar}]$	Öffnungsdruck
\dot{Q}	$[\text{W}]$	Wärmestrom
Q	$[\text{J}]$	Wärme
\dot{q}	$\left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$	Wärmestromdichte
Pr	$[-]$	Prandtl-Zahl
R_0	$[-]$	universelle Gaskonstante
Re	$[-]$	Reynolds-Zahl
Re_{kr}	$[-]$	kritische Reynolds-Zahl
r	$[\text{m}, \text{mm}]$	Radius
r_{10}	$[\mu\text{m}]$	gemittelte Tropfenradius
r_{32}	$[\mu\text{m}]$	Sauterradius
Sc	$[-]$	Schmidt-Zahl
\dot{S}_Q	$[-]$	Quell- und Senkterme.
s	$[\text{mm}]$	Kolbenhub
T	$[\text{K}]$	Temperatur
t	$[\text{min}, \text{s}]$	Zeit
t_i	$[\text{ms}]$	turbulentes, integrales Zeitmass im k- ϵ -Modell
u	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung

u	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	Relativgeschwindigkeit des Tropfens
V	$[\text{m}^3, \text{cm}^3, \text{mm}^3]$	Volumen
V_e	$\left[\frac{\text{mm}^3}{\text{Asp}} \right]$	Einspritzvolumen pro Arbeitsspiel
V_H	$[\text{m}^3, \text{cm}^3, \text{mm}^3]$	Hubvolumen des Motors
V_h	$[\text{m}^3, \text{cm}^3, \text{mm}^3]$	Hubvolumen des Zylinders
V_{Kammer}	$[\text{cm}^3]$	Kammervolumen
V_r	$[\mu\text{m}^3]$	Tropfenvolumen
V_{Wand}	$[\text{mm}^3]$	Volumenänderung in Abhängigkeit vom Wandelastizitätsmodul
\dot{V}_e	$\left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}}; \frac{\text{mm}^3}{\text{ms}} \right]$	Einspritzrate
v	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}}; \frac{\text{mm}}{\text{ms}} \right]$	Geschwindigkeit
T_G	$[\text{K}]$	Gastemperatur
T_{Luft}	$[\text{K}]$	Lufttemperatur
t_{AV}	$[\text{s}, \text{ms}]$	Abschaltverzögerung
t_d	$[\text{s}, \text{ms}]$	Dämpfungsdauer
t_{EV}	$[\text{s}, \text{ms}]$	Einschaltverzögerung
$t_{\text{Ö}}$	$[\text{s}, \text{ms}]$	Öffnungsdauer
We	$[-]$	Weber-Zahl
We_{krit}	$[-]$	kritische Weber-Zahl
w	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	Relativgeschwindigkeit
x	$[\text{m}]$	Weg
x_G	$[\%]$	Gasgehalt einer Flüssigkeit
\dot{x}	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$	Momentangeschwindigkeit

\ddot{x}	$\left[\frac{\text{m}}{\text{s}^2} \right]$	Beschleunigung
α_{geom}	$[^\circ]$	geometrischer Kegelwinkel
α_{Strahl}	$[^\circ]$	Strahlkegelwinkel
$\alpha_{\text{Strahl}1/3}$	$[^\circ]$	Strahlkegelwinkel bei 1/3 der Eindringtiefe
α_{Sitz}	$[^\circ]$	Sitzwinkel
β_{D}	$[-]$	Dämpfungskonstante
δ_x	$[-]$	Größe der Teilintervalle für die Diskretisierung
ε	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right]$	spezifische turbulente Dissipationsenergie im k- ε Modell
ε	$[-]$	Verdichtungsverhältnis im Verbrennungsmotor
Γ	$[-]$	Diffusionskoeffizient
η_{fl}	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{ms}} \right]$	dynamische Viskosität (Fluid)
λ	$[-]$	Luftverhältnis
λ_{m}	$\left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	Wärmeleitfähigkeit
μ_{t}	$[-]$	instationäre Wirbelviskosität im k- ε -Modell
ν	$\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$	kinematische Viskosität
Ω	$[-]$	Integrationsintervall
ω_{d}	$[\text{Hz}]$	Dämpfungsglied
ω	$[\text{Hz}]$	Oszillationsfrequenz
ρ	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte
ρ_{fl}	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte der Flüssigkeit
ρ_{G}	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte des Gases

ρ_g	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte des umgebenden gasförmigen Mediums
ρ_L	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte der Luft
$\dot{\rho}_m^S$	[-]	Speziesproduktion als Folge der Einspritzvorgänge
$\dot{\rho}_m^C$	[-]	Speziesproduktion als Folge der Verbrennungsvorgänge
ρ_T	$\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	Dichte (Tropfen)
σ_T	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	Oberflächenspannung (Tropfen)
τ	$\left[\frac{\text{N}}{\text{m}^2}, \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} \right]$	Newtonscher Schubspannungstensor

Abkürzungen

Symbol	Bedeutung
Asp	Arbeitsspiel
CPU	Koprozessor (engl.: Coprocessor Unit)
CFM	Coherent Flame Model (engl.)
CFD	Computational Fluid Dynamics (engl.)
DI	Direkteinspritzung (engl.: Direct Injection)
DIS	Einspritzsystem mit zwei Düsen (engl.: Double Injection System)
dl	Druckleitung
ECU	Steuergerät (engl.: Electronic Control Unit)
EZ1/0	längs durchströmte Einspritzdüse
EZ1/0	tangential durchströmte Einspritzdüse
FTZ	Forschungs- und Transferzentrum e.V. an der Westsächsischen Hochschule Zwickau

GDI	Benzin-Direkteinspritzung (engl.: Gasoline Direct Injection)
HCD	Hydraulic Component Design Library (AMESim©) (engl.)
HD	Hydraulic Design Library (AMESim©) (engl.)
Kst	Kraftstoffart
LDA	Laser-Doppler-Anemometrie
LES	Large Eddy Simulation (engl.)
PDA	Phasen-Doppler-Anemometrie
PDF	Probability Density Function (engl.)
PIV	Particle Image Velocimetry (engl.)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes (engl.)
SIS	Einspritzsystem mit einer Düse (engl.: Single Injector System)
sl	Beschleunigungsleitung
TAB	Taylor Analogy Breakup-Model (engl.)

Bilderverzeichnis

Bild 1.1	<i>Entwicklungsbedingungen für die Antriebssysteme im Automobilbau [1]</i>	<i>5</i>
Bild 1.2	<i>Konventionelle (links) und zukünftige (rechts) Optimierungskonzepte für Fahrzeug-Verbrennungsmotoren.....</i>	<i>6</i>
Bild 1.3	<i>Gekoppelte Simulationsvorgänge in modernen Verbrennungsmotoren – schematisch</i>	<i>10</i>
Bild 1.4	<i>1D-3D Kopplung zur Ladungswechselsimulation [10].....</i>	<i>11</i>
Bild 1.5	<i>Anwendungsmöglichkeiten des CFD-Codes AMESim für die Analyse der Strömungsvorgänge in einem Verbrennungsmotor</i>	<i>12</i>
Bild 1.6	<i>Verlauf des Luftmassenstroms durch ein Einlassventil in Abhängigkeit von Ventilabmessungen und -bewegung – Simulation mittels AMESim [11]</i>	<i>13</i>
Bild 1.7	<i>Verlauf des Abgasmassenstroms durch ein Auslassventil in Abhängigkeit von Ventilbewegung und Auspuffrohrlänge – Simulation mittels AMESim [11]</i>	<i>14</i>
Bild 1.8	<i>Ermittlung des Durchflusskoeffizienten eines Einlassventils als Eingangsparemeter für die 1D-Simulation mittels BOOST – Dreidimensionale Strömungssimulation mittels FIRE [12]</i>	<i>14</i>
Bild 1.9	<i>Luftaufwand und Restgasanteil im Zylinder in Abhängigkeit von der Ventilsteuerung und der Motordrehzahl – Simulation mittels BOOST [11]</i>	<i>15</i>
Bild 1.10	<i>Druckverlauf während des Ladungswechsels in einem 4Takt-4Ventil-Motor in einem definierten Last/Drehzahlpunkt – Vergleich Experiment / Simulation (AMESim und BOOST) [12].....</i>	<i>16</i>
Bild 1.11	<i>Anwendungsbeispiel des CFD-Codes FIRE zur Modellierung des Ladungswechsels [11, 13].....</i>	<i>17</i>
Bild 1.12	<i>Eingangsparemeter und Ergebnisformen bei der Berechnung der Air Box eines Motorradmotors – Simulation mittels FIRE</i>	<i>18</i>
Bild 1.13	<i>Geschwindigkeitsgradienten der einströmenden Luft im Zylinder eines Kolbenmotors – Simulation mittels FIRE.....</i>	<i>18</i>
Bild 1.14	<i>Druckwellenverlauf im Ansaugrohr eines Viertakt-Motorradmotors in Abhängigkeit von Last und Drehzahl – Vergleich Experiment / Simulation (AMESim und BOOST) [12].....</i>	<i>19</i>

Bild 1.15	<i>Modellstruktur einer Benzineinspritzdüse, erstellt auf Basis von AMESim-Grundelementen.....</i>	<i>20</i>
Bild 1.16	<i>Bedingungen und Ziele der numerischen Simulation der inneren Gemischbildung in einem Ottomotor</i>	<i>22</i>
Bild 1.17	<i>Analyse des Kraftstoffstrahles eines Direkteinspritzsystems – Vergleich Experiment / Simulation (FIRE, VECTIS)</i>	<i>22</i>
Bild 1.18	<i>Hauptkenngrößen eines Einspritzstrahles, die mittels experimenteller und/oder mathematischer Methoden ermittelt werden können.</i>	<i>23</i>
Bild 1.19	<i>Überlagerung der Prozessabschnitte bei einem schnelldrehenden Motor mit Benzindirekteinspritzung.....</i>	<i>24</i>
Bild 1.20	<i>Druckverlauf in einem Zylinder eines Kolbenmotors mit Benzindirekteinspritzung während des Verbrennungsvorgangs – gemessen und berechnet (FIRE und VECTIS).....</i>	<i>25</i>
Bild 2.1	<i>Innere Gemischbildung durch Direkteinspritzung im Ottomotor.....</i>	<i>27</i>
Bild 2.2	<i>Elemente zur Gestaltung der inneren Gemischbildung [19].....</i>	<i>28</i>
Bild 2.3	<i>Gemischbildungskonzepte für Benzindirekteinspritzung.....</i>	<i>30</i>
Bild 2.4	<i>Anordnung von zwei Einspritzdüsen eines Direkteinspritzsystems mit Hochdruckmodulation im Zylinderkopf – Beispiel</i>	<i>32</i>
Bild 2.5	<i>Doppel-Einspritzung: schematische Darstellung (a) und Strahlaufnahme (b).....</i>	<i>33</i>
Bild 2.6	<i>Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff bei konstantem Hochdruck (BOSCH Common Rail System).....</i>	<i>35</i>
Bild 2.7	<i>Hauptmodule und Prozessabläufe in einem Direkteinspritzsystem für flüssigen Kraftstoff mit Hochdruckmodulation (Zwickau Pressure Pulse) – Systemvarianten für kompakte und für Hochleistungsmotoren.....</i>	<i>36</i>
Bild 2.8	<i>Ablauf der Modellierung mittels numerischer Simulation.....</i>	<i>38</i>
Bild 2.9	<i>Kavitation als Folge einer lokalen isothermen Senkung des Druckes unter den Dampfdruck [32]</i>	<i>41</i>
Bild 2.10	<i>Tabelle zur Einstellung von Reibungsparametern für eine Nadel/Führung-Paarung in den 1D-Simulationsprogrammen HYDSIM (a) und AMESim (b)</i>	<i>42</i>
Bild 2.11	<i>Eindimensionales, äquidistantes Gitter mit $i_{Dmax}=10$.....</i>	<i>44</i>
Bild 2.12	<i>Einspritzdüse (links) und das entsprechende Simulations-Model, realisiert mit AMESim.....</i>	<i>46</i>
Bild 2.13	<i>Hydraulischer Plunger mit Gehäuse.....</i>	<i>47</i>

Bild 2.14	<i>Einspritznadel mit Sitz.....</i>	<i>48</i>
Bild 2.15	<i>Variation des Durchflusskoeffizienten in Abhängigkeit von der Druckdifferenz bzw. der Reynolds-Zahl.....</i>	<i>49</i>
Bild 2.16	<i>Masse mit Reibung</i>	<i>50</i>
Bild 2.17	<i>Nadel mit Feder – schematische Darstellung.....</i>	<i>51</i>
Bild 2.18	<i>Leckage oder Spielpassung – schematische Darstellung.....</i>	<i>52</i>
Bild 2.19	<i>Prüfstand zur Messung der charakteristischen Durchflussrate und des Nadelhubs einzelner Komponenten des Einspritzsystems.....</i>	<i>53</i>
Bild 2.20	<i>Schematische Darstellung der Funktionsweise der entwickelten Zapfendüsen</i>	<i>54</i>
Bild 2.21	<i>Durchflussrate und Nadelhub in Abhängigkeit vom Eingangsdruck für zwei Düsenarten - gemessen</i>	<i>55</i>
Bild 2.22	<i>Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des Durchflusskoeffizienten – Simulation</i>	<i>56</i>
Bild 2.23	<i>Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte der Federvorspannung (a) und der Federsteifigkeit (b) – Simulation.....</i>	<i>57</i>
Bild 2.24	<i>Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des Nadelhubes – Simulation</i>	<i>58</i>
Bild 2.25	<i>Durchflussrate der Einspritzdüse in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des eingestellten Nadelhubs – Vergleich Simulation – Experiment a) längs durchströmte Düse (EZ1/0) b) tangential durchströmte Düse (EZ2/3T)</i>	<i>59</i>
Bild 2.26	<i>Modell des Hochdruckerzeugungsmoduls</i>	<i>60</i>
Bild 2.27	<i>Komponenten des Sub-Moduls Schließelement</i>	<i>61</i>
Bild 2.28	<i>Bedienfeld des Elements Pannel01-01 zur Modellierung der Signale aus dem Steuergerät (ECU).....</i>	<i>62</i>
Bild 2.29	<i>Durchflussrate durch das Hochdruckerzeugungsmodul BSV 01/03 in Abhängigkeit des Drucks – berechnet und gemessen : a) bei Variation des Durchflusskoeffizienten des Schließelementes b) bei Variation des Durchflusskoeffizienten der Ankerbohrungen.....</i>	<i>63</i>
Bild 2.30	<i>Durchflussrate durch das Hochdruckerzeugungsmodul BSV 01/03 in Abhängigkeit von Druck und Hub des Ankers – berechnet und gemessen.....</i>	<i>64</i>

Bild 2.31	<i>Steuerstromsignal und resultierendes Drucksignal, gemessen in der Nähe des Schließelementes eines Druckerzeugungsmoduls</i>	<i>64</i>
Bild 2.32	<i>Experimentelle Ausführung der untersuchten Einspritzsysteme.....</i>	<i>65</i>
Bild 2.33	<i>Modell des Zwickauer Benzin-Direkteinspritzsystems mit Hochdruckmodulation (AMESim).....</i>	<i>66</i>
Bild 2.34	<i>Einspritzvolumen in Abhängigkeit der Öffnungsdauer des Hochdruckerzeugungsmoduls – Vergleiche zwischen Simulation und Experiment</i>	<i>67</i>
Bild 2.35	<i>Einfluss der Einspritzdüsenart und des eingestellten Düsenöffnungsdrucks auf den Kenngrößenverlauf eines Direkteinspritzsystems nach dem Druckstoßverfahren [41].....</i>	<i>69</i>
Bild 2.36	<i>Modell des Doppel-Einspritzsystems und Parameter für die weitere Optimierung.....</i>	<i>70</i>
Bild 2.37	<i>Einfluss des Durchmessers der Beschleunigungsleitung auf die Einspritzcharakteristiken.....</i>	<i>72</i>
Bild 2.38	<i>Einfluss der Länge der Beschleunigungsleitung auf das Einspritzvolumen (a) und auf Einspritzrate und –geschwindigkeit (b) während der Einspritzung gleicher Einspritzmenge (16mm³/Asp) – berechnet.....</i>	<i>73</i>
Bild 2.39	<i>Vergleich zweier Konfigurationen des Einspritzsystems für gleiche Länge der Beschleunigungsleitung.....</i>	<i>74</i>
Bild 2.40	<i>Einfluss des Düsenöffnungsdruckes auf Einspritzvolumen (a) und Einspritzrate für ein Einspritzvolumen von 16mm³/Asp (b) – Berechnet.....</i>	<i>76</i>
Bild 2.41	<i>Einfluss des Düsennadelhubes auf Einspritzvolumen (a), Einspritzrate und –geschwindigkeit (b) bzw. Durchflussquerschnitt der Einspritzdüse (c)</i>	<i>77</i>
Bild 2.42	<i>Einfluss der Arbeitsfrequenz auf die Einspritzmenge – Simulation.....</i>	<i>78</i>
Bild 2.43	<i>Einfluss des Vordruckes auf die Einspritzmenge – Simulation a) Einspritzvolumenkennlinie des Einspritzsystems b) Einspritzrate und –geschwindigkeit</i>	<i>79</i>
Bild 2.44	<i>Einspritzvolumen in Abhängigkeit der Ventilöffnungsdauer bei verschiedenen Benzin/ Methanol-Mischungen – berechnet [47]</i>	<i>82</i>
Bild 2.45	<i>Einspritzvolumina für Benzin, Ethanol, Methanol und gleichteiliges Gemisch – gemessen und berechnet</i>	<i>83</i>
Bild 3.1	<i>Zeitbezogener Einspritzverlauf für drei unterschiedliche Einspritzmengen - berechnet.....</i>	<i>86</i>

Bild 3.2	Strahlgeschwindigkeitsverlauf entsprechend der Einspritzverläufe in Bild 3.1 – berechnet	86
Bild 3.3	Zeitbezogene Veränderung des effektiven Durchflussquerschnitts a) während des Nadelhebens definiert durch die Veränderung seines inneren Durchmessers b) für die Einspritzverläufe im Bild 3.1 – berechnet	87
Bild 3.4	Datentransfer von einem 1D-Code zu einem 3D-Code für die numerische Simulation der Strahlcharakteristik – schematisch	88
Bild 3.5	Modell eines 1D-Ausgangselementes für den 1D-3D-Transfer – entwickelt für den AMESim- Code.....	88
Bild 3.6	Einspritzverlauf über 20 sukzessive Arbeitsspiele als Ergebnis der 1D-Simulation (a) und als Mittelwert über ein Arbeitsspiel als Eingangskenngröße für die 3D-Simulation (b).....	89
Bild 3.7	Beispiel für berechnete Mittelwerte für die Einspritzcharakteristiken – Berechnungsergebnis mittels des Transferelements.....	90
Bild 3.8	Datei mit den Strahleingangswerten für das 3D-Code FIRE – Berechnungsbeispiel mittels des Transferelements	90
Bild 3.9	Einfluss der Netzqualität auf die Modellierung des Einspritzstrahls	97
Bild 3.10	Beeinflussung der Tropfengröße und der Verdampfung durch Vernetzung.....	98
Bild 3.11	Vergleich der Strahlbilder bzw. des ausgeprägten flüssigen Mantels (rote Markierung) zweier Einspritzdüsen mit einem Einspritzkegelwinkel von 60° bzw. 30°	99
Bild 3.12	Ohnesorge-Diagramm [49].....	101
Bild 3.13	Tropfengröße in Abhängigkeit von der Zerfallsform [49]	101
Bild 3.14	Zerfallsmechanismen in Abhängigkeit der Weber-Zahl [61, 63].....	104
Bild 3.15	Strahlentwicklung für unterschiedliche Werte der Konstanten K im TAB-Modell – Vergleich Experiment - Simulation mittels FIRE	109
Bild 3.16	Messprüfstand zur qualitativen Strahlcharakterisierung mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera (CCD).....	111
Bild 3.17	Parameter für die optische Analyse des Strahls.....	112
Bild 3.18	Strahlkegelwinkel mit fortschreitender Zeit.....	113
Bild 3.19	Particle Image Velocimetry (PIV) zur Analyse der Geschwindigkeitsgradienten in einem Kraftstoffstrahl [76].....	114

Bild 3.20	<i>Verteilung der Tropfendurchmesser und -geschwindigkeiten eines Einspritzstrahls – gemessen [76].....</i>	<i>114</i>
Bild 3.21	<i>Strahleindringtiefe und -winkel für unterschiedliche Werte von Einspritzvolumen und relativem Druck im Druckraum</i>	<i>116</i>
Bild 3.22	<i>Strahlbilder für ein Einspritzvolumen von 16mm³/Asp zu unterschiedlichen Zeiten nach Einspritzbeginn, für unterschiedliche Werte des Drucks im Druckraum – Vergleich Experiment – Simulation.....</i>	<i>116</i>
Bild 3.23	<i>Beispiel der Möglichkeiten, die Form der Einspritzrate mittels konstruktiver Kenngrößen oder funktioneller Parameter zu ändern : a) Einspritzkennlinie der zwei Konfigurationen des Einspritzsystems b) Einspritzrate und -geschwindigkeit für 16mm³/Asp Einspritzvolumen c) Strahleindringtiefe und Strahlprofil 1,0ms nach EB.....</i>	<i>117</i>
Bild 3.24	<i>Entstehung einer Sekundäreinspritzung als Folge einer ungünstigen Parameterkombination: a). Einspritzcharakteristik generiert mittels AMESim b). Strahlmodell generiert mittels FIRE (links in jedem Bild) und die Strahlvisualisierung mittels Hochgeschwindigkeitskamera für die modellierte Einspritzsystemkonfiguration (rechts in jedem Bild)</i>	<i>119</i>
Bild 3.25	<i>Vergleich zwischen berechneter und gemessener Strahleindringtiefe für die Einspritzcharakteristik entsprechend Bild 3.24</i>	<i>120</i>
Bild 3.26	<i>Auswirkung des Hub-/Bohrungsverhältnisses auf die Brennraumgestaltung</i>	<i>122</i>
Bild 3.27	<i>Visualisierung der Position des vom Einspritzstrahl verursachten Luft-Tumbles mittels PIV-Messungen (links – 0,875ms nach EB) und CCD-Aufnahme (rechts – 1ms nach EB) bei 200°C [70]</i>	<i>123</i>
Bild 3.28	<i>Vergleich der Strahlentwicklung sowie des Geschwindigkeitsfeldes bei einer Kammertemperatur von 200°C – Simulation (jeweils links) und Experiment, Einspritzmenge 3,75 mg/Asp, atmosphärischer Druck.....</i>	<i>124</i>
Bild 3.29	<i>Geometrie der Brennkammer sowie der Einlass- und Auslasskanäle im Zylinderkopf des angewendeten Forschungsmotors</i>	<i>125</i>
Bild 3.30	<i>Druckverlauf im Einlasskanal ermittelt mittels 1D-Code BOOST als Eingangsbedingung für die 3D-Simulation.....</i>	<i>125</i>
Bild 3.31	<i>Druckverlauf im Zylinder bei 5000min⁻¹ und Drosselklappe voll geöffnet</i>	<i>126</i>
Bild 3.32	<i>Luft-Tumblebewegung bei 8000min⁻¹ und Vollast – berechnet.....</i>	<i>127</i>

Bild 3.33	<i>Einspritzstrahl und Luftgeschwindigkeitsvektoren für eine Einspritzung während der Einlassphase bei 8000min^{-1} und Volllast – berechnet</i>	127
Bild 3.34	<i>Lage der Einspritzdüsen und der Zündkerzen im Brennraum a) Einzelne zentrale Einspritzdüse / Zwei seitliche Zündkerzen b) Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen / Eine zentrale Zündkerze</i>	128
Bild 3.35	<i>Einspritzstrahl eines Benzindirekteinspritzsystems zwischen partiell offenen Einlassventilen – schematisch und experimentell dargestellt</i>	129
Bild 3.36	<i>Einspritzstrahlcharakteristik im Zusammenhang mit der Kolbenbewegung in Abhängigkeit des Einspritzverlaufs – gemessen</i>	131
Bild 3.37	<i>Kraftstoffverdampfung und -verteilung während eines Direkteinspritzvorgangs in Abhängigkeit vom Einspritzverlauf / 8000min^{-1}, Volllast, $V_e=16\text{mm}^3/\text{Asp}$ – numerische Simulation</i>	132
Bild 3.38	<i>Hub und Geschwindigkeit des Kolben und der Einlassventile während des Einlass- und Kompressionstaktes, gegenüber der Strahleindringtiefe und -eindringgeschwindigkeit für zwei unterschiedliche Einspritzbeginnwinkel.....</i>	134
Bild 3.39	<i>Einspritzrate für gleiche Einspritzvolumina ($16\text{mm}^3/\text{Asp}$) bei der Anwendung eines Systems mit einer Einspritzdüse (SIS - rote Kurve) und eines Systems mit zwei Düsen (DIS - grüne Kurve)</i>	135
Bild 3.40	<i>Darstellung der Gemischwolke (schematisch) und zeitlicher Verlauf von zwei kegelförmigen Kraftstoffstrahlen vor und nach ihrem Zusammentreffen</i>	136
Bild 3.41	<i>Experimenteller Aufbau zur Validierung der relativen Lage der Einspritzdüsen.....</i>	137
Bild 3.42	<i>Relative Positionierung der Einspritzdüsen mit 3° horizontalem Achsenversatz und 20° vertikaler Neigung: Kraftstoffverteilung (links) und Luftgeschwindigkeit infolge der Tropfenbewegung (rechts)</i>	138
Bild 3.43	<i>Relative Positionierung der Einspritzdüsen mit 0° horizontalem Achsenversatz und 20° (links) bzw. 35°(rechts) vertikaler Neigung</i>	139
Bild 3.44	<i>Einfluss der Länge der Beschleunigungsleitung auf die Strahlparameter (a) und auf die gebildete Gemischwolke(b) für ein Einspritzvolumen von $16\text{mm}^3/\text{Asp}$.....</i>	140
Bild 3.45	<i>Zylinderdruck bei gedrosselten und ungedrosselten Bedingungen für variablen Werte der Einspritzbeginn – $V_e=6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$.....</i>	141
Bild 3.46	<i>Äquivalenzverhältnis ($1/\lambda$) in der Nähe der Zündkerze für verschiedene Werte des Einspritzbeginns bei 5000min^{-1}, $V_e= 6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$.....</i>	141

Bild 3.47	Verdampfungsrate für unterschiedliche Einspritzmenge / Drehzahl-Kombinationen, gedrosselt und ungedrosselt.....	143
Bild 3.48	Gemischbildungsvorgang bei 5000min^{-1} für eine Einspritzmenge von $6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$ und einen Einspritzbeginn bei 160°KWv.OT – Simulationsergebnisse in einem vertikalen Brennraumschnitt, unter der Zündkerze [79].....	144
Bild 3.49	Zylinderdruckverlauf bei 5000min^{-1} bzw. 8000min^{-1} und voll geöffneter Drosselklappe (DK 100%) / Doppeleinspritzung – vergleich zwischen Experiment und Simulation.....	145
Bild 3.50	Gemischbildungsentwicklung mittels Doppel-Einspritzung bei 5000min^{-1} und Volllast [79].....	145
Bild 4.1	Hauptkenngrößen zur Analyse der inneren Gemischbildung und Verbrennung.....	148
Bild 4.2	Ergebnisse einer Verbrennungssimulation mit dem PDF-Modell – Benzindirekteinspritzung mittels Druckstoßeinspritzanlage mit zentraler Einspritzdüse in dem Versuchsmotor	155
Bild 4.3	Flammenfrontentwicklung für zwei Konfigurationen des Einspritzsystems bei 8000min^{-1} , Volllast [41]	156
Bild 4.4	Druck-, Umsatzraten- und Temperaturverlauf im Brennraum während der Verbrennung für zwei unterschiedliche Formen der Einspritzrate	157
Bild 4.5	Verlauf der Abgasemission für zwei unterschiedliche Formen der Einspritzrate.....	158
Bild 4.6	Druckverlauf bei einem optimierten Einspritzbeginn – Vergleich mit Bild 4.4a.....	159
Bild 4.7	Mögliche Positionen der Zündkerzen im Brennraumkopf für ein SIS-System – schematisch.....	160
Bild 4.8	Verbrennungsablauf bei der Anwendung der Konfigurationen S2 und S3 für die Platzierung der Zündkerzen – 5000min^{-1}	160
Bild 4.9	Verbrennungsablauf bei 5000min^{-1} / Volllast, entsprechend dem Gemischbildungsablauf in Bild 3.50 [79].....	161
Bild 5.1	Volllastkennlinie, Vergleich der Direkteinspritzung mit 2 bzw. 1 seitlichen Zündkerze (zentrale Lage der Einspritzdüse) [38].....	166
Bild 5.2	p-V Diagramm für Doppel - und Einfachzündung bei 7000min^{-1} , Volllast.....	167

Bild 5.3	Vergleich bezüglich Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch zwischen Gemischbildung mittels Direkteinspritzung – mit verschiedenen Beschleunigungsleitungslängen und Vordrücken – gegenüber externer Gemischbildung, bei Volllast	168
Bild 5.4	Vergleich bezüglich Abgasemissionen zwischen Direkteinspritzung mit verschiedenen Beschleunigungsleitungslängen und Vordrücken gegenüber externer Gemischbildung, bei Volllast	168
Bild 5.5	Zylinderdruckverlauf bei 5000min ⁻¹ , Volllast – Vergleich zwischen externer und interner Gemischbildung [12].....	169
Bild 5.6	Differenzenkennfeld für be in % bei Zentralkdirekteinspritzung gegenüber externer Gemischbildung.....	170
Bild 5.7	Differenzenkennfeld für die HC-Emissionen in % bei Zentralkdirekteinspritzung gegenüber externer Gemischbildung	170
Bild 5.8	Differenzenkennfeld für die CO-Konzentration in absoluten Werten [Vol%] vbei Zentralkdirekteinspritzung gegenüber externer Gemischbildung.....	171
Bild 5.9	Anordnung von Düse und Zündkerzen im Schnitt (a) und von unten (b) bei Doppeleinspritzung.....	172
Bild 5.10	Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei einem Vordruck von 7,2 bar und Variation der Beschleunigungsleitungslänge, bei Volllast	173
Bild 5.11	Abgasemission bei einem Vordruck von 7,2 bar und Variation der Beschleunigungsleitungslänge, bei Volllast [38].....	173
Bild 5.12	Spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh] (a) und CO-Konzentration [Vol%] (b) für den ungedrosselten Betrieb des Motors mit Doppeleinspritzung – Experiment [77]	175
Bild 5.13	Prozentualer Vergleich bezüglich Kraftstoffverbrauch [%] (a) und CO-Konzentration [Vol%] (b) zwischen dem gedrosselten Motor mit zentraler Direkteinspritzung und zwei Zündkerzen (SIS) und dem ungedrosselten Motor mit Doppeleinspritzung (DIS) [77]	176
Bild 5.14	Ansicht des Fahrzeugs mit den Einspritzsystemkomponenten	177
Bild 5.15	Vergleich bezüglich Leistung und Drehmoment beiVolllast für die zwei untersuchten Konfigurationen des Direkteinspritzsystems bzw. für die externe Gemischbildung [12 ,79].....	178

Kurzfassung

Die Entwicklungstendenzen bei modernen Ottomotoren in Richtung hoher hubraumbezogener bzw. massenbezogener Leistung stehen teilweise im Widerspruch mit den Forderungen nach einer deutlichen Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemission. Um ein Optimum zwischen Produktakzeptanz und gesetzlichen Grenzen zu schaffen, ist es unerlässlich, eine Anpassung zwischen der Steuerung der Innenvorgänge im Motor – Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung – und seiner Konstruktion vorzunehmen. Die innere Gemischbildung mittels Benzin-Direkteinspritzung bietet – gekoppelt mit der Aufladung, der variablen Ventilsteuerung und der gesteuerten Selbstzündung – durch die damit verbundenen Möglichkeiten zur Prozesskontrolle ein beachtliches Potenzial zur Erhöhung der Leistungsdichte und gleichzeitig zur Senkung der Schadstoffemission. Jedoch ist die Steuerung solcher Prozesse komplizierter und empfindlicher als bei den bisherigen Motoren mit Saugrohreinspritzung.

Der Schlüssel zur Anpassung der inneren Gemischbildung an die angrenzenden Prozessabschnitte – Ladungswechsel, Verbrennung – ist die Betrachtung ihrer Wechselwirkung mit dem Direkt-Einspritzsystem. Das betrifft die Herstellung einer direkten Kopplung, sowie einer Rückkopplung zwischen den Eigenschaften des Einspritzstrahls und Modulation der Einspritzrate mit der Tropfenbewegungsrichtung, -geschwindigkeit, -verdampfung und -verteilung innerhalb des Brennraums. Das Einspritzsystem und die innere Gemischbildung sind dabei zunächst Gegenstand von separater, spezifischer Optimierung. Die optimierten Prozesse werden dann durch eine Rückkopplung von der Gemischbildung zum Einspritzsystem aneinander angepasst.

Die vorliegende Arbeit stellt eine Methode für die wirkungsvolle Optimierung beider Module dar, die durch ein Direkteinspritzsystem mit Hochdruckmodulation belegt wird. Die Methode basiert auf der Anpassung der Prozesse innerhalb des Einspritzsystems, beziehungsweise während der Entwicklung des Strahls, der Gemischbildung und der Verbrennung, durch eine Rückkopplungsstrategie zwischen unterschiedlichen numerischen Simulationsprogrammen – mit dem prozessspezifisch optimierten numerischen Modell für jedes Modul.

Die Charakterisierung und die Optimierung des Einspritzsystems beziehungsweise der Eigenschaften des Einspritzstrahls wurden auf Basis des 1D-Codes AMESim durchgeführt. Die Analyse der Strahlentwicklung, der Gemischbildung und der Verbrennung wurde hauptsächlich mittels des 3D-Code FIRE durchgeführt. Für den Datenaustausch zwischen den beiden Codes wurde ein neues Element, das im Code AMESim integriert wurde, entwickelt.

Für beide – 1D- und 3D-Module – wurde die Kalibrierung durch Messungen an einem hydraulischen und einem optischen Prüfstand bzw. am Motorprüfstand vorgenommen.

Die Arbeit wurde auf die Optimierung von zwei Direkt-Einspritz-Konzepten fokussiert:

- Ein Konzept mit einer Einspritzdüse und zwei seitlichen Zündkerzen
- Ein neu entwickeltes Direkt-Einspritzkonzept mit zwei Einspritzdüsen pro Zylinder und einer Zündkerze (Doppeleinspritzung), zur besseren Unterstützung der Ladungsschichtung

Besondere Aufmerksamkeit wurde in diesem Kontext der Optimierung der Strahleigenschaften, der Lage der Einspritzdüse(n) im Zylinderkopf, sowie der relativen Ausrichtung der Einspritzdüsen (bei der Doppeleinspritzung), des Zündzeitpunkts und der Zünddauer sowie der Zündkerzenposition geschenkt.

Der letzte Teil der Arbeit ist – als konkretes Ergebnis der Simulationsstrategie – den experimentellen Untersuchungen am Motorprüfstand und am Fahrzeug, bei zahlreichen Kombinationen von Kenngrößen, gewidmet. Die zwei Konfigurationen der Benzin-Direkteinspritzung wurden dabei mit dem ursprünglichen, externen Gemischbildungskonzept verglichen. Die Ergebnisse bezüglich der hubraumbezogenen Leistung, des spezifischen Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemission sowie des Beschleunigungsverhaltens stellen eine Referenz für moderne, kompakte Ottomotoren dar.

Abstract

The development trends of advanced automobile engines towards high power-to-volume and power-to-mass ratios are partially in contradiction with the requirements regarding drastically reduced fuel consumption and pollutant emission. The development way of the engine between customer acceptance and limitations by law is mainly determined by the optimization of scavenging, mixture formation and combustion characteristics, as functional base for the engine design.

The internal mixture formation by gasoline direct injection offers within an adaptable correlation with super-/turbo-charging, variable valve control and controlled autoignition a remarkable potential to improve the engine performance and to reduce the pollutant emission, due to the large possibilities of engine process control. However the control mechanisms of the process at speed or load variations are more complex and sensitive than for classical engines with SI external mixture formation.

The key of adaptation of the internal mixture formation to the surrounding process sequences – gas exchange, combustion – is their interactive correlation with the direct injection system. This means a direct connection as well as a feed-back between spray characteristics and injection rate modulation with the droplet direction, velocity, vaporization and distribution within the combustion chamber. In other terms, both direct injection system and internal mixture formation are object of separate, specific optimization, but these optimized processes are to be adapted to each other – generally by a feed-back from mixture formation to the injection system.

This thesis presents a method for the effective optimization of both optimization modules, which is exemplified by a system with direct injection by high pressure modulation. The method is based on the coupling of the processes within the injection system respectively during the spray evolution, mixture formation and combustion, by a feed-back strategy between separate numerical simulations of the processes, using the most effective, specific model for each module.

The characterization and optimization of the injection system respectively of the injection characteristics is performed using the 1D code AMESim. The analysis of the spray evolution, mixture formation and combustion is conducted mainly by mean of the

3D code FIRE. For the data exchange between the two codes a new element integrated in the code AMESim was developed.

For both – 1D and 3D – modules the calibration is ensured by appropriate hydraulically and optically and test bench experimental analysis methods.

The work is focused on the optimization of two direct injection concepts:

- a concept with a single injector and two spark plugs and
- a new direct injection concept with two injectors per cylinder and one spark plug (twin direct injection), for a better support of the stratified charge operation

A particular attention was paid in this context to the optimization of the spray characteristics, of the location of the injector(s) on the engine head as well as to the reciprocate injector location (in the case of the twin injection), the injection timing and duration and of the spark location.

The last part of the work is dedicated – as a concrete result of the simulation strategy – to the compared engine and vehicle tests using different parameter combinations.

The two GDI configurations are compared with the original external mixture formation concept in base of experimental analysis at the engine test bench and at the vehicle test bench as well as on road. The results regarding the power-to-volume ratio, the specific fuel consumption, the pollutant emission as well as the acceleration behavior represent a reference for advanced compact engines.

1 Die Rolle der Simulation in der Entwicklung moderner Automotoren

1.1 Entwicklungstendenzen von Kolbenmotoren im Automobilbau

Die weltweite Zunahme der Auto-Mobilität ist einerseits von hohen Leistungs- und Drehmomentwerten – als eher subjektiven Akzeptanzkriterien – und andererseits, wie in Bild 1.1 dargestellt, von niedrigem Energieverbrauch und geringen Schadstoffemissionen – als objektiven Kriterien zur Schonung der Ressourcen und der Umwelt geprägt.

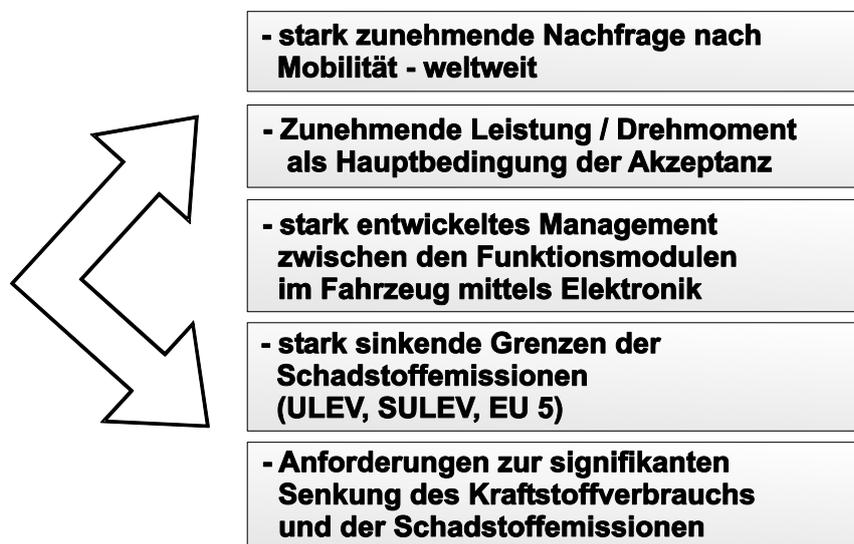


Bild 1.1 Entwicklungsbedingungen für die Antriebssysteme im Automobilbau [1]

Zwischen Bedarf, spezifischen Nutzungsformen, Akzeptanz und Limitierungen werden stets neue Konfigurationen von Antriebssystemen untersucht. Eine erfolgreiche Entwicklung solcher Konzepte wird insbesondere von Kriterien wie Masse-Leistungsverhältnis bzw. Masse-Volumenverhältnis, Drehmomentverlauf, Beschleunigungscharakteristik, spezifischer Kraftstoffverbrauch, spezifische Emissionen chemischer Stoffe und von Geräusch, Verfügbarkeit und Speicherfähigkeit der vorgesehenen Energieträger, technische Komplexität, Kosten, Sicherheit sowie Infrastruktur und Servicemöglichkeiten abhängig sein.

Ausgehend von der bisherigen fast ausschließlichen Anwendung von Kolbenmotoren im Automobilbereich ist ihre weitere Entwicklung Gegenstand besonderer Anstrengungen.

Den Gegenpol der Akzeptanzkriterien bilden die gesetzlichen Limitierungen der Schadstoffkomponenten im Abgas, die neuerdings im Drei-Jahres-Rhythmus drastische Senkungen für die Emissionen von HC, CO und NO_x vorschreiben. Darüber hinaus verpflichteten sich die Europäischen Automobilbauer (ACEA) gegenüber der EU, den auf die Fahrzeugflotte bezogenen CO₂-Ausstoß der von ihnen hergestellten Verbrennungsmotoren von 1995 bis 2008 um 25 %, auf 140 g/km, zu senken – was eine direkt proportionale Senkung des Kraftstoffverbrauchs bedeutet.

Hohe Leistungsdichte, niedriger Kraftstoffverbrauch und extrem geringe Schadstoffemission sind zum Teil gegensätzliche Ziele, die vorrangig durch modulare Optimierungskonzepte erreichbar werden.

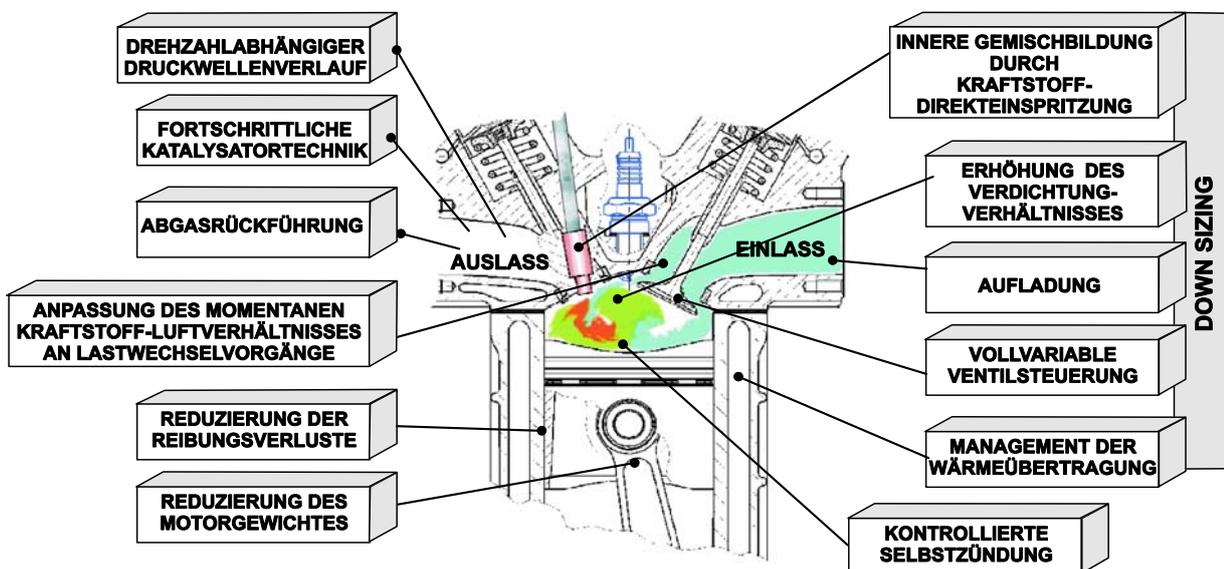


Bild 1.2 Konventionelle (links) und zukünftige (rechts) Optimierungskonzepte für Fahrzeug-Verbrennungsmotoren

Solche Konzepte – wie in Bild 1.2 schematisch dargestellt – werden derzeit im Automobilbau nach unterschiedlichen Prioritätsszenarien umgesetzt.

Die Maßnahmen, die auf der linken Seite von Bild 1.2 dargestellt sind, gehören eher zu der konventionellen Stufe. Ihre Wirkung ist dennoch beachtlich:

- *Der drehzahlabhängige Druckwellenverlauf* in der Gasströmung im Einlass- bzw. im Auslasskanal kann bei entsprechender Abstimmung sowohl den Füllgrad des Zylinders mit Frischgas verbessern als auch die Abgasrückföhrtrate beeinflussen. Die Ladungsbewegung im Zylinder – als Voraussetzung einer wirkungsvollen Gemischbildung und Verbrennung – kann dadurch begünstigt werden.

- *Die fortschrittliche Katalysatortechnik* als Mittel zur Reduzierung der Schadstoffemission wird am möglichen Optimum zwischen der chemischen Umsetzungswirkung und dem verursachten Strömungswiderstand bemessen.
- *Die Abgasrückführung* als Maßnahme zur Senkung der NO_x-Emission wird zunehmend auch zur Initiierung thermodynamisch günstiger Selbstzündvorgänge eingesetzt.
- *Die Anpassung des momentanen Kraftstoff-Luftverhältnisses an Lastwechselforgänge* – Beschleunigung, Motorbremsvorgänge – hat durch die Kraftstoffzufuhr entsprechend dem beschleunigten bzw. verzögerten Luftmassenstrom Vorteile in Bezug auf Beschleunigungsverhalten, Kraftstoffverbrauch und Schadstoffemission.
- *Die Reduzierung der Reibungsverluste und des Motorgewichtes* sind Dauerforderungen, denen durch den Einsatz moderner Werkstoffe und Bearbeitungstechnologien immer mehr genüge getan wird.

Bis auf den letztgenannten Ansatz betreffen alle anderen Maßnahmen thermodynamische und strömungsmechanische Vorgänge im Motor, deren Zustandsgrößen zeit- und ortsabhängig im Sinne einer Prozessoptimierung zu steuern sind. Umso mehr basieren die zukünftigen Optimierungskonzepte (rechte Seite in Bild 1.2) vorwiegend auf der geeigneten Gestaltung und Steuerung der Innenvorgänge im Motor.

- Das Down-Sizing als moderne Bezeichnung einer hohen hubraumbezogenen Leistung impliziert eine Verkettung modularer Optimierungskonzepte:
- *Die Aufladung* stellt einen Down-Sizing-Grundsatz dar, bei dem eine maximale Füllung mit frischer Luft als Träger einer zu maximierenden Gemischmasse angestrebt wird.
- *Die vollvariable Ventilsteuerung* unterstützt, speziell im Falle einer Aufladung, die Beibehaltung einer optimalen Spülwirkung (Füllgrad, Abgasanteil) im gesamten Last/Drehzahlbereich des Motors.
- *Das variable Verdichtungsverhältnis* ist gegenüber der Aufladung eine kompensatorische Maßnahme und beeinflusst dadurch teilweise auch die Ventilsteuerung: allgemein ist derzeit die Aufladung von Ottomotoren wegen der Klopfgrenze bei Vollast mit einem relativ geringen Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 8 \dots 9,5$) verbunden, was sich ungünstig auf den Wirkungsgrad auswirkt. Eine Anhebung des Verdichtungsverhältnisses in der Teillast wäre kloppfrei möglich.

Inwieweit ein solcher Ansatz im Vergleich von Aufwand und Wirkung als vorteilhaft erscheint, kann von einer exakten Prozessanalyse abgeleitet werden.

- *Die Kraftstoffdirekteinspritzung* besitzt ein beachtliches Potenzial zur Verbesserung der Drehmoment- und Beschleunigungscharakteristik und zur deutlichen Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Schadstoffemission. Sie ist nahezu Voraussetzung höherer Verdichtungsverhältnisse (durch Verschiebung der Klopfgrenze) und der Aufladung (durch ihre Wirkung bei höherem Verdichtungsverhältnis bzw. durch Ausschluss des Kraftstoffs aus Spülverlusten). Die Steuerung der Kraftstoffzufuhr in der Verdichtungs- und Verbrennungsphase erweitert die gegenseitige Abhängigkeit der Prozessabschnitte – von Aufladung und Ladungswechsel bis zu Gemischbildung, Verbrennung und Auslassströmung.
- *Das Management der Wärmeübertragung* vom Brennraum zu den Zylinderwänden in allen Last-/Drehzahlbereichen wird in Anbetracht der anvisierten Ziele (Verbrauchs- und Emissionssenkung, Erhöhung der Energiedichte) und der angewandten Konzepte (Aufladung, Direkteinspritzung, Selbstzündung) zunehmend erforderlich. Zusammenhänge wie beispielsweise die HC-Bildung durch Aufprall eines Einspritzstrahls auf eine Wand, deren Temperatur durch den Kühlwasserstrom beeinflusst ist, lassen die Komplexität derartiger Prozesse erahnen.
- *Die kontrollierte Selbstzündung* bewirkt allgemein die Senkung der NO_x-Emission bei gleichzeitig steilerem Druckverlauf in der Verbrennungsphase durch die günstige Kombination eines weichen Brennverlaufs in jedem exothermen Zentrum und der gleichzeitigen Verbrennung in mehreren Zentren. Durch Kopplung dieser zwei Effekte wird die Senkung sowohl der NO_x-Emission als auch des spezifischen Kraftstoffverbrauchs möglich. Bei der Benzindirekteinspritzung ist dieses Konzept besonders günstig für die Zündfähigkeit in der Teillast, weil das Auftreffen einer geschichteten Gemischwolke auf die Zündkerze in allen Last-/Drehzahlsituationen nicht unproblematisch ist.

Gezielte Kombinationsszenarien solcher modularen Lösungsansätze können den Optimierungsprozess wesentlich beschleunigen. Die zahlreichen Kenngrößen, Parameter und Toleranzen innerhalb jedes Moduls führen allerdings zu einer Anzahl von Kombinationsmöglichkeiten, die ohne eine geeignete Modellbildung praktisch nicht mehr zu bewältigen sind.

Selbst eine einheitliche, dreidimensionale komplette Modellbildung eines solchen komplexen Systems erscheint in diesem Zusammenhang wegen der sehr langen Simulationszeiten und der großen Daten-Mengen als unpraktikabel. Eine überschaubare Menge an Daten und Kombinationen ist mit eindimensionalen Programmen allerdings erreichbar. Mehrere Programmbeispiele, die in den letzten Jahren eine gewisse Bekanntheit erreichten, zeigen jedoch, dass durch die unvermeidbare Vereinfachung der Vorgänge die Ergebnisse zum Teil weit von der Realität entfernt liegen. Andererseits wurden für viele einzelne Applikationen, wie die Modellierung von Einspritzsystemen, des Ladungswechsels, der Gemischbildung oder der Verbrennung, spezifische, sehr effektive ein- oder dreidimensionale Modelle entwickelt. Ihre Kopplung nach einer Strategie mit exakt definierten Kriterien erscheint in diesem Zusammenhang als pragmatischer Weg zum Erfolg.

1.2 Gekoppelte Simulation der Vorgänge in modernen Kolbenmotoren

1.2.1 Kopplungsformen

Die spezifischen Kenngrößen eines modernen Kolbenmotors erfordern eine optimale Abstimmung der Innenvorgänge für jede Last-/ Drehzahlkombination. Innerhalb jedes Prozessabschnitts – Ladungswechsel, Kraftstoffversorgung, Gemischbildung, Verbrennung – gelten weitgehend spezifische Gesetzmäßigkeiten. Deren Kopplung und Anpassung kann im Gesamtprozess bei variablen Funktionsbedingungen – wie in Abschn.1.1 erwähnt – durch Kombination jeweils geeigneter numerischer Modelle und experimenteller Routinen sehr effizient durchgeführt werden. Dafür können 1D- und 3D-CFD Programme wie AMESim [2], HYDSIM [3], BOOST [4], FIRE [5], FLUENT [6] VECTIS [7] oder KIVA [8] auf spezifische Prozesse fokussiert werden und in einem System von Eingangs-/Ausgangsparametern vernetzt werden.

Die numerische Lösung der Transportgleichungen im Gebiet 3D wird durch die Finite-Volumen-Methode des 3D-Codes und, im 1D-Raum, durch die Finite-Differenzen-Methode der 1D-Codes durchgeführt. In jedem von den zwei Bereichen – 1D und 3D – werden von jedem Programm die instationären Erhaltungsgleichungen von Masse, Impuls und Energie gelöst, welches getrennt die Ergebnisse des aneinander angekoppelten Programms als Grenzbedingungen verwendet. Die Grenzbedingungen

werden von der Raum-/Zeit-Mittelwertbildung der Fließvariablen in vorgewählten Regionen der Oberflächen abgeleitet [9].

Validierung, Kalibrierung und die Ermittlung von zusätzlichen Prozesseigenschaften werden durch spezifische experimentelle Untersuchungen vorgenommen.

Sinnvolle Konfigurationen der Kopplung von 1D- und 3D-Simulationsprogrammen miteinander sowie mit experimentellen Ergebnissen sind in Bild 1.3 schematisch dargestellt.

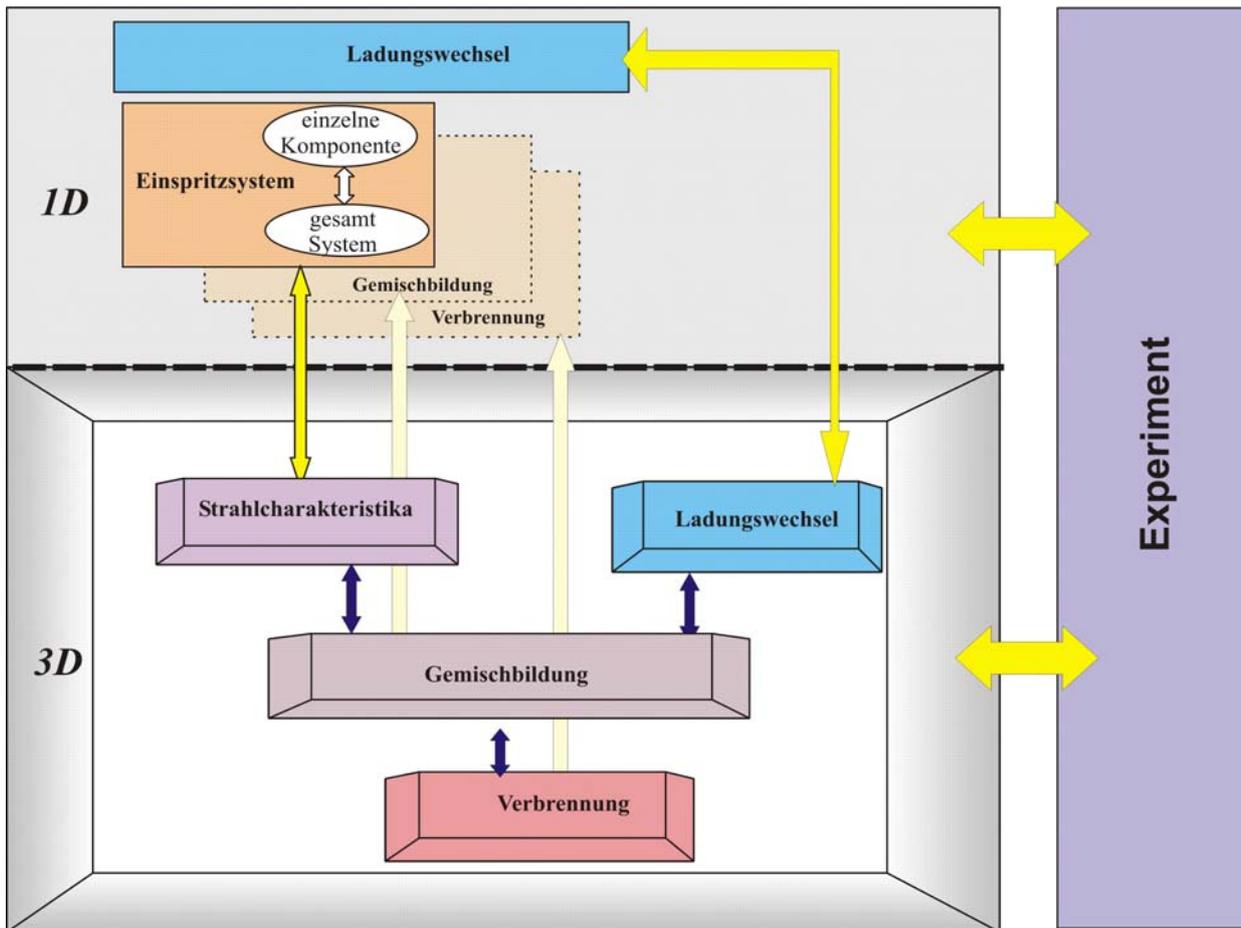


Bild 1.3 Gekoppelte Simulationen in modernen Verbrennungsmotoren – schematisch

1.2.2 Ladungswechsel

Sowohl die Anteile an Frischladung und Abgas im Zylinder bei den jeweiligen Last- und Drehzahlkombinationen, als auch die Ladungsbewegung im Zylinder hängen von der Geometrie der Ein- und Auslasskanäle sowie von der Geometrie und der Steuerung der Ein- und Auslassventile ab.

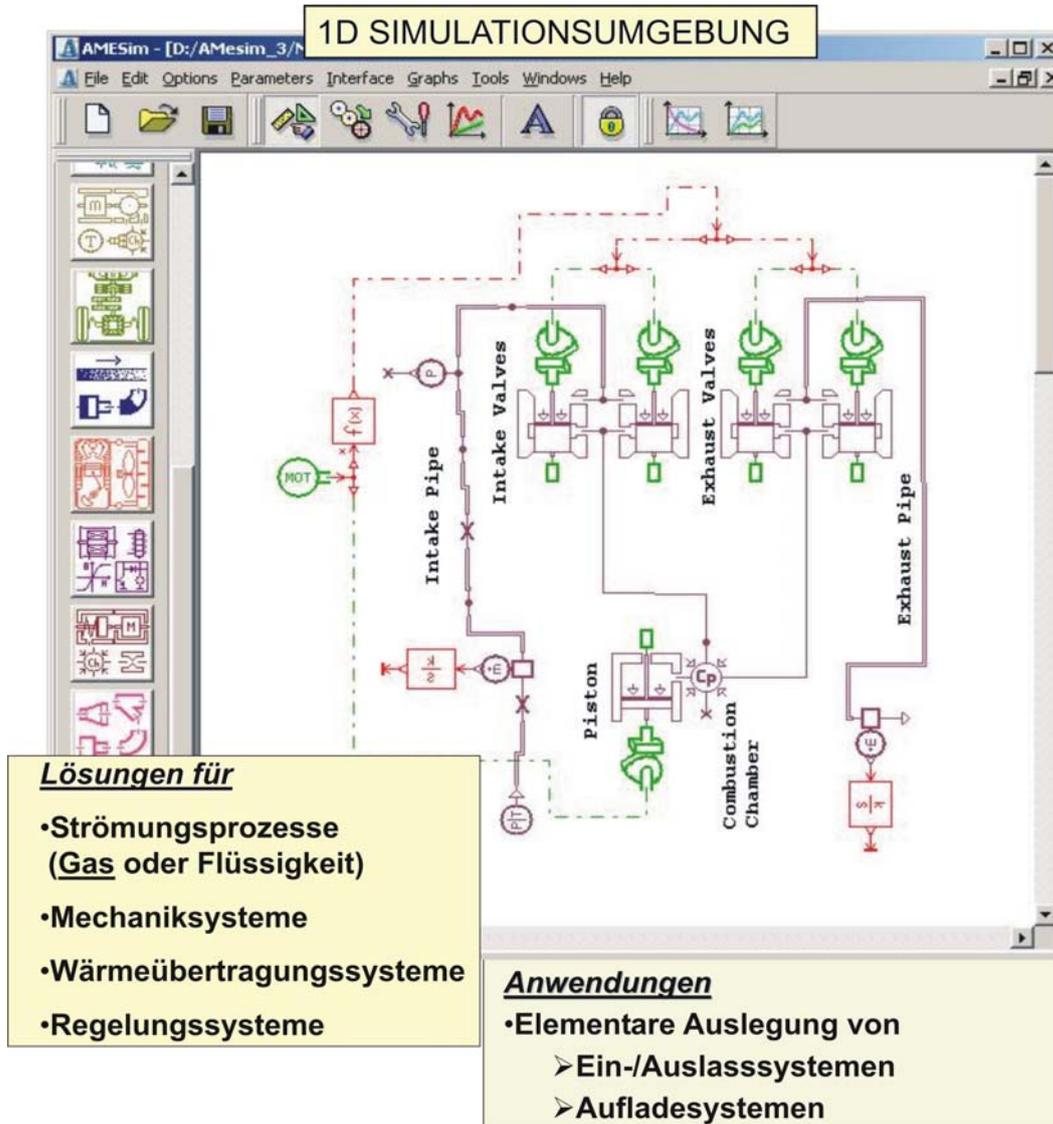


Bild 1.5 Anwendungsmöglichkeiten des CFD-Codes AMESim für die Analyse der Strömungsvorgänge in einem Verbrennungsmotor

Bild 1.5 zeigt eine der Anwendungsmöglichkeiten des CFD-Codes AMESim für die Modellierung eines Einzylinder-/Vierventilmotors. Die Programmbibliotheken des Programms verfügen über modulare Pneumatik-, Mechanik- und Kontrollelemente [1, 2] für die 1D-Simulation.

In Bild 1.6 ist als Beispiel der Verlauf des Luftmassenstroms durch ein – mittels AMESim dimensioniertes – Einlassventil für zwei unterschiedlich große Ventildurchmesser dargestellt.

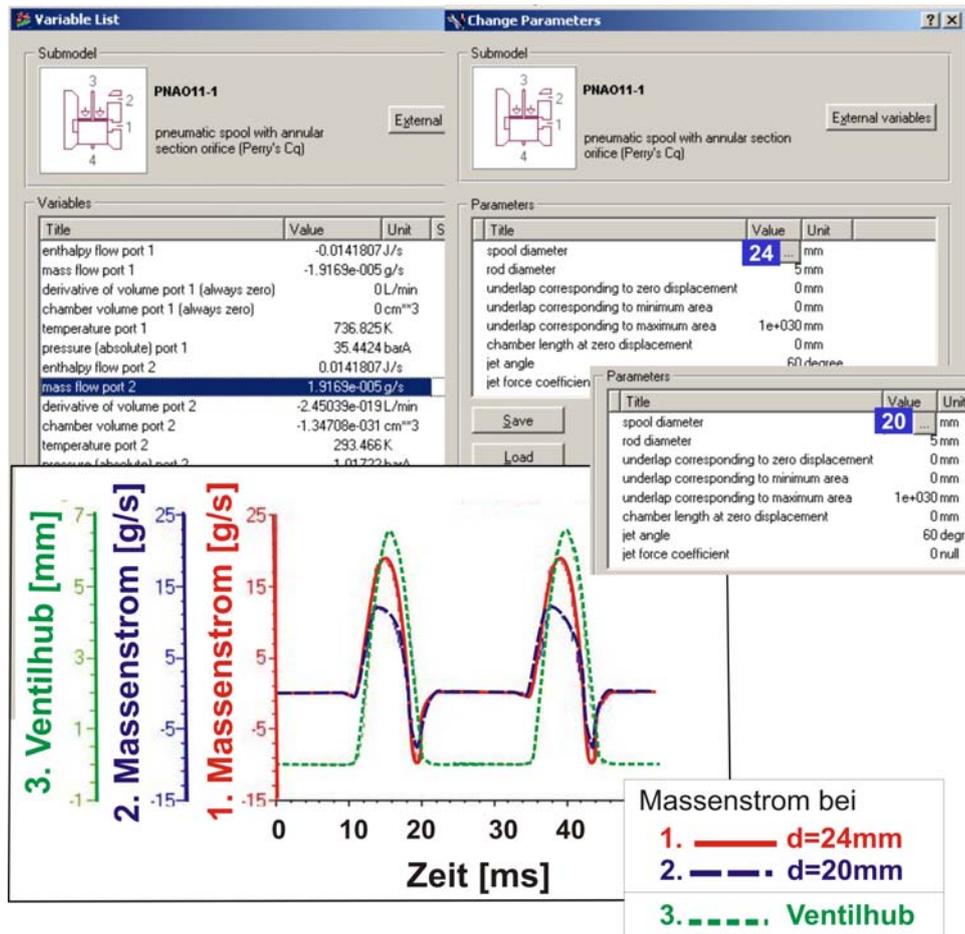


Bild 1.6 Verlauf des Luftmassenstroms durch ein Einlassventil in Abhängigkeit von Ventilabmessungen und -bewegung – Simulation mittels AMESim [11]

Der kleinere Ventildurchmesser bewirkt in diesem Fall eine Senkung des maximalen Luftmassenstroms. Die Strömungsdauer bleibt dabei konstant, entsprechend der unveränderten Ventilsteuerzeit.

In ähnlicher Form kann der Abgasmassenstrom analysiert werden, beispielsweise für unterschiedliche Längen des Auspuffrohres – wie in Bild 1.7 dargestellt.

Offensichtlich sinkt bei dem kürzeren Auspuffrohr die Resonanzdauer der Druckwellen; die noch während der Zylinderspülung rücklaufende Druckwelle bewirkt die Dämpfung der Ausströmung, wie es in Bild 1.7 an der Amplitude des Massenstroms erkennbar ist.

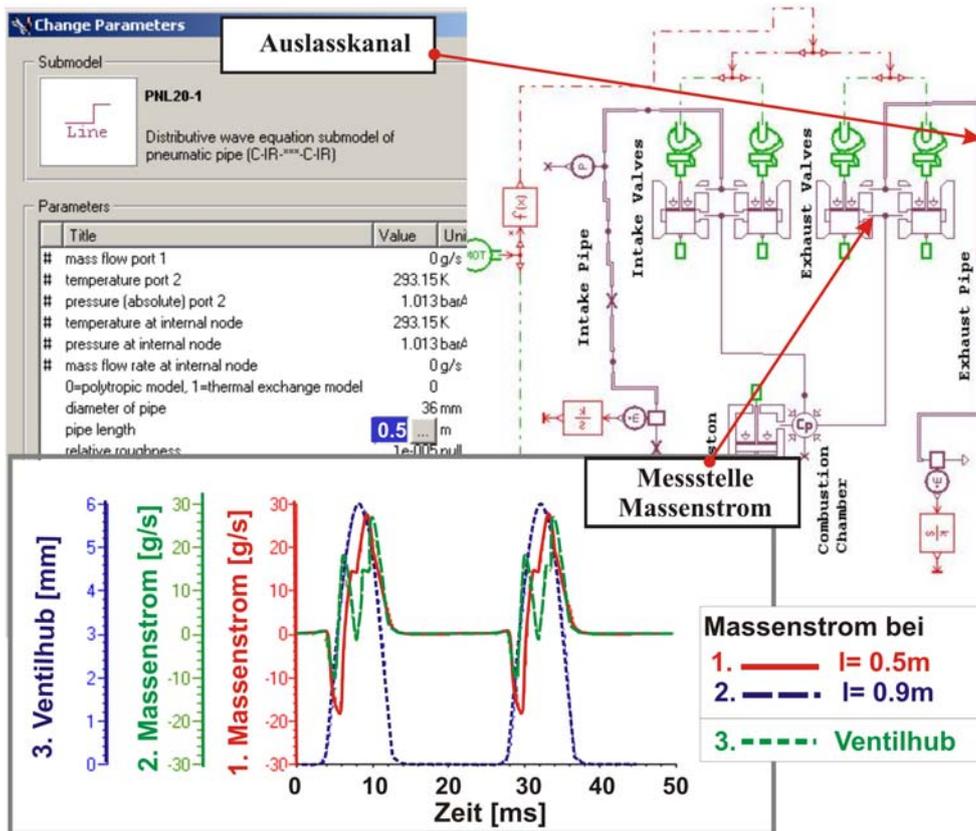


Bild 1.7 Verlauf des Abgasmassenstroms durch ein Auslassventil in Abhängigkeit von Ventilbewegung und Auspuffrohrlänge – Simulation mittels AMESim [11]

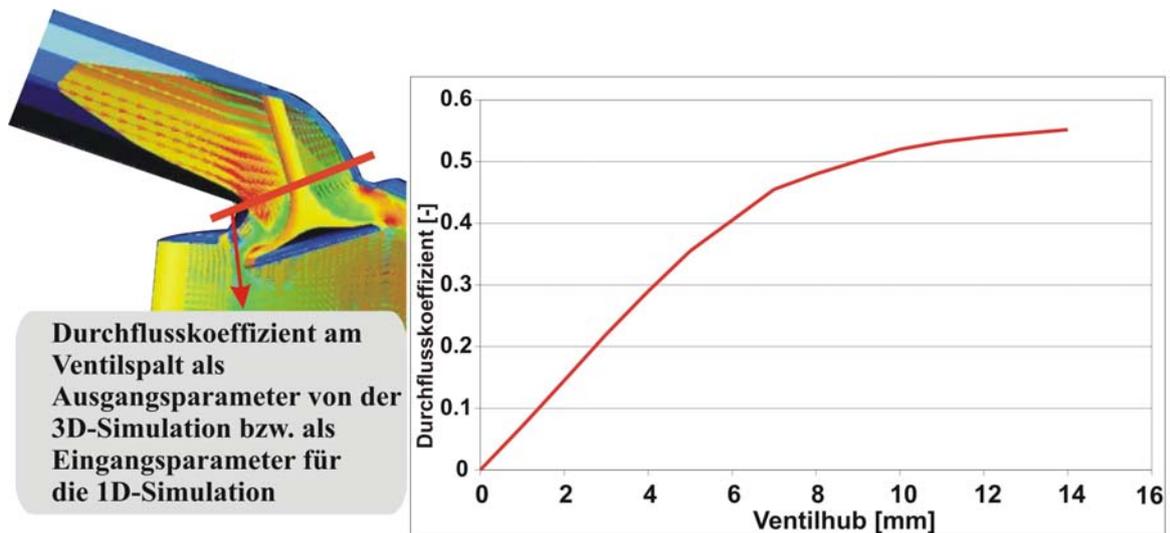


Bild 1.8 Ermittlung des Durchflusskoeffizienten eines Einlassventils als Eingangsparameter für die 1D-Simulation mittels BOOST – Dreidimensionale Strömungssimulation mittels FIRE [12]

Die 1D-Simulation mittels des BOOST-Codes ist ähnlich aufgebaut. Eine solche Simulation setzt die Kenntnis eines Druckverlustbeiwertes durch den Ventilschlitz voraus.

Solche Werte werden in der Programmbibliothek zwar angeboten, müssen jedoch den Ähnlichkeitsbedingungen entsprechen. In einem derartigen Fall sind die Ergebnisse einer vorherigen 3D-Simulation des Vorgangs – wie in Bild 1.8 dargestellt – als modularer Input in die 1D-Simulation sehr nützlich.

Die 1D-Analyse erlaubt in einer ersten Annäherung die Ermittlung der Anteile an Frischladungsmasse und Abgas im Zylinder, in Abhängigkeit von den Ventilsteuerzeiten bei jeder Last und Drehzahl.

Bild 1.9 stellt ein solches Beispiel bei Variation der Ventilsteuerung und der Drehzahl dar.

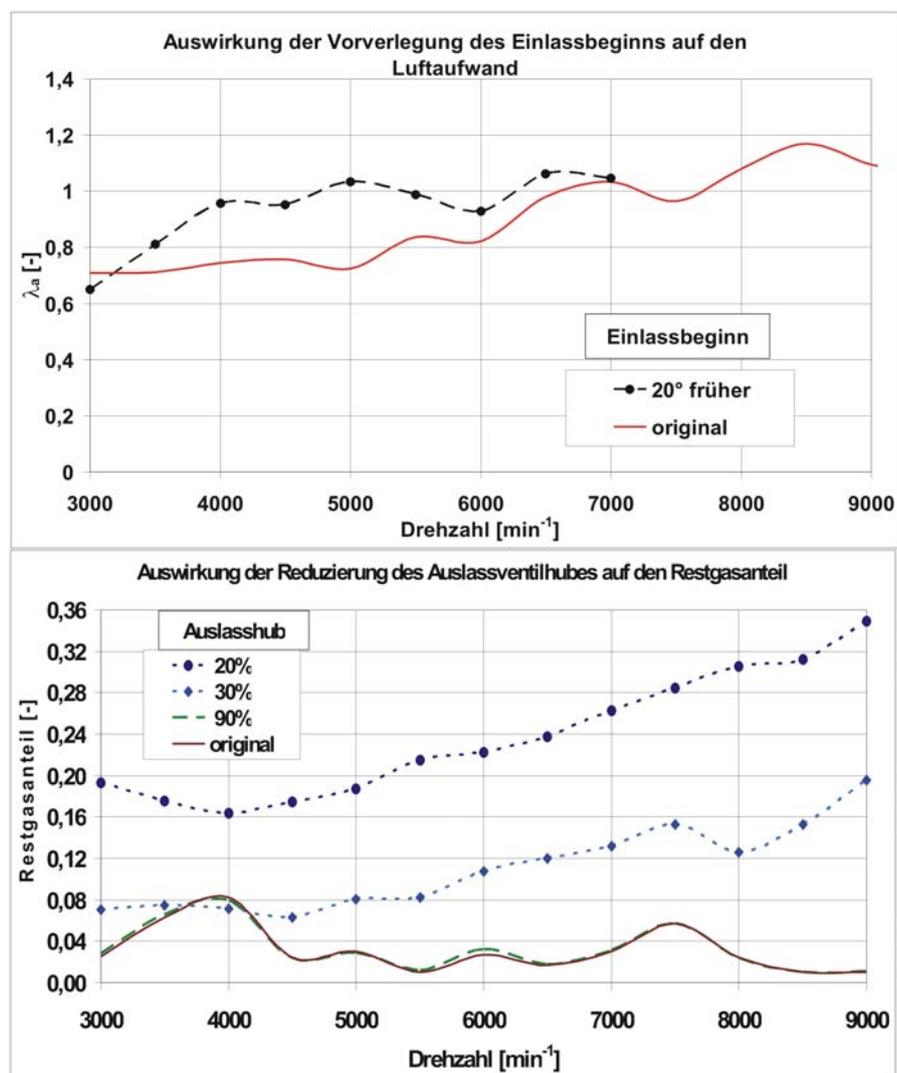


Bild 1.9 Luftaufwand und Restgasanteil im Zylinder in Abhängigkeit von der Ventilsteuerung und der Motordrehzahl – Simulation mittels BOOST [11]

Die Validierung und Kalibrierung des Modells mittels experimenteller Untersuchungen bei ausgewählten Konfigurationen ist eine unverzichtbare Voraussetzung der erfolgreichen Simulation.

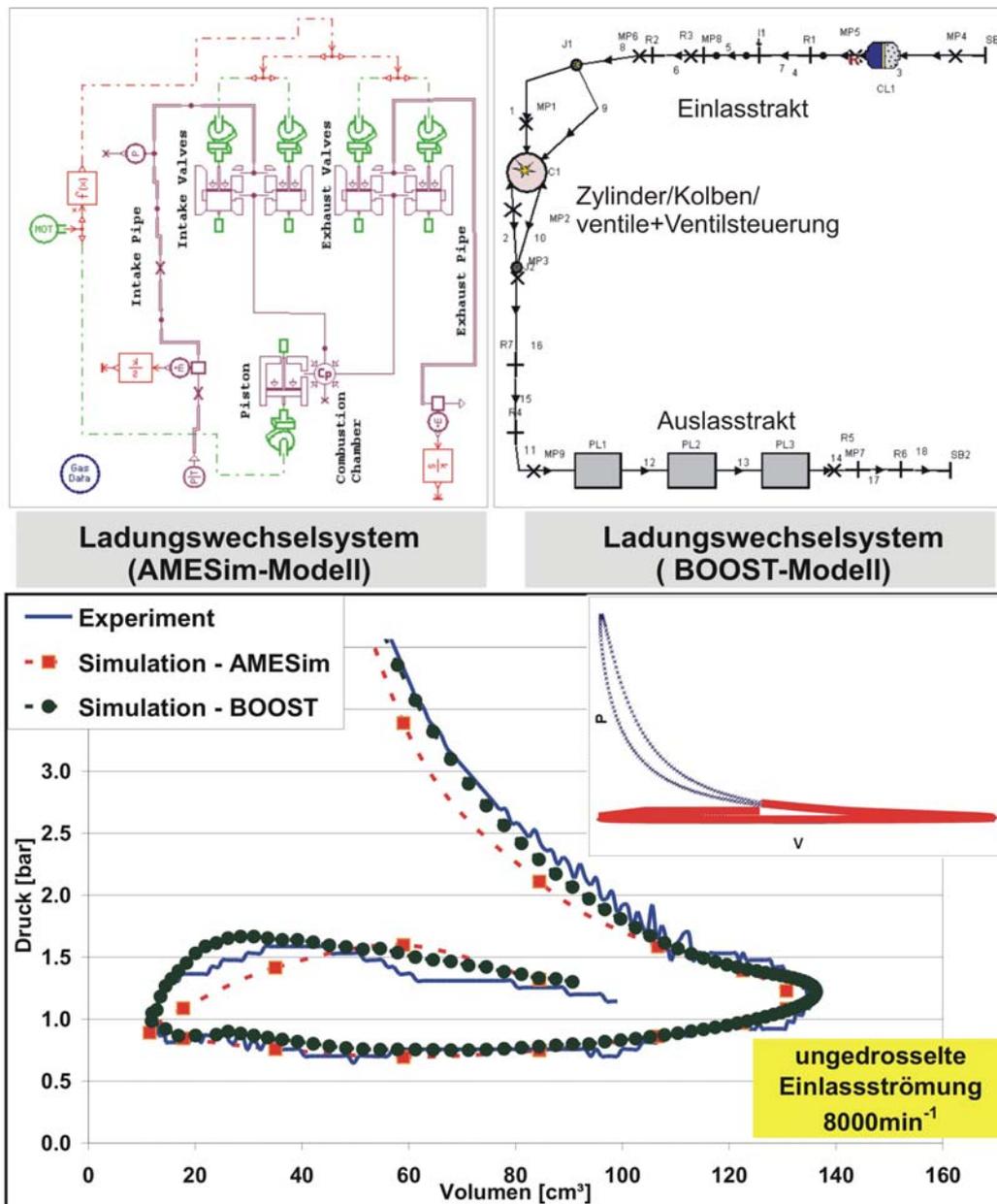


Bild 1.10 Druckverlauf während des Ladungswechsels in einem 4Takt-4Ventil-Motor in einem definierten Last/Drehzahlpunkt – Vergleich Experiment / Simulation (AMESim und BOOST) [12]

Bild 1.10 zeigt eine solche Validierung beim Vergleich der Ergebnisse beider Modelle (BOOST und AMESim) mit dem experimentell ermittelten Druckverlauf während des Ladungswechsels in einem 4Takt-4Ventil-Motorradmotor bei Vollast und 8000 min⁻¹. Während der Ansaugphase sind die Ergebnisse nahezu identisch; während der Gasausströmung bzw. während der Verdichtung gibt es noch Abweichungen beider Modelle von den experimentellen Ergebnissen, die von Modellannahmen und eingesetzten Koeffizienten abhängen (zum Beispiel von der Betrachtung der Wärmeübertragung und der Annahme bestimmter Druckverlustbeiwerte).

Die 1D-Modellierung ist selbst in der Entwurfsphase für Bauteile mit räumlich komplexer Geometrie – wie Ansaugrohrverteiler oder Air-Box – nicht mehr ausreichend. Kommerzielle CFD-Codes – beispielsweise FIRE [5], FLUENT [6], VECTIS [7], KIVA [8] – sind für derartige Anwendungen hingegen sehr effektiv.

Bild 1.11 zeigt ein Beispiel der Anwendbarkeit des CFD-Codes FIRE für eine Air-Box.

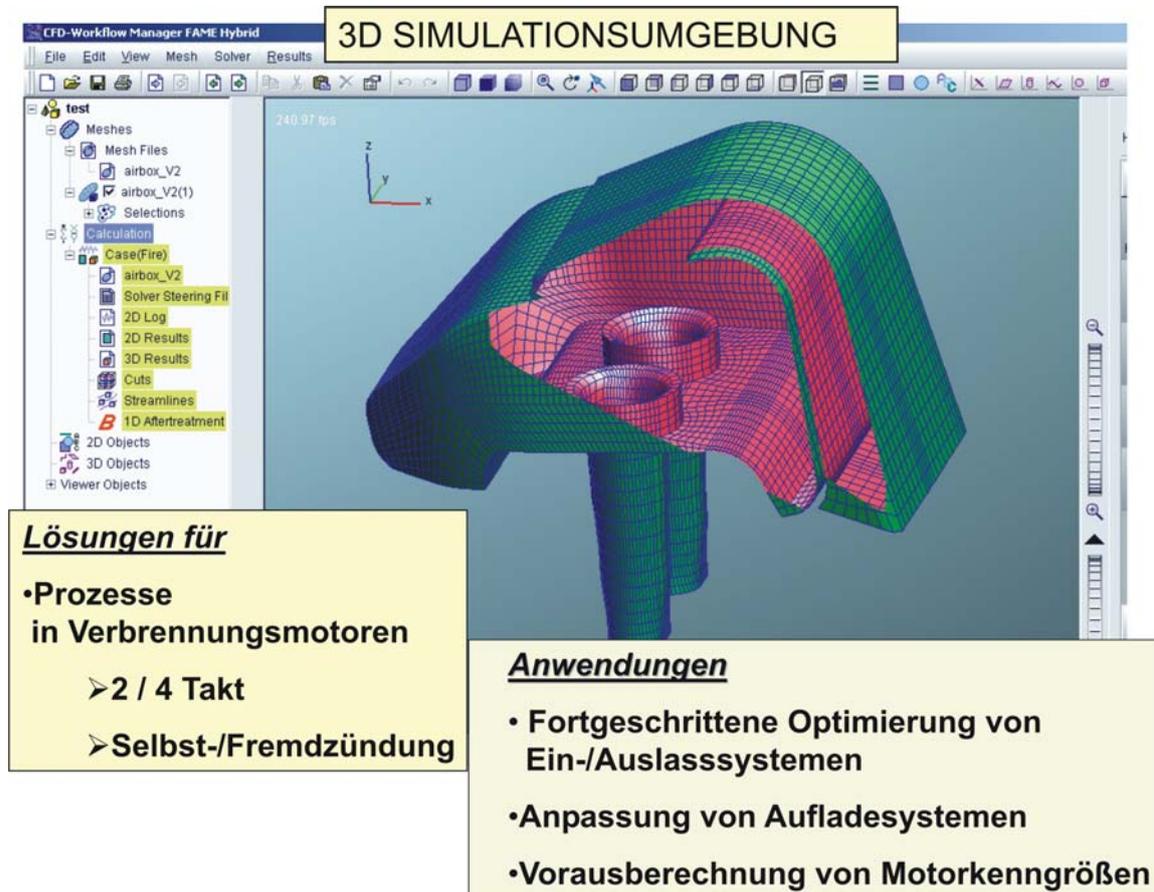


Bild 1.11 Anwendungsbeispiel des CFD-Codes FIRE zur Modellierung des Ladungswechsels [11, 13]

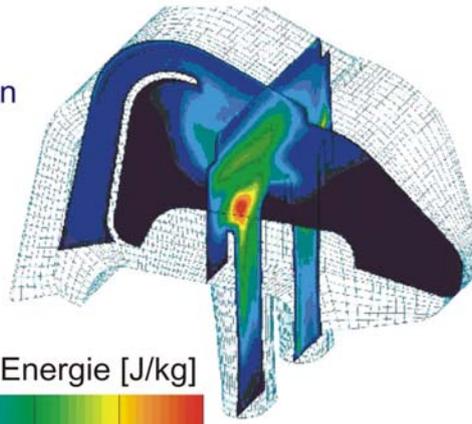
Die erforderlichen Eingangsparameter und die Ergebnisformen sind im Falle der Air-Box eines Hochleistungsmotorradmotors in Bild 1.12 exemplifiziert.

Die Ergebnisse der 1D-Simulation des Strömungsverlaufs in Ein- und Auslasskanälen können als Input für die 3D-Simulation der Vorgänge im Zylinder genutzt werden: Die Ermittlung der Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsgradienten im Zylinder und ihrer zeitlichen Änderung bildet wiederum die Basis für die Analyse der Gemischbildungs- und Verbrennungsvorgänge.

Eingangsparameter:

- ⇒ Geometrie von CAD-Daten (CATIA, Pro-Engineer, I-DEAS)
- ⇒ Randbedingungen von :
 - Messungen
 - 1D-Simulation

Turb.kin. Energie [J/kg]

**Ergebnisse:**

- ⇒ Temperatur
- ⇒ Druck
- ⇒ Geschwindigkeit
- ⇒ Massenstrom
- ⇒ Turbulente kinetische Energie
- ⇒ Dissipationsenergie
- ⇒ Dichte

Bild 1.12 Eingangsparameter und Ergebnisformen bei der Berechnung der Air Box eines Motorradmotors – Simulation mittels FIRE

Bei Anwendung eines Direkteinspritzverfahrens werden dadurch insbesondere die Voraussetzungen zur Modellierung der inneren Gemischbildung geschaffen. Bild 1.13 zeigt als Beispiel den Geschwindigkeitsgradienten der einströmenden Luft: Es sind dabei zwei deutliche Turbulenzzentren unter dem Ventilteller erkennbar, die durch dessen Form verursacht sind. Im Falle einer Direkteinspritzung kann die Position der Einspritzdüse und der Strahlwinkel dieser Basis angepasst werden. Die 3D-Simulation wird über die Anwendung bei Teilen mit komplexen Formen hinaus auf die Einlass- und Auslasskanäle erweitert – als höhere Modellstufe. Basis dafür sind die Ergebnisse der Strömungsanalyse mittels 1D-Simulation. Daraus wird beispielsweise der Druckwellenverlauf bei verschiedenen Last- und Drehzahlkombinationen ermittelt, wie in Bild 1.14 dargestellt.

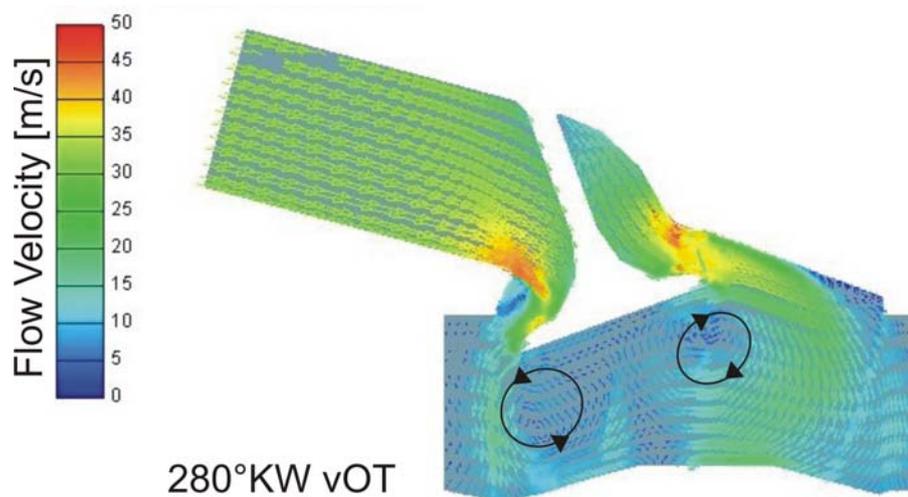


Bild 1.13 Geschwindigkeitsgradienten der einströmenden Luft im Zylinder eines Kolbenmotors – Simulation mittels FIRE

Die kinetische Energie der einströmenden Luft – aus der die Druckwellen nach Schließen eines Einlassventils generiert werden – wird dabei hauptsächlich von der Motordrehzahl bestimmt: Wie in Bild 1.14 ersichtlich, ist die Druckamplitude für eine zunehmende Drehzahl, selbst beim gedrosselten Vorgang, höher (50 % Drosselklappenöffnung / 8000 min^{-1}) bzw. zumindest gleich wie im Falle einer voll geöffneten Drosselklappe im niedrigen Drehzahlbereich (100 % Drosselklappenöffnung / 5000 min^{-1}). Die Druckamplitude nimmt mit der Drehzahl stark zu (100% Drosselklappenöffnung / 8000 min^{-1}) und kann bei der Abstimmung der Ansaugrohrlänge, welche die Wellenlänge bestimmt, zur besseren Zylinderfüllung durch Resonanzaufladung genutzt werden. Andererseits sind die Form und die Neigung der Ansaugkanäle zum Zylinder für das Optimum zwischen maximaler Enthalpie der einströmenden Ladung und der Drallbewegung im Brennraum maßgebend.

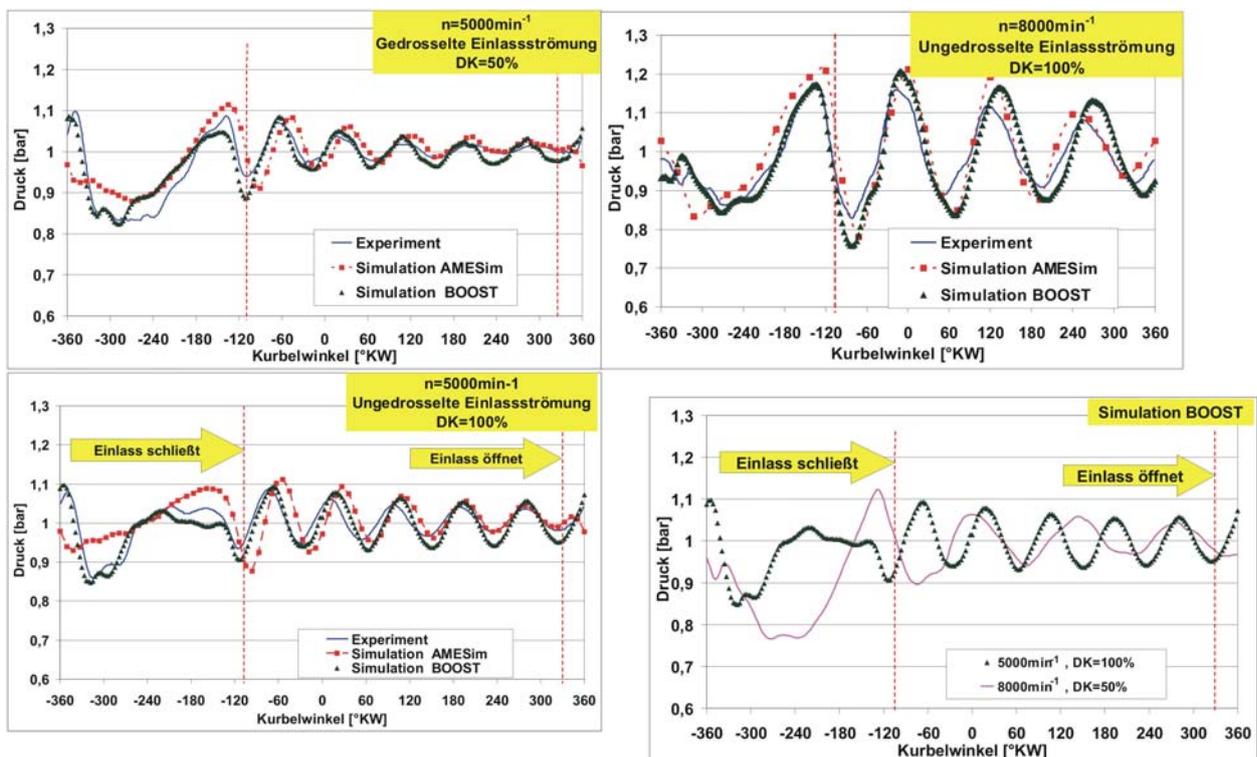


Bild 1.14 Druckwellenverlauf im Ansaugrohr eines Viertakt-Motorradmotors in Abhängigkeit von Last und Drehzahl – Vergleich Experiment / Simulation (AMESim und BOOST) [12]

Durch die Kopplung beider Optimierungsebenen – Steuerung der Ein- und Auslassventile und Gestaltung der Ein- und Auslasskanäle – sind die Frischladungs- und die Restgasmasse sowie die Drallbewegung steuerbar. Je besser optimale Einstellungen mittels Simulation ermittelt werden, desto geringer wird bei der

Motorauslegung der technische Aufwand bei der Suche nach Kompensationsmaßnahmen (Drallkanäle, zusätzliche Drosselorgane).

1.2.3 Kraftstoffversorgung

Die zeitliche und räumliche Anpassung des Einspritzverlaufs an die ermittelte Luftströmung ist maßgebend für die Qualität der Gemischbildung, sowohl unter stationären, als erst recht unter instationären Bedingungen. Das gilt gleichermaßen für die Saugrohreinspritzung wie für die Kraftstoffdirekteinspritzung. Die ständige Anpassung des Einspritzverlaufs an die Motorbedingungen setzt eine kombinierte Steuerung mehrerer Funktionsparameter im Einspritzsystem voraus. In diesem Zusammenhang ist die numerische Simulation der hydrodynamischen Vorgänge im Einspritzsystem auf Grund der möglichen Parameterkombinationen von Vorteil. Bild 1.15 zeigt die Modellstruktur für eine Benzineinspritzdüse, zusammengestellt auf Basis vorhandener hydraulischer und mechanischer Grundelemente im Programm AMESim.

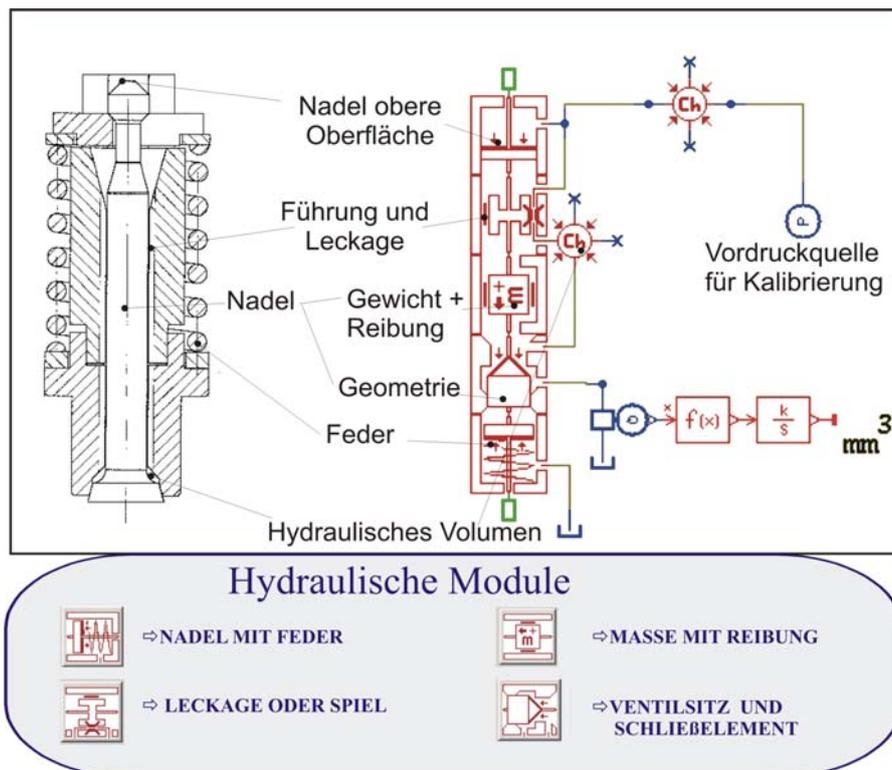


Bild 1.15 Modellstruktur einer Benzineinspritzdüse, erstellt auf Basis von AMESim-Grundelementen

In ähnlicher Weise können alle Elemente eines Einspritzsystems konfiguriert und miteinander verbunden werden. Mittels der Simulation werden die für den

anschließenden Gemischbildungsvorgang maßgebenden Kenngrößen – wie Druckverlauf am Eingang der Einspritzdüse, Durchflussquerschnitt, zeitbezogene Einspritzrate und Geschwindigkeit des eingespritzten Kraftstoffes – ermittelt.

Ein solches Simulations-Verfahren für ein Einspritzsystem wird näher in Abschn. 2.4 betrachtet.

1.2.4 Gemischbildung

Die Qualität der Gemischbildung zwischen Luft und Kraftstoff ist durch ihren wesentlichen Einfluss auf den Verbrennungsvorgang maßgebend für die erzielbaren Motorergebnisse bezüglich Energiedichte, spezifischen Kraftstoffverbrauch und Abgaszusammensetzung. Im Grundsatz sind die Modelle für Saugrohr- bzw. Direkteinspritzung ähnlich, wenngleich die innere Gemischbildung bei Direkteinspritzung eine weitaus höhere Komplexität aufweist: Während ein Saugrohereinspritzvorgang allgemein als weitgehend stationär und eindimensional, bei konstanten Druck- und Temperaturwerten abläuft, weist die Gemischbildung während der Direkteinspritzung sowohl eine stark inhomogene Verteilung verschiedener Größen – Druck, Temperatur, Geschwindigkeiten – als auch einen hohen Anteil instationärer Vorgänge, wie Turbulenzgebiete oder zyklische Schwankungen, auf. Auf Grund der höheren Modellkomplexität, aber auch wegen ihres Potenzials für zukünftige Anwendung, wird die innere Gemischbildung durch Direkteinspritzung als Basis der weiteren Modelldarstellung betrachtet.

Die Bedingungen und die Ziele einer numerischen Simulation der inneren Gemischbildung in einem Ottomotor sind in Bild 1.16 zusammengefasst.

Die Simulation der Gemischbildungsvorgänge im Zylinder eines Motors erfordert wegen der Prozesskomplexität eine dreidimensionale Betrachtung. Kraftstoffseitig werden die Ergebnisse der eindimensionalen Simulation der Vorgänge im Einspritzsystem – wie in Kap. 3 dargestellt – als Eingangsparameter zur Simulation der Gemischbildung genutzt. Es ist jedoch erforderlich, an dieser wichtigen Schnittstelle der Prozessabläufe im Einspritzsystem bzw. im Zylinder des Motors eine experimentelle Validierung bzw. Kalibrierung vorzunehmen. Bild 1.17 zeigt als Beispiel eine entsprechende Methode zur Analyse des Kraftstoffeinspritzstrahles in einem Direkteinspritzsystem. Dabei werden die Ergebnisse der Simulation mit Strahlbildern verglichen. Diese wurden mittels der Schattierungsmethode mit einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen.

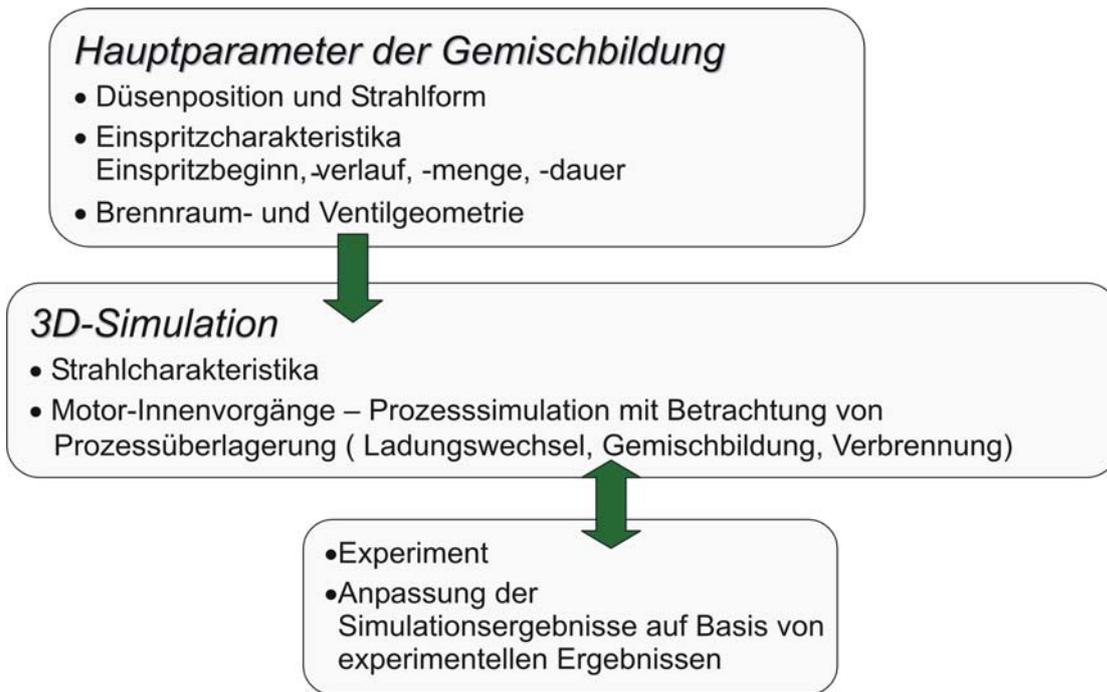


Bild 1.16 Bedingungen und Ziele der numerischen Simulation der inneren Gemischbildung in einem Ottomotor

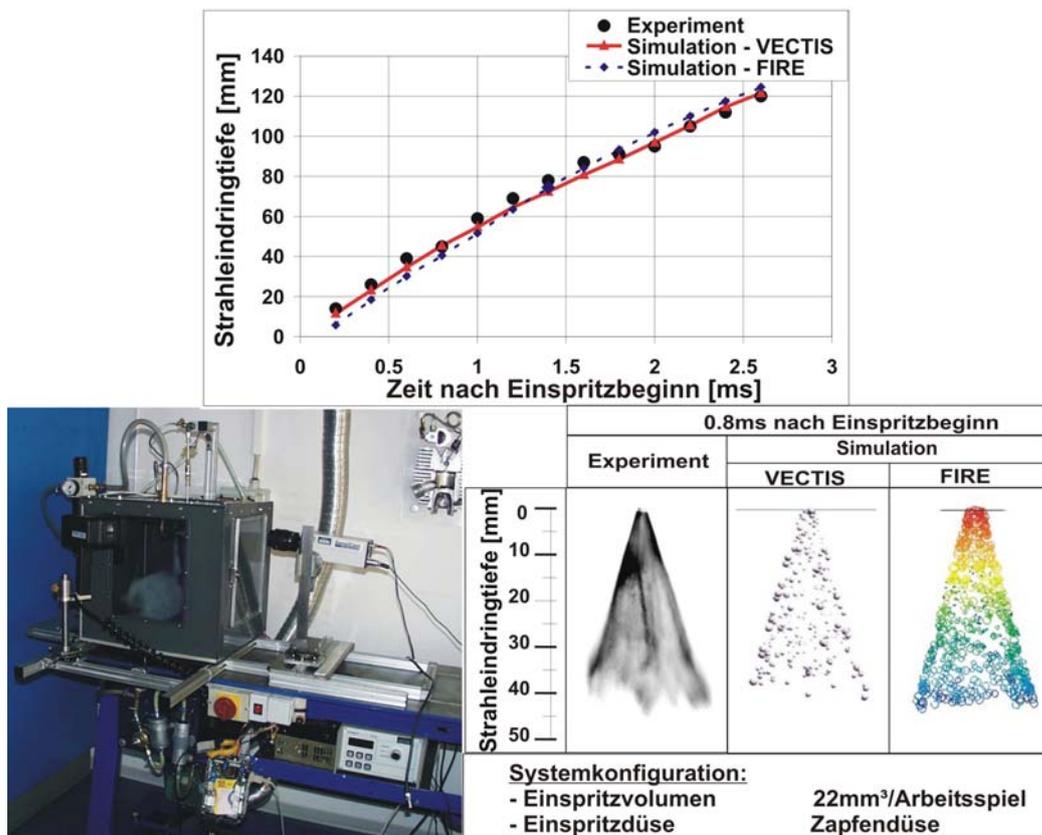


Bild 1.17 Analyse des Kraftstoffstrahles eines Direkteinspritzsystems – Vergleich Experiment / Simulation (FIRE, VECTIS)

Dabei wird die zeitliche Entwicklung des Einspritzstrahls mit zwei alternativen Codes berechnet und mit Strahlaufnahmen mittels Hochgeschwindigkeitskamera verglichen.

Der nahezu lineare Verlauf der Eindringtiefe des Einspritzstrahls als Funktion der Zeit nach Einspritzbeginn bezeugt in diesem Fall einen günstigen Einspritzverlauf: Dadurch, dass die daraus resultierende Geschwindigkeit der Tropfen in jedem Querschnitt des Strahles konstant bleibt, entstehen im Strahl weder verdichtungsbedingte flüssige Kerne noch entspannungsbedingte Kavitationsstellen. Die experimentell ermittelte Gleichmäßigkeit des Strahles wird durch die Simulation bestätigt. Auf dieser Basis sind tieferegehende Analysen der Strahleigenschaften in beliebigen Ebenen möglich, wie dies in Bild 1.18 dargestellt ist.

- Kraftstoffverteilung im Einspritzstrahl (Strahlform)

- Eindringtiefe

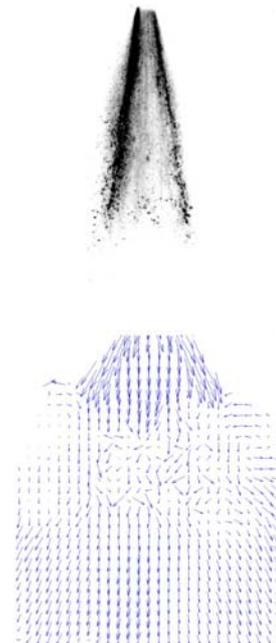
- Geschwindigkeiten der Tropfen im Strahl

- mittlerer Tropfendurchmesser

- Sauterdurchmesser

$$d_{10} = \frac{\sum_i d_i}{n}$$

$$d_{32} = \frac{\sum_i d_i^3}{\sum_i d_i^2}$$



... sowie deren zeitliche und räumliche Entwicklung während der Einspritzung

Bild 1.18 Hauptkenngrößen eines Einspritzstrahles, die mittels experimenteller und/oder mathematischer Methoden ermittelt werden können.

Für die Qualität der Gemischbildung ist die zeitliche und räumliche Verteilung von Kraftstoff- und Luftgeschwindigkeit von besonderer Bedeutung. Zur Kalibrierung der numerischen Simulation werden auch dafür geeignete experimentelle Analysemethoden angewandt – beispielsweise die „Particle Image Velocimetry“ (PIV) und die „Laser Doppler Anemometry“ (LDA) für Kraftstoff bzw. für Luft. Mittels der „Phase Doppler Anemometry“ (PDA) kann darüber hinaus die Verteilung der Tropfendurchmesser im Strahl – als wichtiges Kalibrierungskriterium der numerischen Simulation – gemessen werden [14, 15, 16, 17, 18].

Diese experimentelle Datenbasis ist eine unerlässliche Voraussetzung zur numerischen Simulation des Gemischbildungsprozesses, wobei die Brennraumgeometrie, die Lage

der Einspritzdüse, die Geometrie des Einspritzstrahls, der Einspritzbeginn – zum Beispiel auch bei noch teilweise offenen Einlassventilen – für alle Last-/Drehzahlbereiche zu optimieren sind.

Die Strahl- und Gemischbildungsmodellierung wird in Kap. 3 näher beschrieben.

1.2.5 Verbrennung

Die hohe Komplexität der Verbrennung erfordert als Abschnitt des thermodynamischen Prozesses eine exakte Definition des Modells mit präzisen Gültigkeitsgrenzen der vereinbarten Annahmen. Die dreidimensionale Analyse des Verbrennungsvorganges betrifft insbesondere die Flammenentwicklung, die Ermittlung der Druck- und Temperaturgradienten, die Ableitung des Brennverlaufes und die Zusammensetzung der Abgaskomponenten.

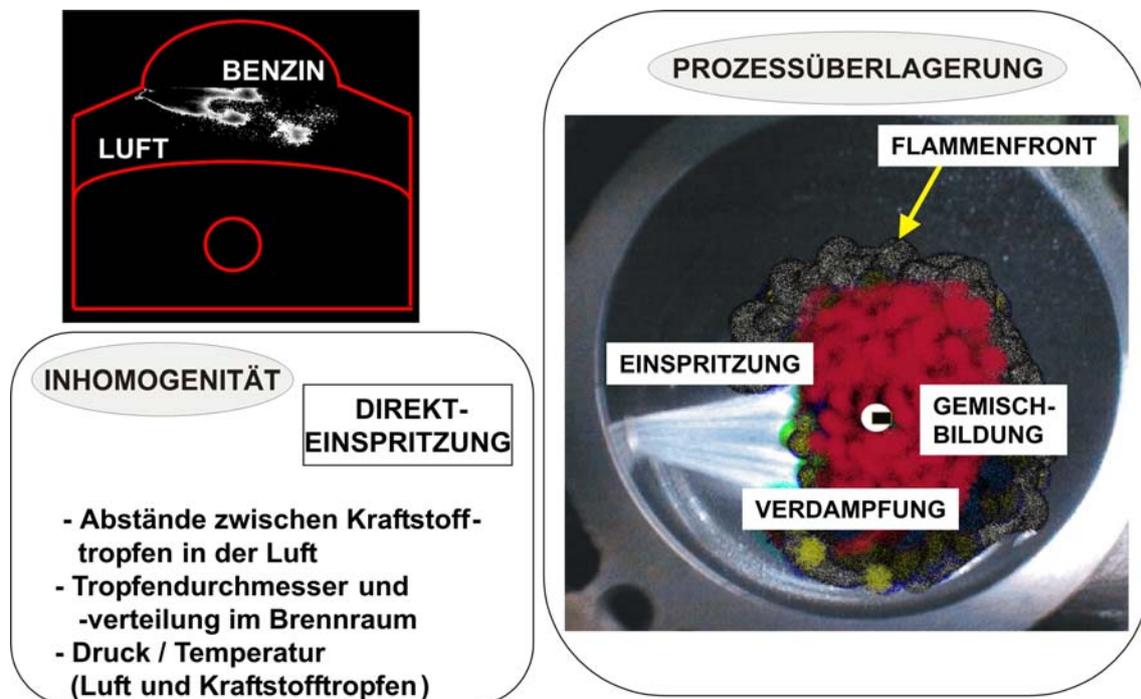


Bild 1.19 Überlagerung der Prozessabschnitte bei einem schnelldrehenden Motor mit Benzindirekteinspritzung

Speziell im Falle der Direkteinspritzmotoren sind Prozessabschnitte wie Kraftstoffeinspritzung, Tropfenverteilung auf die Luft und ihre partielle oder vollständige Verdampfung sowie die Verbrennung zum Teil überlagert. Darüber hinaus sind die Distanz zwischen den Kraftstofftropfen sowie deren Durchmesser und ihre Geschwindigkeiten weitgehend variabel im Brennraum. Eine ähnliche Inhomogenität weisen die Temperatur- und Druckgradienten der Luftbewegung im Brennraum auf. Bild 1.19 stellt diesen Zusammenhang schematisch dar.

Angeht die Komplexität des Verbrennungsprozesses ist die Validierung und Kalibrierung des Modells anhand experimenteller Untersuchungen noch wichtiger als bei der Analyse des Ladungswechsels oder der Kraftstoffeinspritzung.

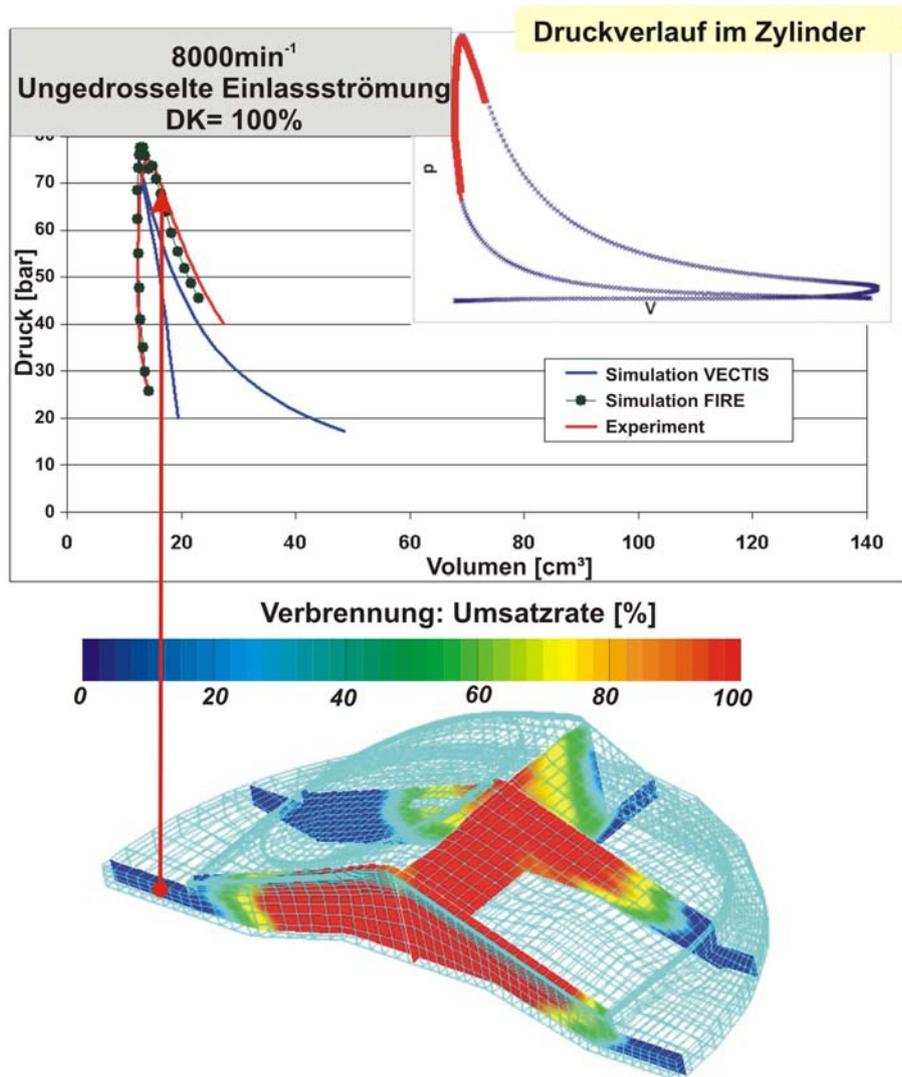


Bild 1.20 Druckverlauf in einem Zylinder eines Kolbenmotors mit Benzindirekteinspritzung während des Verbrennungsvorgangs – gemessen und berechnet (FIRE und VECTIS)

Bild 1.20 zeigt den Druckverlauf im Zylinder eines Kolbenmotors mit Benzindirekteinspritzung während des Verbrennungsvorgangs als Simulationsergebnis bei Anwendung der CFD-Codes FIRE und VECTIS beziehungsweise als entsprechenden Abschnitt des aufgenommenen Indikatordiagramms bei Vollast und 8000 min^{-1} . Die Ergebnisse bei der Anwendung des Codes FIRE erscheinen als sehr realitätsnah, während bei der VECTIS-Anwendung, infolge einer noch unzureichenden Wahl von Eingangsparametern des Modells, die Abweichungen noch beträchtlich sind.

Messungen zur Abgaszusammensetzung in ausgewählten Systemkonfigurationen und Funktionsbereichen des Motors können die Kalibrierung des Modells sinnvoll ergänzen.

In Kap. 5 werden die Simulation der Verbrennungsprozesse in einem Verbrennungsmotor sowie die Einflüsse des Einspritzvorgangs auf die Verbrennung näher analysiert.

Die Analyse zahlreicher Kombinationen von Einstellungsparametern und Funktionsbereichen ist mit Hilfe der numerischen Simulation mit vertretbarem Aufwand realisierbar. Eine wichtige Voraussetzung dafür ist aber die Kalibrierung einiger Modellkonstanten auf Basis experimentell gewonnener Daten entsprechend den Modellvoraussetzungen.

2 Simulation der Vorgänge in Direkteinspritzsystemen

2.1 Konzepte zur inneren Gemischbildung durch Direkteinspritzung in Ottomotoren

Die Zufuhr der Frischladungsmasse durch die Ventile, die bei Kraftstoffdirekteinspritzung nur aus Luft besteht, ist bei Ottomotoren, so wie bei Dieselmotoren, grundsätzlich nur noch von der Drehzahl abhängig; die Last kann theoretisch allein durch Änderung der Kraftstoffmenge, bei unveränderter Luftmasse im Brennraum, eingestellt werden. Durch die unterschiedlichen Verbrennungsformen in Otto- und Dieserverfahren ist dabei im Ottomotor keine gleichmäßige Verteilung der variablen Kraftstoffmenge auf die Luft (wie im Dieselmotor) auszustreben, sondern eine Ladungsschichtung, wie in Bild 2.1 dargestellt.

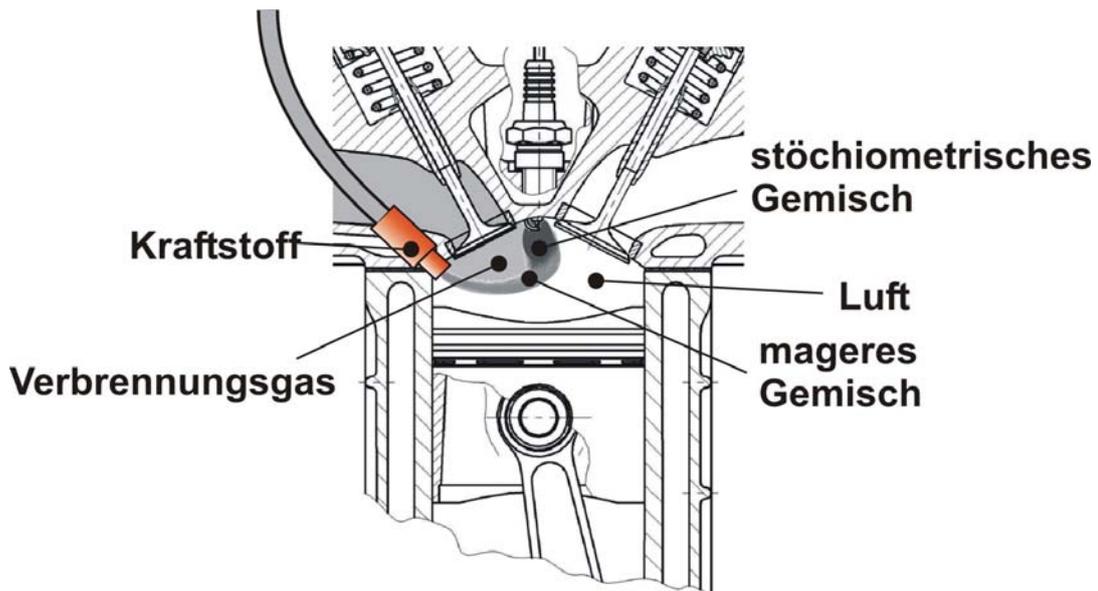
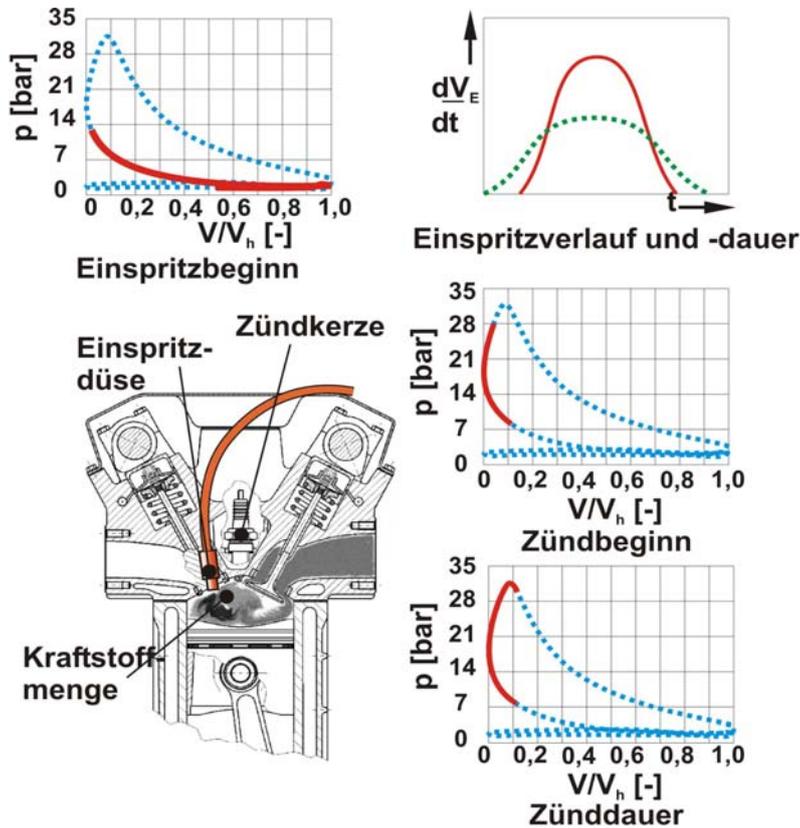


Bild 2.1 Innere Gemischbildung durch Direkteinspritzung im Ottomotor

Im idealen Fall nimmt der eingespritzte Kraftstoffstrahl eine steuerbare Strömungsbahn im Brennraum ein, die eine homogene Vermischung mit der stöchiometrisch erforderlichen Luftmenge bewirkt. Die daraus resultierende Gemischwolke sollte dann einen direkten Kontakt mit der Zündkerze erreichen. Die übrige Luftmenge umhüllt bei ungedrosseltem Motorbetrieb – der Wirkungsgradvorteile hat – teilweise die stöchiometrische Gemischwolke und sorgt damit für eine Dämpfung des Wärmeübergangs an die Zylinderwände, was sowohl energetische als auch

konstruktive Vorteile hat. Restgasanteile im Zylinder, die ebenfalls die Gemischwolke partiell umhüllen, sind zum Teil auch als Dämpfung des Wärmeübergangs, aber auch als Initialzentren für Selbstzündvorgänge nutzbar, wodurch der Brennverlauf wesentlich begünstigt wird. Dieser ideale Verlauf sollte bei allen Last- und Drehzahlkombinationen – außer bei Vollast, bei welcher die gesamte Luftmenge in die Gemischbildung einbezogen wird – erreicht werden.



- | | |
|------------|---|
| Kraftstoff | <ul style="list-style-type: none"> • Einspritzverlauf: Modulation und Menge (K) • Lage der Einspritzdüse / Form des Einspritzstrahls (K) • Beginn und Dauer der Einspritzung (K) |
| Luft | <ul style="list-style-type: none"> • Ansaugkanäle → Luftströmung (K) • Ventil-Steuerzeiten (K) |
| Gestaltung | <ul style="list-style-type: none"> • Brennraum • Lage der Einspritzdüse |
| Zündung | <ul style="list-style-type: none"> • Beginn und Dauer der Zündung (K) |

- (K) Korrelation in Abhängigkeit von:
- Last
 - Drehzahl
 - Dynamischem Verhalten
 - Umgebungsbedingungen

Bild 2.2 Elemente zur Gestaltung der inneren Gemischbildung [19]

Bild 2.2 zeigt schematisch, welche Elemente den Gemischbildungsvorgang

grundsätzlich unterstützen.

Kraftstoffseitig sind der Einspritzverlauf (als Kraftstoffmenge je Zeiteinheit während des Einspritzvorgangs), die Strahleigenschaften sowie Einspritzbeginn und -dauer maßgebend. Diese drei Elemente können teilweise modular betrachtet werden; für alle drei ist die Art des verwendeten Einspritzsystems – inbegriffen die Art der Einspritzdüse und der Steuerung – entscheidend.

- *Luftseitig* bietet die Optimierung des Ladungswechselsystems in Bezug auf Direkteinspritzung ein interessantes Entwicklungspotenzial. In Anwendungen wie z.B. dem FSI-System [20] wird eine geschichtete Gemischbildung durch eine kontrollierte Luftbewegung im Einlasskanal unterstützt.
- *Gestaltungsmäßig* – Brennraumform, Position der Einspritzdüse und der Zündkerze – sind bei modernen, schnelldrehenden Motoren nur wenige Freiheitsgrade vorhanden.
- *Zündseitig* – neben Zündbeginn und -dauer bieten Länge und Intensität des Zündfunken ein gutes Anpassungspotential.

Das komplexere Problem ist in diesem Zusammenhang jedoch die Anpassung einer günstigen Kombination dieser Parameter an stark variable Last und Drehzahl, an erforderliche Beschleunigungscharakteristiken und an Umgebungsparameter wie die Zustandsgrößen der atmosphärischen Luft und den thermischen Zustand des Motors.

Ausgehend von dem idealen Gemischbildungsmodell und von den möglichen Beteiligungselementen haben sich die Gemischbildungskonzepte für Direkteinspritzung auf die jenigen Formen polarisiert, die in Bild 2.3 dargestellt sind [19].

Die Hauptmerkmale dieser Gemischbildungsverfahren sind wie folgt quantifizierbar:

- *Klassische strahlgeführte Verfahren* gewähren durch die nahe Anordnung von Einspritzdüse und Zündkerze einen Kontakt des Kraftstoffstrahlmantels mit der Zündstelle bei jeder Last und jeder Drehzahl. Dieser Kontakt ist allerdings oft mit einer relativ fetten Gemischzone an der Zündkerze verbunden, was zur Steigerung der HC-Emission führen kann.
- *Wandgeführte Verfahren* erlauben durch die kontrollierte Strahlablenkung in einer Kolbenmulde eine bessere Kraftstoffverteilung auf die Luft und einen sichereren Kontakt mit der Zündkerze bei jeder Last und jeder Drehzahl. Allerdings ist der an der Muldenoberfläche gebildete Kraftstofffilm einer unvollständigen Verbrennung

ausgesetzt, was wiederum eine erhöhte HC-Emission zur Folge haben kann. Für die üblichen Hub-/ Bohrungsverhältnisse in Ottomotoren für Automobile ist weiterhin eine zusätzliche Kolbenmulde mit der Begrenzung des Verdichtungsverhältnisses erforderlich.

- *Luftgeführte Verfahren* mit Luftdrosselung in einem Teil des Ansaugrohrquerschnittes führen zu einem kontrollierten Luftdrall im Brennraum bei Teillast, wodurch die Schichtung der Ladung und ihr Transport in die Zündzone erfolgt. Die relativ niedrige Enthalpie der Ansaugluft erlaubt allerdings die Umsetzung dieses Potenzials nur in einem begrenzten Drehzahlbereich.

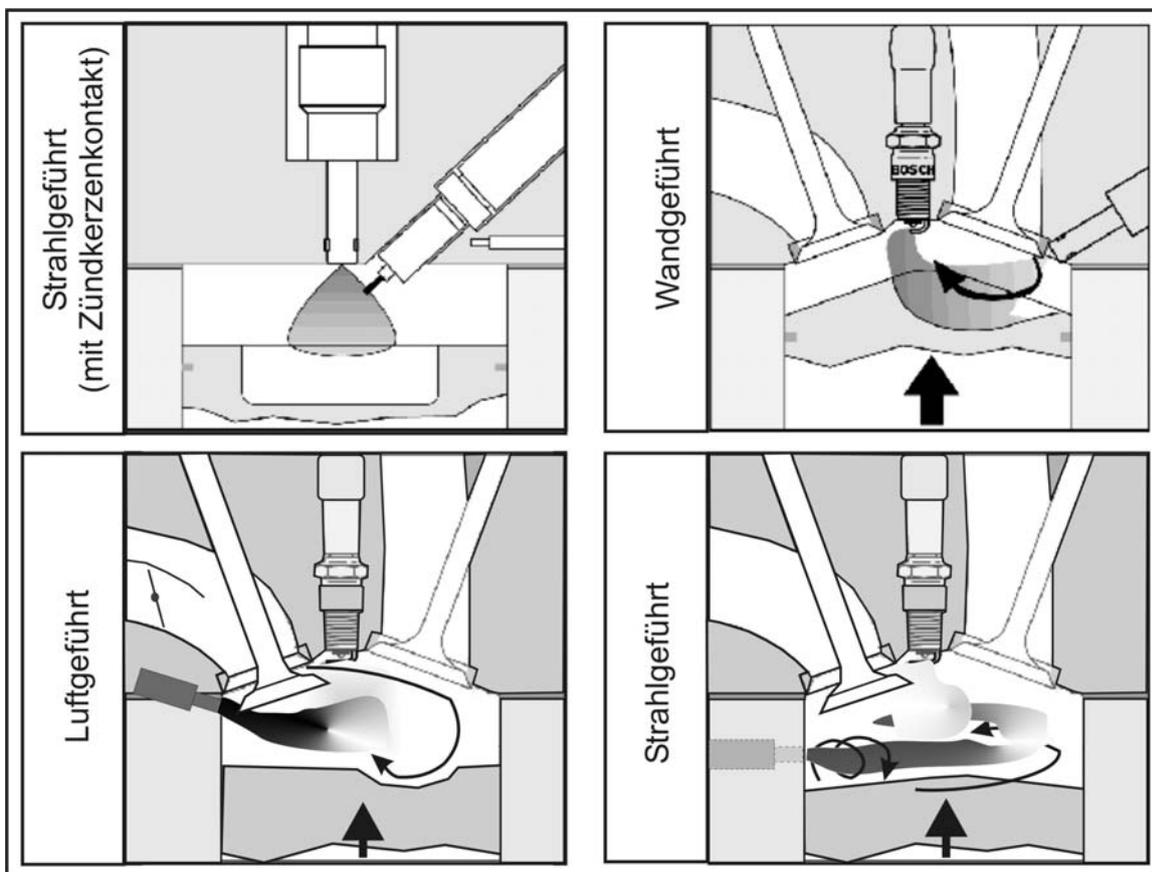


Bild 2.3 Gemischbildungskonzepte für Benzindirekteinspritzung

- *Moderne strahlgeführte Verfahren:* die Anforderung an moderne Motoren – ein hohes Verdichtungsverhältnis (für einen hohen thermischen Wirkungsgrad) sowie gleichzeitig erhöhte Motordrehzahl (für eine hohe Leistungsdichte) [21] – beschränken die Möglichkeiten einer Anpassung der Brennraumgeometrie an die Einspritzsystemanordnung. Bei höheren Drehzahlen wird ein höherer Einspritzdruck notwendig, um eine kürzere Einspritzdauer zu erreichen. Dieser bewirkt eine Zunahme der Durchflussgeschwindigkeit. Die höhere

Durchflussgeschwindigkeit ist allerdings mit einer Zunahme der Strahleindringtiefe verbunden, wodurch der Aufprall des Einspritzstrahles auf Brennraumwände nahezu unvermeidbar wird. Die Änderung der Strahllänge mit der Einspritzmenge, in Abhängigkeit von der Motorlast, erschwert zusätzlich die Kontrolle der Gemischbildungsvorgänge. Die Strahllängenänderung kann teilweise durch Drallbewegungen des eingespritzten Kraftstoffes um die Strömungsachse kompensiert werden.

Die ausreichende Kraftstoffverteilung auf die Luft unter den Bedingungen:

- in einem kontrollierbaren Bereich des Brennraumes
- möglichst ohne Kraftstoffkontakt mit einer Brennraumwand
- bei jeder Last-/Drehzahlkombination

sollte demzufolge ohne Brennraumanpassung und mit minimalem Steuerungsaufwand des Einspritzsystems realisiert werden können. Dabei ist die Bildung von flüssigen Kraftstoffkernen zu vermeiden. Ein Ansatz dafür ist, die Durchflussquerschnitte beizubehalten, jedoch die Anzahl solcher Querschnitte zu erhöhen, indem zwei oder mehrere Einspritzdüsen je Brennraum vorgesehen werden. Die Zunahme der Anzahl der Düsen je Brennraum bewirkt eine Zunahme des gesamten Durchflussquerschnittes. Für eine vorgegebene Einspritzmenge können dabei sowohl die Austrittsgeschwindigkeit und damit die Strahllänge je Düse reduziert, als auch die Einspritzdauer verkürzt werden. Weiterhin wird dabei die Kontaktfläche zwischen Luft und Kraftstoff durch zwei oder mehrere Mantelstrahlen entsprechend vervielfacht [22, 23]. Die Düsen können prinzipiell als Mehrlochdüsen oder Zapfendüsen ausgeführt werden. Die Zapfendüsen haben dabei durch ihre Öffnung nach außen den Vorteil viel geringerer Abmessungen, wie in Bild 2.4 dargestellt. Die Anbringung von mindestens zwei Düsen im Zylinderkopf ist weitaus günstiger bei Steuerung der Düse durch den Kraftstoff selbst – wie etwa bei Systemen mit Hochdruckmodulation – also ohne piezoelektrische oder elektromagnetische Steuermodule. Bild 2.4 zeigt eine solche Anordnung als Beispiel.

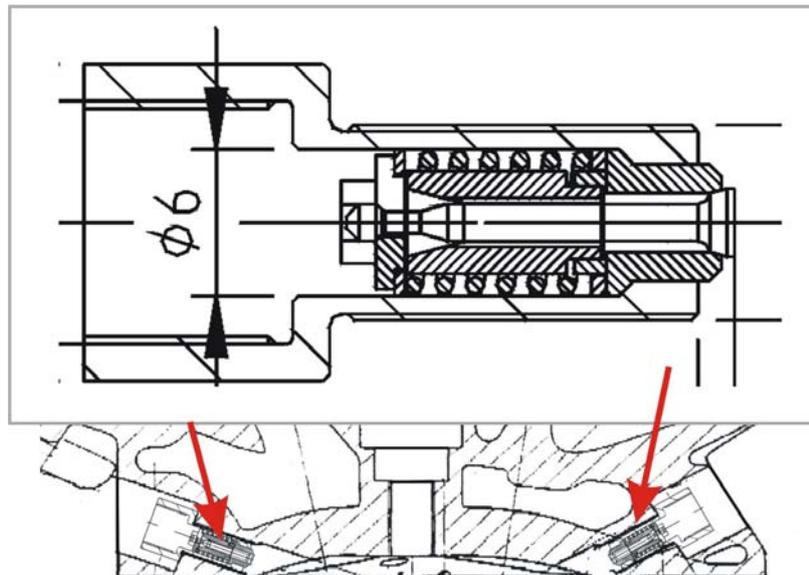


Bild 2.4 Anordnung von zwei Einspritzdüsen eines Direkteinspritzsystems mit Hochdruckmodulation im Zylinderkopf – Beispiel

Die Gemischbildung im kompakten Brennraum eines down-sized Motors wird bei der Benzindirekteinspritzung über zwei Düsen begünstigt. Dabei wird die von jeder Düse – teilweise oder vollständig – gebildete Kraftstoffmantelfläche die Mantelflächen der anderen Düse in einem bestimmten Winkel und mit einer bestimmten Zuordnung der Symmetrieachse durchdringen [22, 23]. Bei unverändertem Durchflussquerschnitt einer Düse bleibt die Zerstäubungsqualität unverändert. Die Kraftstoffmantelflächen, die bei Mehrlochdüsen durch einzelne Fadenströmungen und bei Zapfendüsen als kontinuierliche Fläche auftreten, sind allgemein diffusorartig – als Hohlkegel – ausgebildet, mit einem Luftkern in der Mitte. Die in Bild 2.4 dargestellte Anordnung der Einspritzdüsen bewirkt ein Aufeinandertreffen dieser Hohlkegel im Brennraum, wobei die Kraftstofftropfen der Fäden oder der Flächen unterschiedlicher Hohlkegel auf ellipsenförmigen Konturen zusammentreffen. In dieser Weise entsteht eine in sich geschlossene Kraftstoffoberfläche, gebildet aus Schalen mit unterschiedlichen Formen, die in ihrer Mitte einen Luftkern einschließen. Das Aufeinandertreffen der Kraftstoffstrahlen aus unterschiedlichen Düsen bewirkt eine deutliche Verzögerung der Tropfengeschwindigkeit, wodurch das Auftreffen eines Strahls auf eine Brennraumwand im Wesentlichen verhindert wird.

Durch die Bildung von Hohlkegeln mittels Kraftstoffstrahlen, die Schnitt-Berührung der Hohlkegel und die Verzögerung der Tropfengeschwindigkeit auf den Trefflinien werden die Bildung eines stabilen Luftkerns sowie die Vermeidung der Bildung flüssiger

Kraftstoffkerne realisiert. Die Anordnung der Kraftstoffstrahlen nach diesem Konzept ist in Bild 2.5 dargestellt [24].

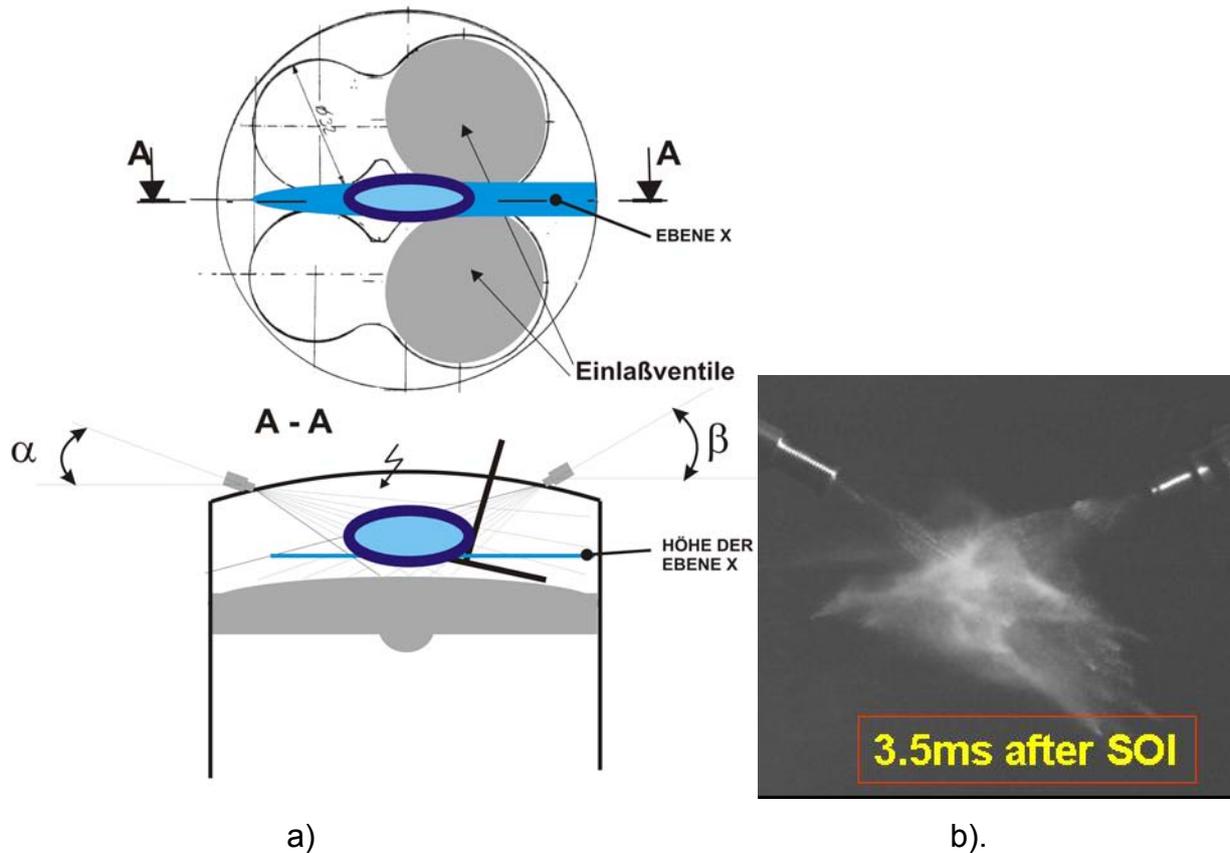


Bild 2.5 Doppel-Einspritzung: schematische Darstellung (a) und Strahlaufnahme (b)

2.2 Entwicklungstrends der Direkteinspritzsysteme für Ottomotoren

Aus unterschiedlichen Varianten von Direkteinspritzsystemen, die für die Anwendung in Ottomotoren konzipiert worden sind, entstanden einige klare Entwicklungsrichtungen. Diese Varianten sind in zwei Gruppen polarisiert [19, 21]:

- *Direkteinspritzung* eines im Einspritzsystem *partiell gebildeten Gemisches* von Kraftstoff und Luft.
- *Direkteinspritzung flüssigen Kraftstoffs*

Beide Konzepte haben spezifische Vorteile, die ihre Anwendung in unterschiedlichen Serienanwendungen begründen.

Die Direkteinspritzung eines partiell gebildeten Gemisches

Die Direkteinspritzung eines partiell gebildeten Gemisches basiert auf der Verlagerung eines Teils des Gemischbildungsprozesses vom Brennraum zum Einspritzsystem, wodurch die Dauer der vollständigen Gemischbildung im Brennraum reduzierbar wird. Der Kraftstoffdruck bzw. der Druck des Luftanteils im partiell gebildeten Gemisch wird dabei in separaten Modulen des Einspritzsystems realisiert. Für schnelldrehende Ottomotoren sind allerdings relativ große Einspritzmengen bei extrem kurzer Einspritzdauer erforderlich, was bei dem sehr niedrigen Einspritzdruck der Emulsion physikalisch kaum möglich ist.

Die Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff

Die *Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff* in Ottomotoren erfolgt generell bei einer Druckamplitude, die um eine Größenordnung höher als bei der Emulsionseinspritzung ist. Der Kraftstoffhochdruck kann dabei konstant auf dem maximalen Wert gehalten oder als Welle mit definierter Amplitude und Dauer gestaltet werden. Nach beiden Konzepten – die in verschiedenen Varianten entwickelt wurden – bleibt der Druck bzw. der Druckverlauf unabhängig von der Motordrehzahl.

- Die *Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff bei konstantem Hochdruck (Common Rail)* basiert auf der Kraftstoffförderung mit einem Druck im Bereich von 100 bis 120 bar mittels einer mechanischen Pumpe mit einem oder mehreren Plungern. Diese Systemkonfiguration ist in Bild 2.6 dargestellt. Die Konstanthaltung des Druckes wird durch die Speicherung des geförderten Kraftstoffes realisiert, wobei der Speicher als gemeinsame Hochdruckleitung für alle Einspritzdüsen realisiert wird. Die Kraftstoffeinspritzung erfolgt durch das elektromagnetisch oder piezoelektrisch gesteuerte Öffnen der Einspritzdüse. Wie im Falle der Emulsionseinspritzung erfolgt die lastabhängige Änderung der Einspritzmenge anhand der Variation der Öffnungsdauer der Einspritzdüse. Die dargestellte Systemkonfiguration entspricht allgemein jener der Saugrohreinjectionssysteme – bei einem erheblich höheren Druckniveau. Durch die piezoelektrische Steuerung der Einspritzdüse werden die Verzögerungen der Düsennadelbewegung derart gering, dass bei Serienanwendungen mehrere Einspritzungen pro Arbeitsspiel möglich werden. Dieses so genannte Split-Injection-Verfahren erlaubt die Gestaltung des Einspritzverlaufs im Einklang mit dem Gemischbildungsvorgang bei einer gegebenen Kombination von Last und

Drehzahl [25, 26]. Die piezoelektrische oder elektromagnetische Steuerung der Einspritzdüse – die bei Common-Rail Systemen wie bei der Emulsionseinspritzung auf Grund des konstanten Druckniveaus erforderlich ist – ist bei Serienmotoren zum Stand der Technik geworden.

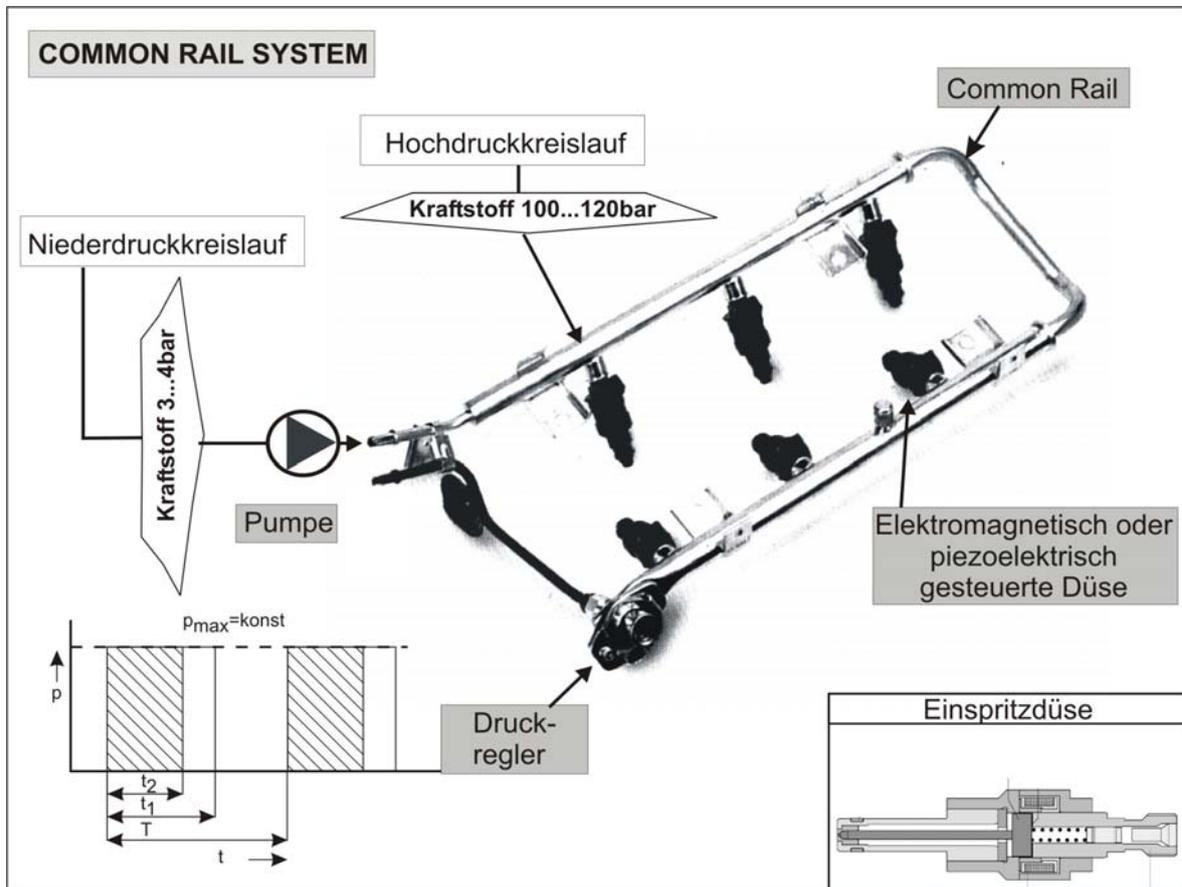


Bild 2.6 Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff bei konstantem Hochdruck (BOSCH Common Rail System)

- Die Direkteinspritzung von flüssigem Kraftstoff mit Hochdruckmodulation (Pressure Pulse) basiert auf der hydrodynamischen Entstehung einer Hochdruckwelle im Kraftstoff, deren Amplitude und Dauer exakt kontrollierbar und steuerbar sind. Die lastabhängige Kraftstoffdosierung kann in diesem Fall bei minimal gewählter Dauer der Druckwelle nur über die Amplitude geändert werden. Ein wesentliches Merkmal dieses Konzeptes ist die mögliche Steuerung der Düsennadel für die Einspritzung durch die Kraftstoffdruckwelle selbst, wodurch eine Fremdsteuerung (piezoelektrisch oder elektromagnetisch) nicht mehr erforderlich ist. Eine solche Hochdruckwelle kann beispielsweise auf Basis des Druckstoßeffectes realisiert werden. Die Funktion und die Steuerungsmöglichkeiten eines solchen Systems sind in Bild 2.7 dargestellt.

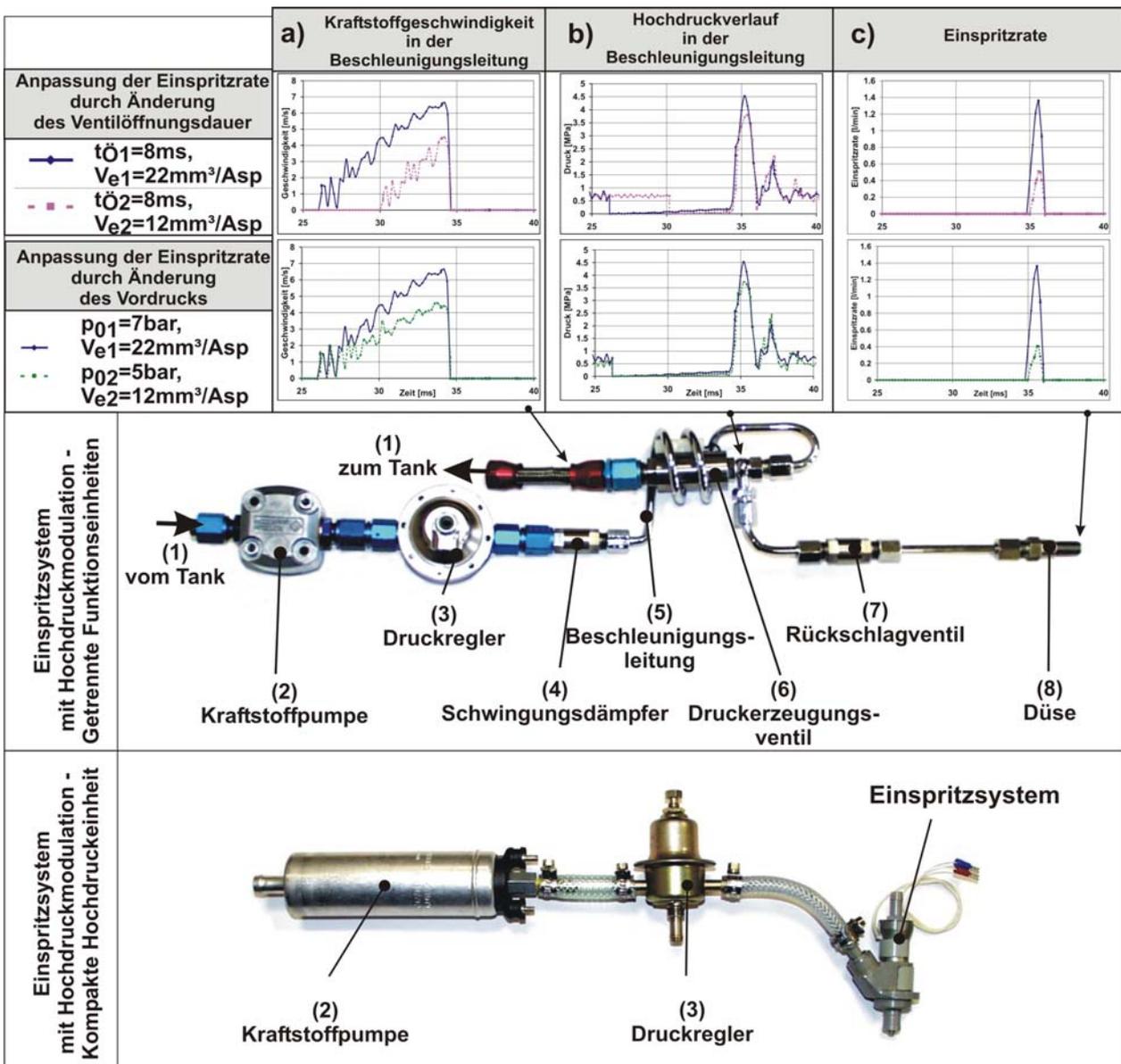


Bild 2.7 Hauptmodule und Prozessabläufe in einem Direkteinspritzsystem für flüssigen Kraftstoff mit Hochdruckmodulation (Zwickau Pressure Pulse) – Systemvarianten für kompakte und für Hochleistungsmotoren

Die Systemeinheit besteht aus einer konventionellen Kraftstoffpumpe, die den Kraftstoff vom Tank zum Schwingungsdämpfer bei einem konstanten Vordruck p_0 fördert, weiterhin aus einer Beschleunigungsleitung, einem elektromagnetischen Absperrventil, das die Rolle des Druckerzeugungsmoduls im System übernimmt, und einer Einspritzdüse. Beim Öffnen des Absperrventils strömt der Kraftstoff, der unter dem Vordruck p_0 in der Beschleunigungsleitung stand, zurück zum Tank. Während der Ventilöffnung beschleunigt die Flüssigkeit bis zu einer Geschwindigkeit v_i , die der Druckdifferenz zwischen Vordruck und Tankdruck entspricht. Das schlagartige Schließen des elektromagnetischen Ventils führt zum Aufprall der in der

Leitung beschleunigten Flüssigkeit auf das Schließelement, wodurch eine schwache Flüssigkeitskompression entsteht. Die Kompressionswelle wird von einer Druckerhöhung begleitet, die den Vordruckwert 10...15 mal übersteigt. Sie pflanzt sich mit Schallgeschwindigkeit durch die Beschleunigungsleitung – entgegen dem noch strömenden Fluid – bis zum Schwingungstilger fort. Entsprechend der eingestellten Reflektionsbedingungen wird die entstehende rücklaufende Welle idealerweise bis auf den Wert des Vordruckes gedämpft. Auf diese Weise wird an der Stelle des Absperrventils eine Hochdruckwelle erzeugt, deren Dauer der Fortpflanzungs- und Reflektionszeit durch die Leitung entspricht. Die Druckwelle wird in der Nähe des Absperrventils zu einer Einspritzdüse geleitet, die von einer Federkraft gesteuert wird. Die Amplitude der Druckwelle – und damit der Einspritzverlauf – kann sowohl durch die Dauer der Kraftstoffbeschleunigung t_i , als auch durch den Vordruckwert p_0 bestimmt werden. Wie in Bild 2.7 ersichtlich, bewirkt sowohl eine Verkürzung der Öffnungsdauer von $t_{\delta 1}$ auf $t_{\delta 2}$ bei gleichem Vordruck p_0 , als auch eine Senkung des Vordrucks von p_{01} auf p_{02} bei gleicher Öffnungsdauer $t_{\delta 1}$, die Senkung der Geschwindigkeit vor dem Aufprall von v_1 auf v_2 . In dieser Weise wird die Amplitude der Druckwelle von p_{max1} auf p_{max2} verringert. Damit sinkt das Einspritzvolumen, als Integral der entsprechenden Einspritzraten, von V_{e1} auf V_{e2} . In dieser Systemkonfiguration bleibt die Dauer der Druckwelle – und damit die Einspritzdauer – für die unterschiedlichen Einspritzvolumina nahezu unverändert. Der Druckverlauf und dadurch der Einspritzverlauf ist unabhängig von der Einspritzfrequenz und dadurch von der Motordrehzahl. Damit bleiben Strahlcharakteristiken wie Eindringtiefe, Tropfendurchmesser und -geschwindigkeit in einem breiten Funktionsbereich des Motors konstant.

Für Anwendungen bei kleinen Motoren empfiehlt sich die Zusammenfassung aller Funktionsmodule, außer der Vordruckeinheit, in einem Kompaktsystem. Der Vordruck wird durch serienmäßige Kraftstoffpumpen mit Elektroantrieb realisiert. Für Motoren mit höherer Leistung wird wegen der erforderlichen Kompaktheit der Einspritzdüse ein modularer Systemaufbau vorteilhaft [13]. Angesichts der hohen Druckamplituden bei sehr kurzer Druckwellendauer ist darüber hinaus ein Vordruckniveau erforderlich, das durch den mechanischen Antrieb der Vordruckpumpe mit weniger Aufwand erreicht werden kann. Beide Systemvarianten sind in Bild 2.7 dargestellt.

2.3 Eindimensionale Modellierung der Vorgänge in Direkteinspritzsystemen

Die rasche Entwicklung der Direkteinspritzsysteme in den letzten 20 Jahren führte auch zu einer großen Anforderung an Simulationswerkzeuge, die die Entwicklung und Optimierung solcher Systemen in einer sehr kurzen Zeit ermöglichen. Mehrere CAE (Computer Aided Engineering) 1D-Codes wie AMESim (Imagine) [2], Hydsim (AVL) [3], GT-Fuel (Gamma Technologies) [27], Flowmaster (Flowmaster International) [28], ADINA (ADINA R&D Inc.) [29] oder Tdyn (Compass) [30] haben sich für solche Anwendungen schon bewährt.

Diese Programme sind für verschiedene Arten und Konfigurationen von Diesel- oder Benzin-Einspritzsystemen anwendbar. Sie haben zur Aufgabe, die einzelnen strömungstechnischen, thermodynamischen und mechanischen Vorgänge, sowie deren Zusammenspiel in Form von mathematischen Beziehungen zu beschreiben.

Der Ablauf einer solchen numerischen Simulation, von der Vorbereitung der Rechnung bis hin zur Lösung der Transportgleichungen, ist in Bild 2.8 schematisch dargestellt [31].

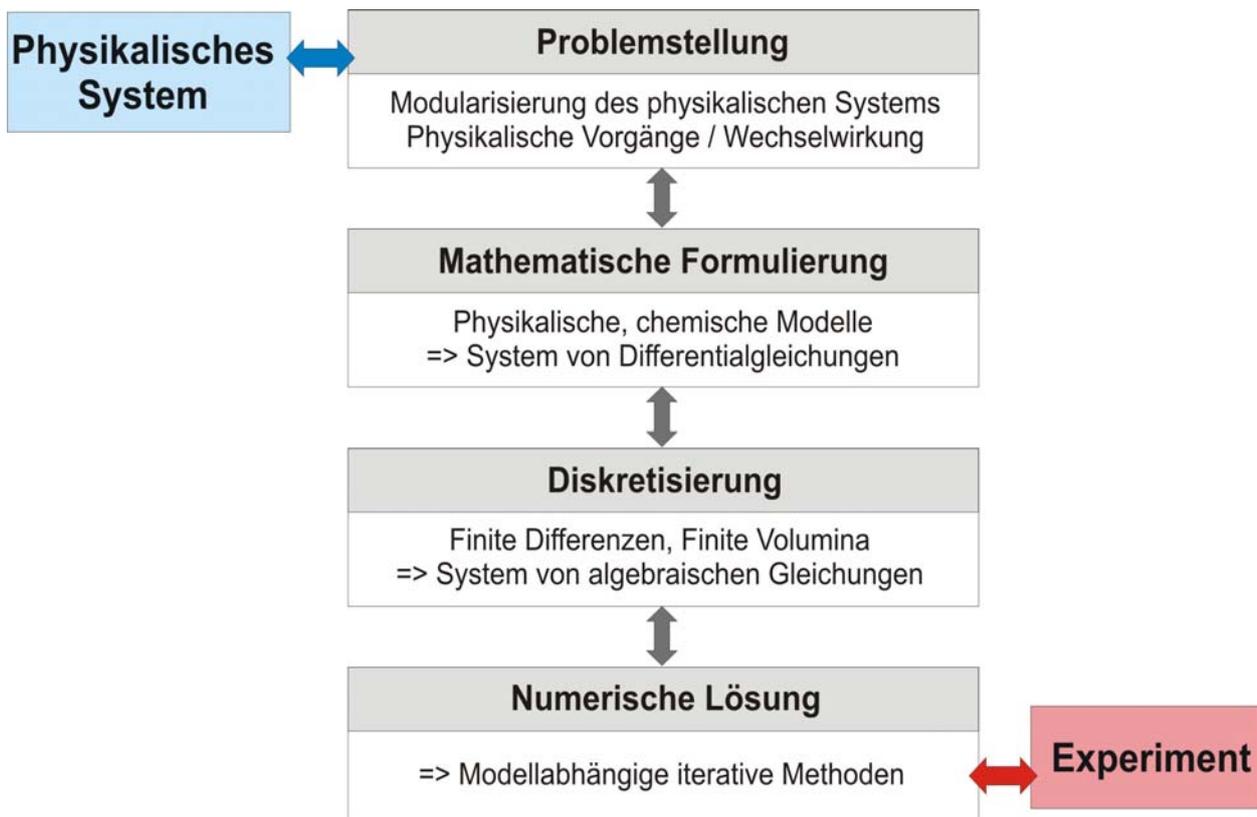


Bild 2.8 Ablauf der Modellierung mittels numerischer Simulation

Problemstellung

Die physikalischen Systeme müssen durch mathematische Modelle möglichst genau beschrieben werden. Dafür ist es nötig, das kontinuierliche System in diskrete Module zu teilen. Bestimmte strömungstechnische, mechanische oder elektromagnetische Vorgänge oder deren Wechselwirkung können mittels in den Modulen integrierter Berechnungsmodelle lokal berechnet werden. Durch die Kombination der einzelnen Modelle kann dann das Verhalten des gesamten Systems analysiert werden.

Als Beispiel der Problemstellung sind nachfolgend Vorgänge aufgelistet, die in der Leitung eines Systems gleichzeitig und abhängig von der gewünschten Komplexität des Modells betrachtet werden müssen:

- Kompressibilität des Kraftstoffs mit dem Druck
- Ausdehnung der Leitungswände mit dem Druck
- Veränderung des Kompressionsmoduls des Kraftstoffs mit dem Druck
- Veränderung des Kompressionsmoduls des Kraftstoffs mit der Temperatur
- Veränderung der Viskosität des Kraftstoffs mit dem Druck
- Veränderung der Viskosität des Kraftstoffs mit der Temperatur
- Reibungseffekte unter laminaren, transienten und turbulenten Bedingungen
- Kavitation
- Gravitationseffekte
- Dynamische Vorgänge infolge der Trägheit der flüssigen Säule
- Änderung der Reibungsvorgänge mit der Frequenz

Das mathematische Modell

Der Solver basiert in allen benannten Programmen hauptsächlich auf der 1D-Erhaltungsform der Navier-Stokes-Gleichungen für inkompressible Fluide, auch wenn die weitere Annäherungsweise auf unterschiedlichen mathematischen Berechnungsverfahren aufgebaut ist.

Auch wenn teilweise unterschiedliche Vorgehensweisen angewendet werden, muss immer eine bestimmte Anzahl von Kenngrößen und Grundvorgängen in einem Einspritzsystem betrachtet werden. Die dargestellten Beispiele basieren auf dem Programm AMESim, welches auf Grund seines offenen Codes den Einblick in die Hintergründe der mathematischen Modellierung erlaubt.

Thermodynamische und strömungsmechanische Eigenschaften des Arbeitmediums (des Kraftstoffs)

In AMESim, sowie in den meisten anderen Programmen, wird das Fluid auf Grund dreier Kenngrößen charakterisiert [34]:

- Die *Kinematische Viskosität* (ν) wird für den Arbeitsdruckbereich des Benzin-Direkteinspritzsystems in den meisten Programmen als konstant betrachtet [33]

$$\nu \cong \text{konst.}$$

- Die *Dichte* (ρ) wird als Funktion von Druck und Temperatur sowie Gasgehalt (x_G)

$$\rho = f(p, T, x_G)$$

betrachtet, und für die angewendeten Kraftstoffe auf Grund experimenteller Werte tabellarisch ermittelt.

Der Gasgehalt wird nur für Drücke kleiner als der Sättigungsdruck betrachtet. Er spielt aber eine sehr wichtige Rolle für die Berechnung der Kavitation.

- Das *isotherme Kompressionsmodul* (B) wird über die Gleichung

$$B = \rho \frac{\partial p}{\partial \rho}$$

aus der Dichte hergeleitet, und ist dadurch auch vom Gasgehalt des Fluids abhängig.

In den meisten Codes wird die *Wärmeabfuhr* vom Kraftstoff über das System an die Umgebung vernachlässigt. Die thermischen Änderungen werden als viel langsamer als die strömungsmechanischen ausgesehen. Die Prozesse werden als adiabat berechnet. Erst seit kurzer Zeit wurden z.B. im Code AMESim Elemente, die – innerhalb bestimmter Grenzen – auch die Wärmeübertragung einbeziehen, implementiert.

Die *Kavitation* wird als Folge einer lokalen Senkung des Druckes unter den Dampfdruck gesehen und als isothermer Prozess berechnet. In diesem Bereich werden entsprechend zwei Phasen – Dampf- und Flüssigphase – für die Berechnung der Kraftstoffeigenschaften betrachtet. Für lokale Drücke größer als der Sättigungsdruck existiert an der jeweiligen Stelle im System nur die flüssige Phase. Diese Kavitationsmodelle basieren auf vereinfachten Gleichungen (HYDSIM) oder experimentell ermittelten Koeffizienten (AMESim).

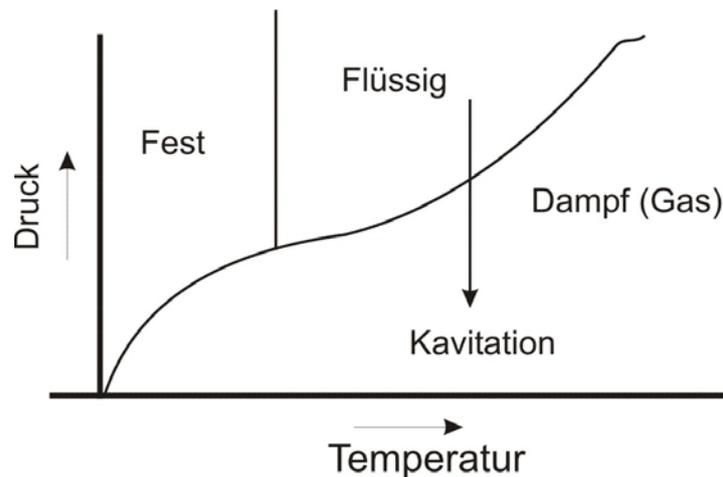


Bild 2.9 Kavitation als Folge einer lokalen isothermen Senkung des Druckes unter den Dampfdruck [32]

Modellierung der Kraftstoffströmung:

Dabei werden hauptsächlich die instationäre Rohrströmung mit oder ohne Reibungs- und Druckverluste durch geometrische Änderungen sowie der Ausfluss aus Öffnungen betrachtet. Für die Modellierung der Strömung in einer Leitung gelten im Allgemeinen folgende Voraussetzungen und Vereinfachungen:

- Uni-dimensionale Strömung in x-Richtung
- Druck und Dichte des Strömungsmediums sind über dem Rohrquerschnitt konstant
- Anstelle eines Geschwindigkeitsprofils wird eine über den Rohrquerschnitt mittlere Geschwindigkeit angenommen
- Reibungsfreie Strömung
- Rohrquerschnitt und Rohrwanddicke sind über die betrachtete Länge konstant
- keine Dehnung der Rohrwände in Längsrichtung

Die Berechnung der Strömungskenngrößen wird auf Basis der Navier-Stokes-Gleichungen für eindimensionale Strömung, für eine Masse m des Fluids abgeleitet:

- 1D-Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (u\rho)}{\partial x} = 0 \quad \text{Gl. 2.1}$$

- 1D-Impulsgleichung

$$\rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} \right) = \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} - \mu \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} \quad \text{Gl. 2.2}$$

Durch die Definition der lokalen Randbedingungen wird die spezielle Anwendungsform dieser Gleichungen für jede Systemkomponente abgeleitet.

Wechselwirkung zwischen Fluiden und Festkörper

Gekoppelt mit den strömungstechnischen Vorgängen werden die mechanischen Vorgänge wie Reibung, Elastizität oder Wegbegrenzung und deren Wechselwirkung betrachtet.

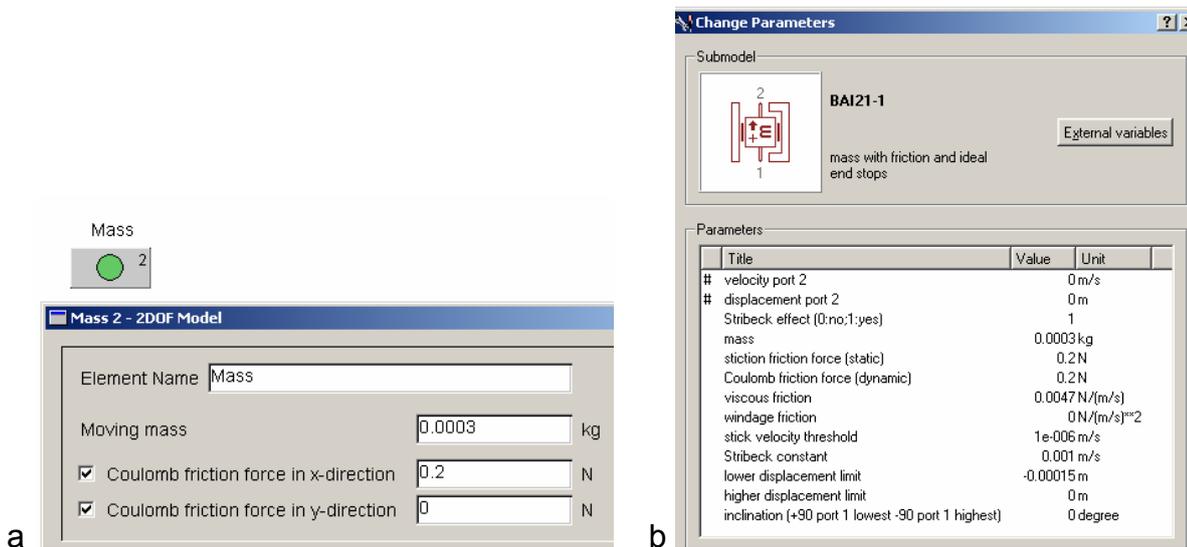


Bild 2.10 Tabelle zur Einstellung von Reibungsparametern für eine Nadel/Führung-Paarung in den 1D-Simulationsprogrammen HYDSIM (a) und AMESim (b)

Die Rolle der Reibung – speziell in Bezug auf die Paarung Düsenadel-Düsenadelführung – wird immer mehr als ein wichtiger Parameter angesehen. In manchen Codes, wie z.B. HYDSIM, wird die Reibung in einer Schaft/Führung-Paarung nur durch die Coulomb-Reibungskraft (dynamische Reibung) charakterisiert, wie in der Tabelle in Bild 2.10a dargestellt. Im Fall des Codes AMESim, wie aus dem Bild 2.10b ersichtlich ist, wird für ein ähnliches Element ein viel komplexeres Modell angewendet, für welches sechs Parameter zur Verfügung stehen, um die Reibung genauer zu modellieren.

Während der Ausbreitung einer Druckwelle in den Hochdruckleitungen eines Direkteinspritzsystems spielt auch die *Elastizität* der festen Körper (mechanische Komponenten) eine wichtige Rolle [33]. Sie wird in den meisten Programmen nur beschränkt berücksichtigt.

Die Volumenänderung (V_{Wand}) in Abhängigkeit des Wandelastizitätsmoduls wird aus dem Elastizitätsmodul der Wand (B_{Wand}) und dem des Fluids (B_{Fluid}) entsprechend Gl. 2.3 abgeleitet.

$$V_{\text{Wand}} \approx \frac{1}{B_{\text{Wand}}} - \frac{1}{B_{\text{Fluid}}} \quad \text{Gl. 2.3}$$

Unabhängig vom benutzten Modell können die Simulationsprogramme nur dann erfolgreich angewendet werden, wenn eine bestimmte Anzahl an experimentellen Informationen vorhanden ist, um die Koeffizienten der zum Teil empirischen Gleichungen kalibrieren zu können.

Diskretisierung

Für die numerische Lösung der instationären, inkompressiblen Navier-Stokes-Gleichungen wird in den hier genannten Programmen die *Methode der Finiten Differenzen* zur Diskretisierung einfacher Differentialgleichungen angewendet. Damit entsteht aus den angewendeten kontinuierlichen Navier-Stokes-Gleichungen, ein endlich-dimensionales (diskretes) System [35]. Mit dem Begriff Diskretisierung wird in der Numerik der Übergang von einem kontinuierlichen Problem zu einem Problem, das in endlich vielen Punkten betrachtet wird, beschrieben. Diskretisierungen werden insbesondere bei der numerischen Lösung von Differentialgleichungen verwendet, indem die Differentialgleichung in ein Gleichungssystem umgewandelt wird, das die Werte der Lösungsfunktion an endlich vielen Punkten des Lösungsgebiets näherungsweise bestimmt.

Dabei wird das Intervall Ω , in dem eine Differentialgleichung gelöst werden soll, in i_{Dmax} Teilintervallen gleicher Größe

$$\delta_x = \frac{\Omega}{i_{\text{Dmax}}} \quad \text{Gl. 2.4}$$

zerlegt. Es entsteht somit ein Gitter, das die Punkte

$$x_i = i\delta_x, \text{ mit } i=0..i_{\text{Dmax}} \quad \text{Gl. 2.5}$$

enthält, die auf den Teilintervallgrenzen liegen (siehe Bild 2.11).

Die Differentialgleichung wird dann nur noch an diesen Gitterpunkten betrachtet.

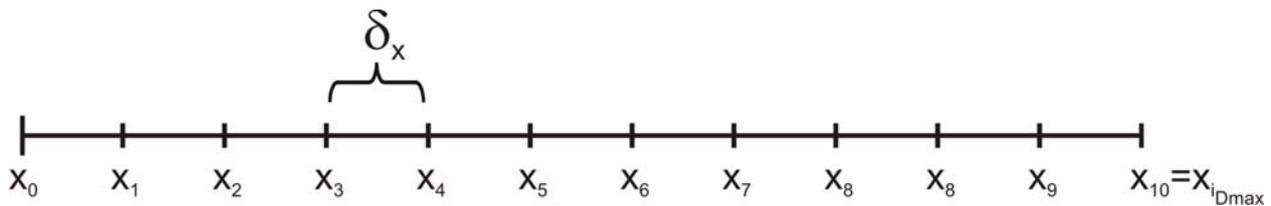


Bild 2.11 Eindimensionales, äquidistantes Gitter mit $i_{Dmax}=10$

Gemäß der Definition der Ableitung einer differenzierbaren Funktion u

$$\frac{du}{dx} = \lim_{\delta x \rightarrow 0} \frac{u(x + \delta_x) - u(x)}{\delta_x} \quad \text{Gl. 2.6}$$

wird der kontinuierliche Differentialoperator du/dx am Gitterpunkt x_i durch den diskreten Differenzenoperator

$$\left[\frac{du}{dx} \right]_i = \frac{u(x + \delta_x) - u(x)}{\delta_x} \quad \text{Gl. 2.7}$$

approximiert [35].

Durch die Anwendung dieser Methode kann z.B. eine Kraftstoffleitung – wie in Bild 2.11 dargestellt – durch eine finite Anzahl von Elementen modelliert werden. Die *Finite-Differenzen-Methoden* erlauben, nichtlineare Vorgänge, wie die variablen Eigenschaften eines Kraftstoffs, oder lokale Druck- und Temperaturänderungen, in Betracht zu ziehen. Durch die Möglichkeit variable Berechnungsschritte anzuwenden, kann die Prozessorzeit optimiert werden.

Die Auswahl der Anzahl der Berechnungspunkte erlaubt die Auswahl einer geeigneten Komplexität des Modells, abhängig von der Funktion eines Elements und seiner Interaktion mit den Nachbarelementen.

Numerische Lösung

Ein besonderer Aspekt der Simulation von Technikersystemen ist die numerische Steifigkeit (numerical stiffness). Ein steifes Problem enthält mindestens eine Zeitkonstante, die verglichen mit der gesamten Simulationszeit extrem klein ist. Die Gear-Methode [2] ist dafür eine effiziente Lösung. Die meisten anderen Integrationsalgorithmen sind sehr langsam, wenn sie auf solche Probleme stoßen.

Ein weiterer besonderer Aspekt sind die Unstetigkeiten, also Orte, an denen ein Sprung von einem zu einem anderen vollständig unterschiedlichen Gleichungssystem, wegen einer Phasenüberlagerung entsteht. Ein extremes Beispiel tritt z.B. bei der Modellierung

der Masse einer Düsenadel auf, die eine Wegbeschränkung besitzt (häufig als Endstopp bezeichnet). Es gibt zwei Möglichkeiten, solche Endstopps zu modellieren:

- als elastischer Endstopp: mit einer Federcharakteristik und einer Dämpfung
- als nicht elastischer Endstopp: dabei stößt die Masse mit dem Endstopp zusammen, so dass sie unverzögert zum Stillstand kommt

Im zweiten Fall stellt der sprunghafte Übergang von Bewegung auf Stillstand eine Unstetigkeit dar. Die Masse wird dann in der extremen Position gehalten, bis eine entgegen gesetzte ausreichend hohe Kraft entsteht, um die statische Reibung zu überwinden und sie von der extremen Position zu verschieben. Sehr viele Gleichungen, die solche Systeme modellieren, sind steif und enthalten Unstetigkeiten. Die Gear-Methode ist bei Unstetigkeiten instabil und kann bei solchen Problemen ausfallen, es sei denn, sie wird mit einem speziellen Code – der solche Unstetigkeiten bewältigen kann – verknüpft.

Einfache Runge-Kutta-Algorithmen sind gegen Unstetigkeiten verhältnismäßig tolerant und können einige Vorgänge gut lösen. Sie sind jedoch ungeeignet für steife Systeme. Häufig kann zwar eine Lösung erreicht werden, aber die Laufzeiten können sehr lang sein, und die Genauigkeit ist relativ niedrig. Es werden jedoch viele Simulationen mit numerischer Steifheit und Unstetigkeiten mit diesen Methoden durchgeführt. Die beste Lösung für die Modellierung solcher Systeme scheint ein Gear-Integrator, verknüpft mit einem guten Algorithmus zur Unstetigkeitsbehandlung, zu sein.

Eine andere Lösung – wie im Programm AMESim schon integriert – ist, abhängig von den vorherrschenden Bedingungen, bei jedem Zeitschritt den passendsten Algorithmus vorzuwählen [2].

2.4 Eindimensionale Modellierung von Direkteinspritzsystemen mit Hochdruckmodulation mittels AMESim

Durch seinen Aufbau und die ständige Weiterentwicklung der Bibliotheken mit Elementen für Einspritzsysteme stellt das Programm AMESim ein Optimum zwischen Simulationsdauer und Ergebnisgenauigkeit dar.

Für hydrodynamische Elemente sind Komponenten der HCD-Bibliothek (Hydraulic Component Design Library) besonders geeignet. Andere Bibliotheken liefern die zusätzlich nötigen mechanischen oder elektrischen Elemente, um das Model eines

kompletten Einspritzsystems zu gestalten. Für systemspezifische Anwendungen, wofür keine vordefinierten Elemente zur Verfügung stehen, wurden eigens entwickelte Modelle angewendet.

Durch Kombination von solchen einzelnen AMESim-Elementen können zunächst Teile des Systems generiert und kalibriert werden. Solche Modelle wurden für jedes Bauteil des Einspritzsystems – Einspritzdüse, Druckerzeugungsmodul, Rückschlagventil, Schwingungstilger, Druckregler, Vordruckeinheit – generiert. Diese Vorgehensweise entspricht der angenommenen Strategie, basierend auf einer modularen Analyse des Einspritzsystems.

Folgende Beispiele sollen illustrieren, wie einzelne Bauteile des Einspritzsystems auf Basis von Elementen von AMESim-Bibliotheken modelliert und kalibriert worden sind.

2.4.1 Modellierung, Kalibrierung und Optimierung der Einspritzdüse

Modellierung

In Bild 2.12 ist als Beispiel eine – im Rahmen dieser Arbeit entwickelte – Einspritzdüse (nach außen öffnende Zapfendüse) dargestellt. Jedes Bauteil der Einspritzdüse wurde auf Basis von Modulen aus der HCD (Hydraulic Component Design)-Bibliothek modelliert.

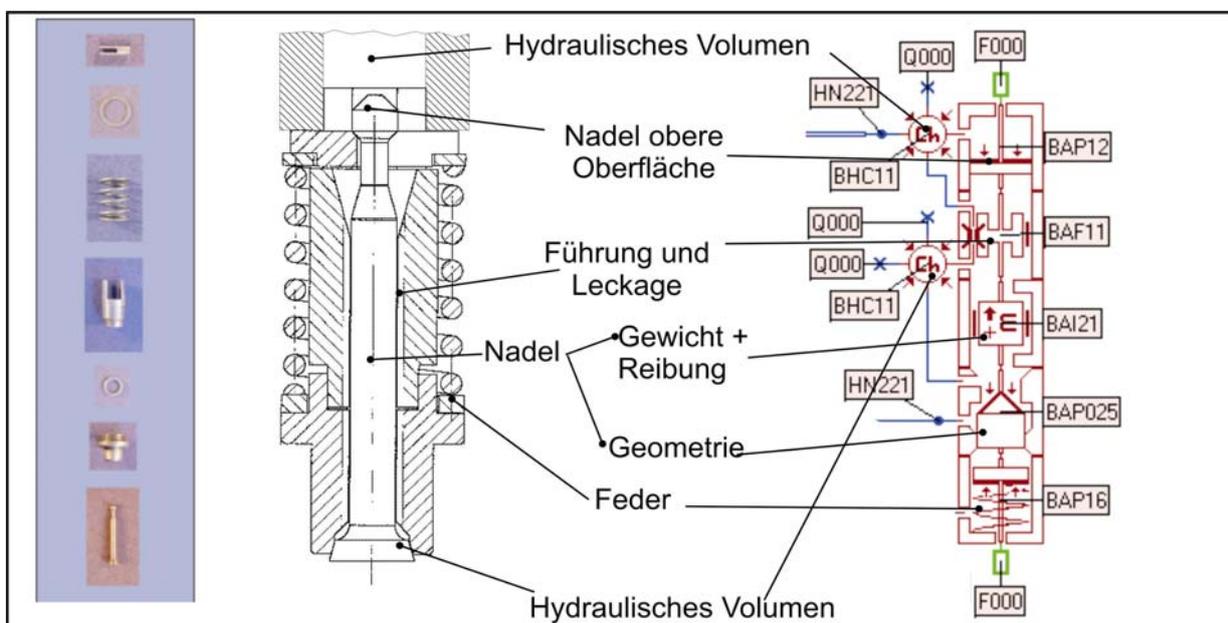


Bild 2.12 Einspritzdüse (links) und das entsprechende Simulations-Modell, realisiert mit AMESim

Folgende Bibliothek-Elemente wurden für das Modell angewendet [36]:

HYDRAULISCHER PLUNGER MIT GEHÄUSE

Um einen Teil eines Ventils oder einer Düse darzustellen, in dem der Druck auf die Oberfläche eines Plungers wirkt, wird ein Sub-Modell, wie in Bild 2.13 dargestellt, gebildet.

An der Anschlussstelle ① wirkt der Druck als Eingangskenngröße. Als Ausgangskenngrößen werden für diese Stelle die Durchflussrate – abgeleitet von der Plungergeschwindigkeit – und das momentane Volumen in der hydraulischen Kammer zwischen Plunger und Gehäuse – abgeleitet aus dem Hub – berechnet.

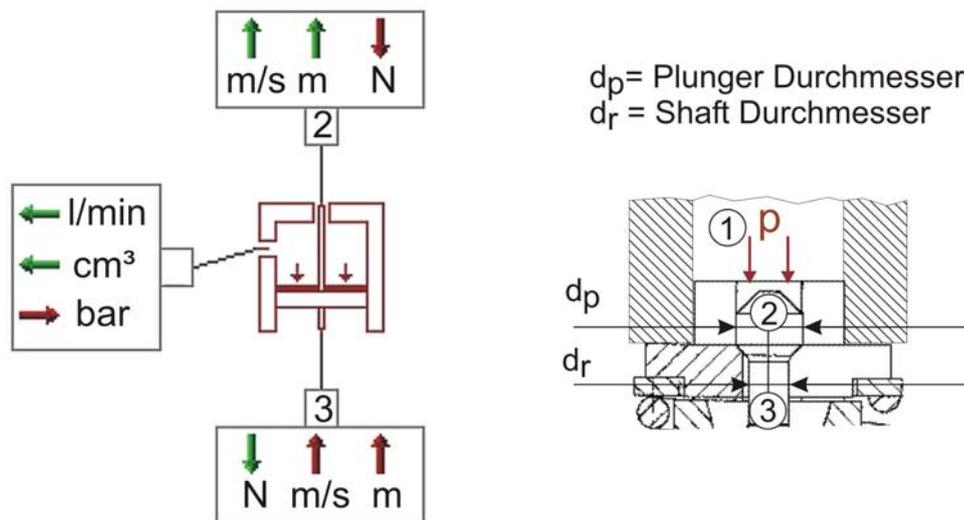


Bild 2.13 Hydraulischer Plunger mit Gehäuse

Es gilt:

$$\dot{q}_1 = -u_1 \pi \frac{d_p^2 - d_r^2}{4} \frac{\rho(p_1)}{\rho(p_0)} \quad \text{Gl. 2.8}$$

Dabei sind:

- u_1 = die Strömungsgeschwindigkeit am Anschluss ①
- $\rho(p_r)$ = die Flüssigkeitsdichte beim Druck p_r (Referenzwert)
- $\rho(p_1)$ = die Flüssigkeitsdichte beim Druck p_1 (berechnet aus Tabellen)

$$V_{\text{Kammer}} = L_{\text{kammer}} \pi \frac{d_p^2 - d_r^2}{4} \quad \text{Gl. 2.9}$$

Diese Anschlussstelle ① wird an einer Druckquelle oder einer hydraulischen Leitung angeschlossen.

Die Anschlussstelle ② benötigt als Eingangsparameter eine Geschwindigkeit und einen Hub. Diese Stelle ist mit einem Massen-Sub-Modell und deren Dynamik verbunden. Die

Kraft am Anschluss ③ ergibt sich aus der Eingangskraft F_2 am Anschluss ② und dem Druck p_1 , der auf den Kolben wirkt.

$$F_3 = F_2 - p_1 \pi \frac{d_p^2 - d_r^2}{4} \quad \text{Gl. 2.10}$$

NADEL MIT SITZ

Zur Modellierung einer für Direkteinspritzsysteme üblichen Einspritzdüse kann das beschriebene Plunger-Gehäuse-Modul (Bild 2.13) mit einem weiteren Element – „Nadel mit Sitz“ – ergänzt werden, wobei die Schließfläche der Nadel auf einem Sitz mit scharfen Kanten einbezogen wird.

Der Druck am Anschluss ① wirkt auf die Nadelfläche und bewirkt ihre Bewegung zum Öffnen hin. Der Druck am Anschluss ② wirkt nicht direkt auf die Nadelfläche, sondern nur in dem Durchflussspalt. Bei komplexeren Geometrien kann die Kraft, die auf das Ventil wirkt, mit Hilfe eines Korrekturfaktors experimentellen Ergebnissen angepasst werden.

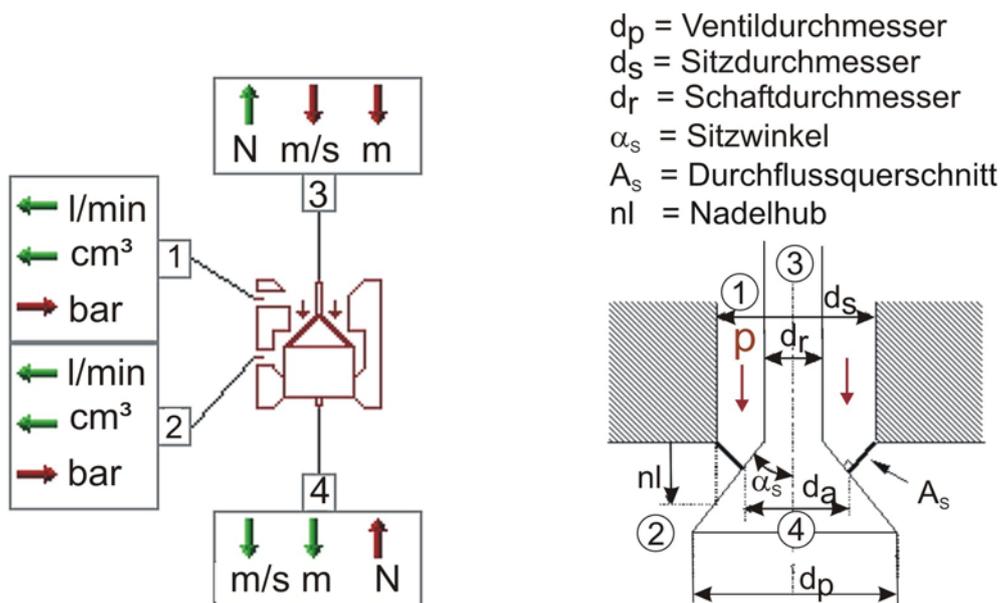


Bild 2.14 Einspritznadel mit Sitz

Die Druckdifferenz zwischen dem Anschluss ① und dem Anschluss ② im Element ist:

$$\Delta p = p_2 - p_1 \quad \text{Gl. 2.11}$$

Um die Art der Strömung – laminar oder turbulent – zu ermitteln, wird damit die Reynolds-Zahl berechnet:

$$Re = \frac{d_{\text{hyd}}}{\nu} \sqrt{\frac{2|dp|}{\rho}}, \quad \text{Gl. 2.12}$$

$$\text{mit } d_{\text{hyd}} = \frac{4A_s}{\text{Umfang}} = 2nl \sin \alpha_s \quad \text{Gl. 2.13}$$

Dabei ist die Strömungsgeschwindigkeit durch den Term $\sqrt{\frac{2|dp|}{\rho}}$ dargestellt. Ein Durchflusskoeffizient c_q erlaubt, in Abhängigkeit der Nadelgeometrie und des Nadelhubes die Durchflussrate zu korrigieren. Es gilt:

$$c_q = c_{q_{\text{max}}} \tanh\left(\frac{2Re}{Re_{kr}}\right) \quad \text{Gl. 2.14}$$

Mit zunehmender Druckdifferenz dp nähert sich demzufolge der Durchflusskoeffizient c_q asymptotisch seinem Maximalwert $c_{q_{\text{max}}}$. Bild 2.15 stellt diesen Zusammenhang graphisch dar.

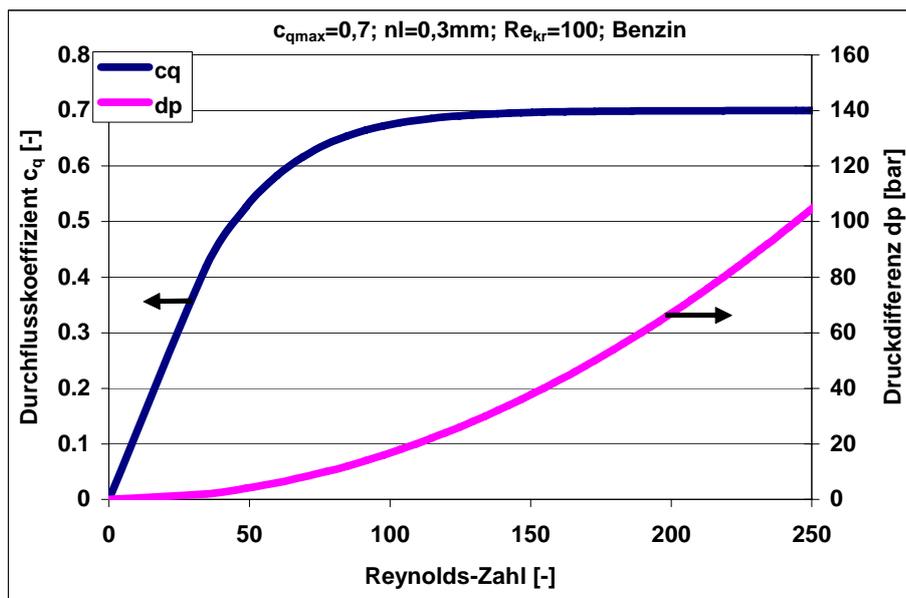


Bild 2.15 Variation des Durchflusskoeffizienten in Abhängigkeit von der Druckdifferenz bzw. der Reynolds-Zahl

Die Durchströmungsgeschwindigkeit u bzw. die Durchflussrate \dot{q} werden entsprechend angepasst:

$$u = c_q \sqrt{\frac{2|dp|}{\rho}} \quad \text{Gl. 2.15}$$

$$\dot{q} = c_q A_s \frac{\rho}{\rho(0)} \sqrt{\frac{2|dp|}{\rho}} \quad \text{Gl. 2.16}$$

Der Weg und die Geschwindigkeit sowie die Bewegungsbegrenzungen werden von einem am Anschluss ③ angeschlossenen Sub-Modell (wie z.B. BAI21) geliefert.

Die Ventilöffnungsfläche A_S ergibt sich als eine berechnete Variable.

$$A_S = \pi x \sin \alpha_s (ds - x \sin \alpha_s \cos \alpha_s) \quad \text{Gl. 2.17}$$

Der Durchflussquerschnitt wird (Gl. 2.17) als ein Teilkegelmantel berechnet, wie im Bild 2.14 dargestellt.

Die Kraft, die auf dem Nadelteller wirkt, ergibt sich aus der Druckkraft und den externen Kräften (Elastizität, Reibung, Trägheit), von den an den Anschlüssen ③ und ④ angeschlossenen Elementen.

MASSE MIT REIBUNG

Um die kompletten physikalischen Eigenschaften der Nadel zu definieren, ist es erforderlich ein weiteres Element einzufügen, um die Masse der Nadel und die Reibung zwischen Nadel und Führung zu modellieren. Ein Beispiel für ein solches Element ist in Bild 2.16 dargestellt

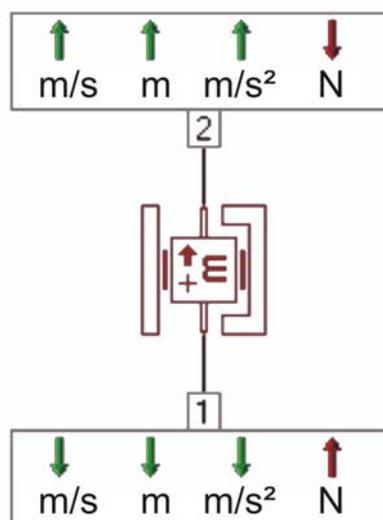


Bild 2.16 Masse mit Reibung

Dieses ist ein Modell der eindimensionalen Bewegung einer Masse, die unter der Wirkung der Gewichts- und Reibungskräfte sowie der externen Kräfte (Druckkraft, Elastizität) von den am Anschluss ① oder ② angeschlossenen Elementen, entsteht.

Der Weg ist durch Anschläge definiert.

Vier Arten von Reibungskräften sind zu betrachten, um die Kräftebilanz zu ermitteln:

- | | | |
|--------------------------------------|---|----------------------------------|
| - Statische Reibung | - | $F_R \sim \mu_s, F_N (v=0)$ |
| - Trockene Reibung (Coulomb) | - | $F_R \sim \mu_C, F_N (v \neq 0)$ |
| - Visköse Reibung (Stokes) | - | $F_R \sim v$ |
| - Dynamisch-visköse Reibung (Newton) | - | $F_R \sim v^2$ |

Der Stribeck-Effekt wird beim Übergang von der statischen auf die trockene Reibung durch eine Konstante berücksichtigt. Die Dämpfung der Nadelbewegung infolge der Viskosität des Kraftstoffes wird durch die Anwendung des Karnoop-Modells [34] berechnet.

NADEL MIT FEDER

Dieses Modul erlaubt die Ergänzung des Einspritzdüsenmodells um ein weiteres Element, die Feder die den Nadelschließvorgang unterstützt.

Die Kraft am Anschluss ③ ergibt sich aus der Eingangskraft am Anschluss ②, aus dem Druck, der auf den Kolben wirkt, und der Federkraft.

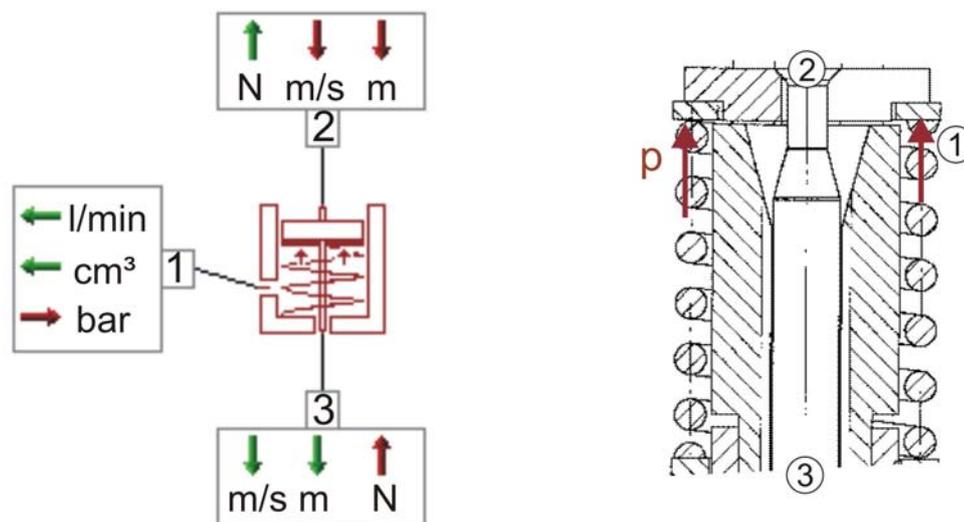


Bild 2.17 Nadel mit Feder – schematische Darstellung

$$F_3 = F_2 + p_1 \pi \frac{d_p^2 - d_r^2}{4} + kx_3 + F_v$$

k = Federkonstante

F_v = Federvorspannung

Gl. 2.18

SPIELPASSUNG MIT LECKAGE

Die Leckage in Zusammenhang mit einer Spielpassung sind grundlegende Elemente einer Paarung aus geführter Düsennadel und Düsenkörper. Die Länge der Passung, in der die Viskosität des Fluides im Modell berücksichtigt wird, wird als konstant angenommen.

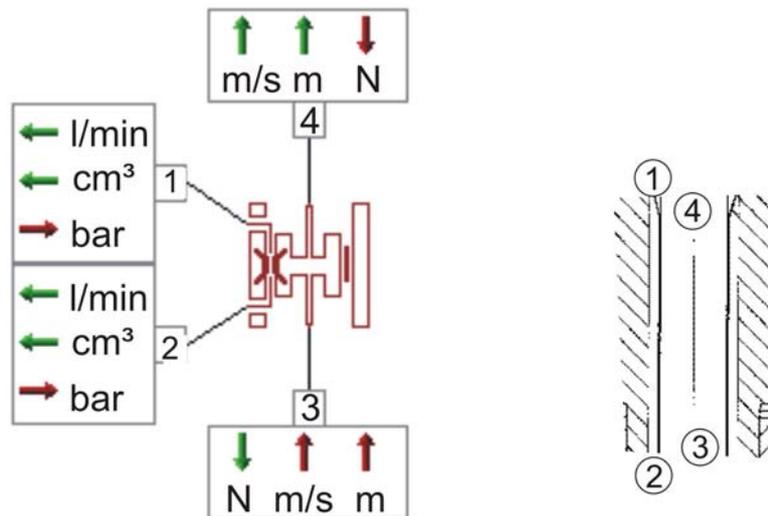


Bild 2.18 Leckage oder Spielpassung – schematische Darstellung

Die viskose Reibungskraft ist direkt proportional zu der dynamischen Viskosität, sowie dem Durchmesser, der Länge und der Geschwindigkeit der Düsennadel und umgekehrt proportional zur Passungsgröße.

Kalibrierung und Optimierung

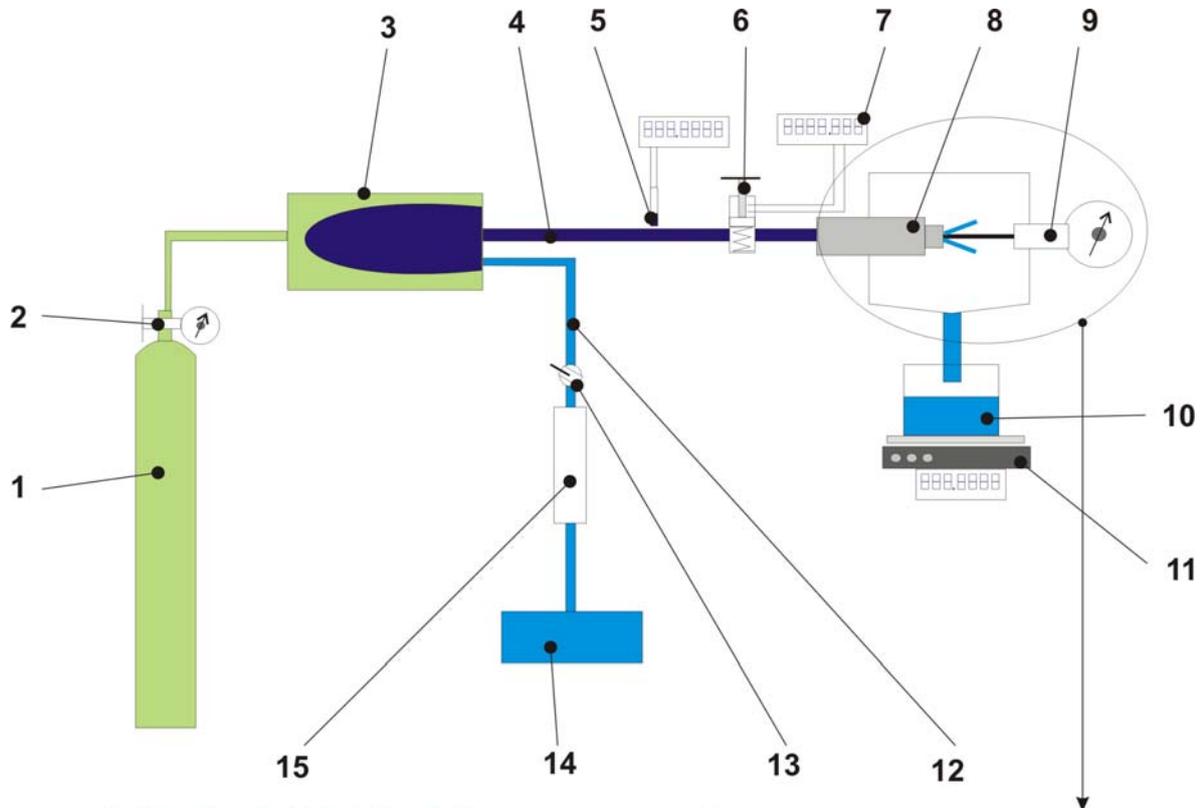
Folgende Parameter spielen in diesem Fall für die Kalibrierung der Modelle der Einspritzdüse eine wichtige Rolle:

- der Durchflusskoeffizient c_q ,
- der Düsennadelhub,
- der Düsenöffnungsdruck,
- die Federeigenschaften
- der geometrische Einspritzstrahlwinkel (bei Zapfendüsen).

Zur experimentellen Ermittlung dieser Parameter wurde im Rahmen dieser Arbeit auf einem Prüfstand eine Kraftstoffquelle mit einstellbarem Druck an einer Einspritzdüse angekoppelt. Der experimentelle Aufbau ist in Bild 2.19 dargestellt.

Die Gashochdruckstufe, bestehend aus dem Hochdruckstickstoffspeicher (1), dem Gasdruckregler (2) und der Gasseite des Kraftstoff/Stickstoff-Hochdruckspeichers (3)

sichert einen konstanten Druck auf der Kraftstoffblase. Durch die Betätigung des elektromagnetischen Absperrventils (6) wird der Hochdruckspeicher (3) durch die Hochdruckleitung (4) mit dem Prüfling (8) verbunden und gleichzeitig die Zeitmessstelle (7) aktiviert. Die Durchflussmenge wird mittels einer Waage (11) gemessen. Gleichzeitig kann der druckabhängige Hub mittels einer Weg-Messuhr (9) ermittelt werden.



1. Hochdruckstickstoffspeicher
2. Gasdruckregler + Manometer
3. Kraftstoff / Stickstoff-Hochdruckspeicher mit Kraftstoffblase
4. Hochdruckleitung
5. Druckmessstelle
6. Elektromagnetische Absperrventil
7. Zeitmessstelle
8. Prüfling (Einspritzdüse)
9. Weg-Messuhr
10. Kraftstoffbehälter
11. Waage
12. Niederdruckleitung
13. Niederdruckabsperrrhahn
14. Kraftstofftank
15. Niederdruckkraftstoffpumpe

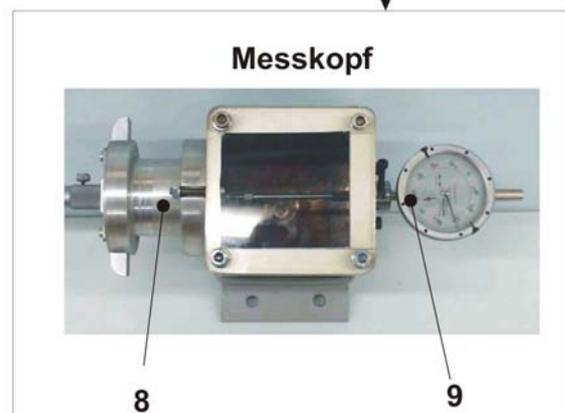


Bild 2.19 Prüfstand zur Messung der charakteristischen Durchflussrate und des Nadelhubs einzelner Komponenten des Einspritzsystems

Bild 2.21 zeigt die gemessenen Durchflusskennlinien und die entsprechenden Nadelhübe für zwei verschiedene Bauarten von Zapfendüsen, die im Rahmen dieser

Arbeit entwickelt wurden. Dabei handelt es sich um eine längs durchströmte Düse (EZ1/0) (Bild 2.20a) bzw. eine Düse mit tangentialer Durchströmung in Sitznähe (Bild 2.20b) zur Erzeugung eines Dralls im Strahl (EZ2/3T).

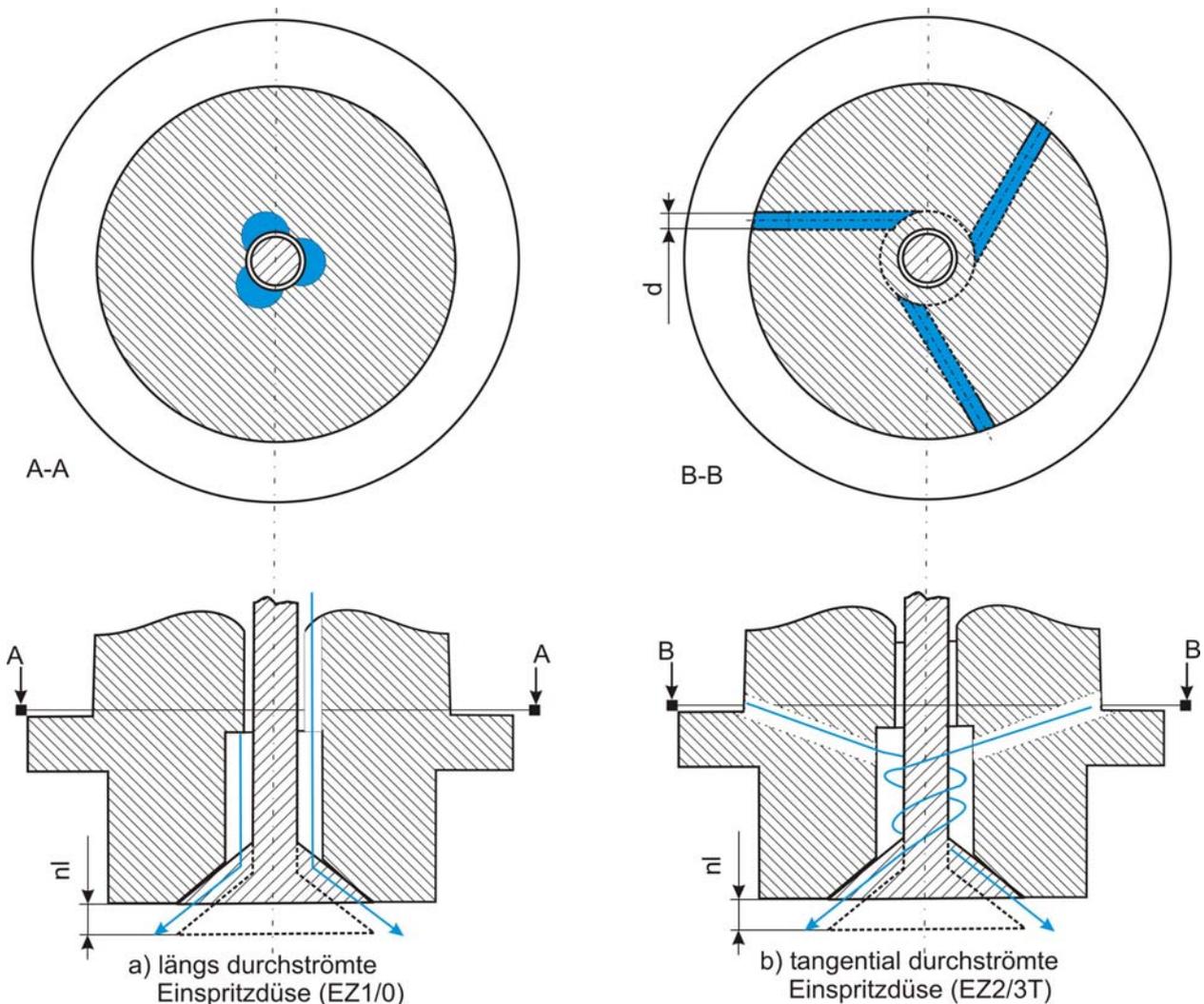


Bild 2.20 Schematische Darstellung der Funktionsweise der entwickelten Zapfendüsen

Bild 2.21a zeigt einen deutlichen Unterschied zwischen den Durchflussraten der zwei Düsen. Die Umlenkung der Strömung durch die tangentialen Bohrungen bei der EZ2/3T-Düse führt zu einem kontrollierten Drall im Einspritzstrahl, aber auch zu einer Zunahme der Druckverluste, wodurch die Durchflussrate sinkt. Der maximale Nadelhub $n_{l_{max}}$ wird dabei erst bei höherem Systemdruck (74bar statt 46bar für $n_{l_{max}} = 0,16\text{mm}$) erreicht, wie dies in Bild 2.21b dargestellt ist

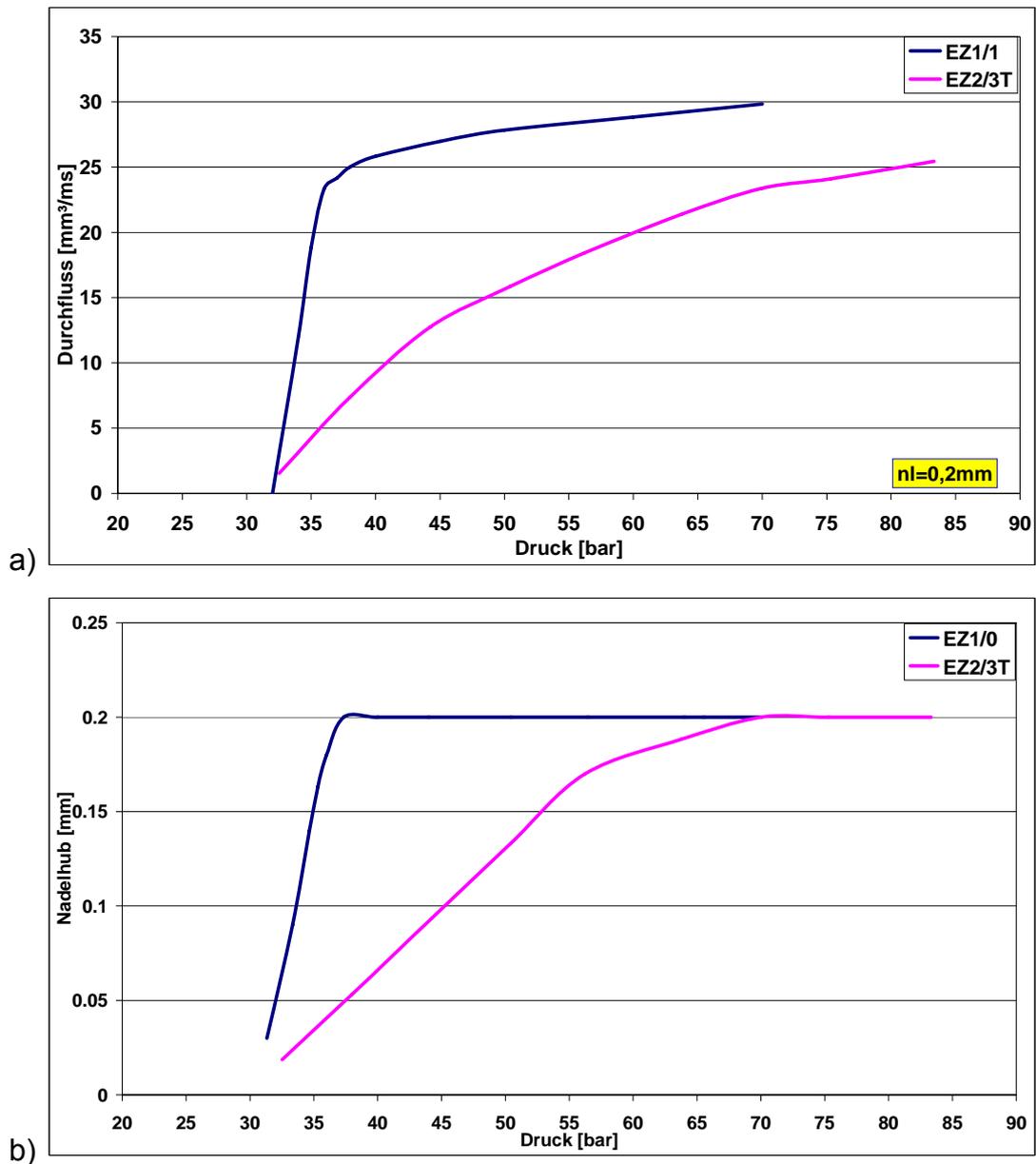


Bild 2.21 Durchflussrate und Nadelhub in Abhängigkeit vom Eingangsdruck für zwei Düsenarten - gemessen

Drei Funktionsbereiche der angewendeten Zapfendüsen können anhand der gemessenen sowie der simulierten Werte festgestellt werden. Für einen Druck, der kleiner als der Öffnungsdruck (Bereich B1 in Bild 2.22) ist, bleibt die Düse geschlossen. Eine Druckzunahme über den Düsenöffnungsdruckpegel ($p_{\text{ö}}$) führt zu einer entsprechenden Zunahme der Durchflussrate, deren Wert von dem Wert des Durchflusskoeffizienten c_q direkt abhängig ist – wie in Bild 2.22 dargestellt.

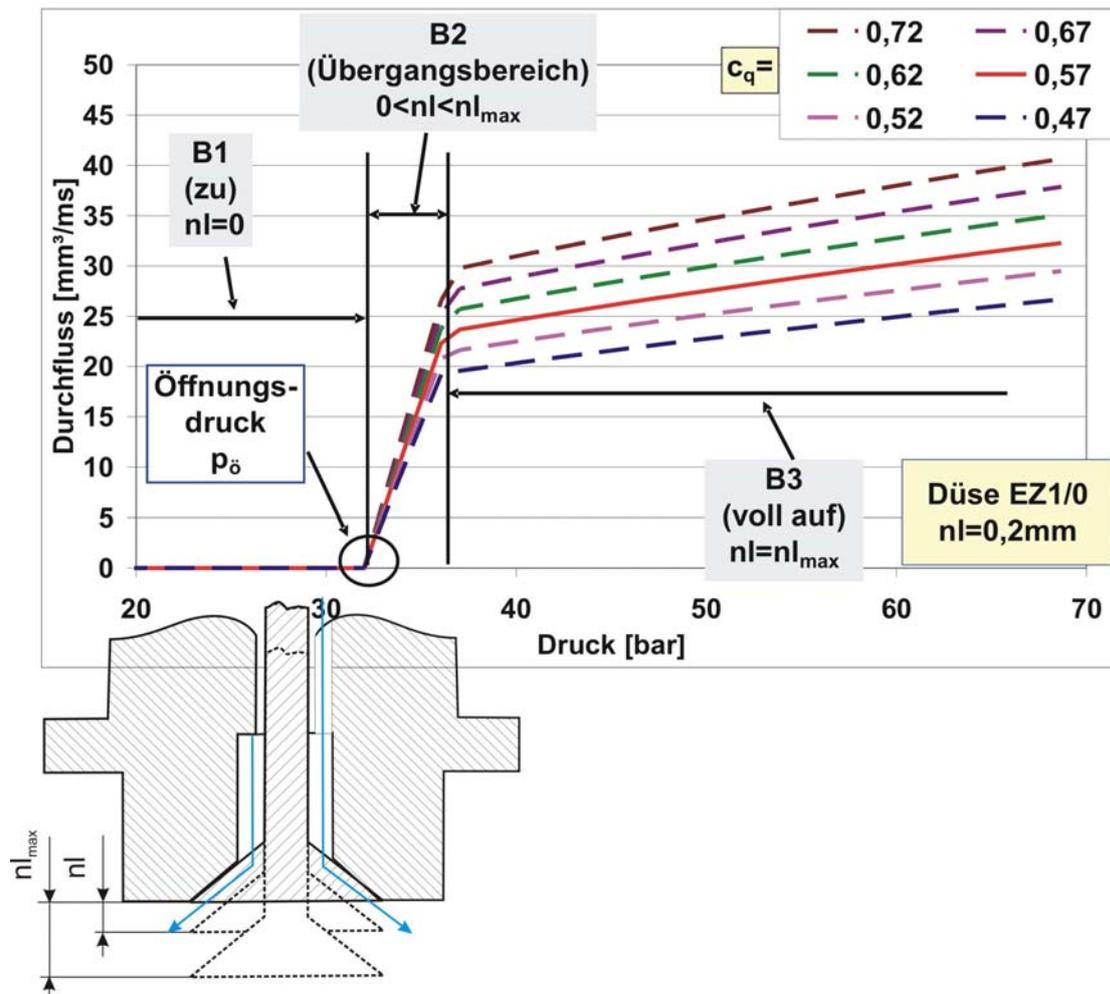


Bild 2.22 Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des Durchflusskoeffizienten – Simulation

Der Druck in dem Punkt, in dem die Durchflusswerte größer als null werden, entspricht dem Öffnungsdruck der Düse und wird für die genaue Kalibrierung der Federvorspannung F_V im Modell (Bild 2.23a) benutzt. Der jeweils steilere Teil der Kurven entspricht dem Übergangsbereich (Bereich B2 in Bild 2.22) wobei der Nadelhub von Null bis zum maximal eingestellten Nadelhub nl_{max} steigt. Innerhalb dieses Bereiches ist die Zunahme der Durchflussrate nicht nur von der Druckänderung beeinflusst, sondern auch von der Zunahme des effektiven Durchflussquerschnittes. Die Steigung der Kurve wird von der Federsteifigkeit und vom Durchflusskoeffizienten bestimmt und wird entsprechend für die Kalibrierung dieses Parameters benutzt, wie in Bild 2.23b dargestellt. Nach Erreichen des Maximalhubes (Bereich B3 in Bild 2.22) wird die Durchflussrate nur vom Druckverlauf bestimmt. In diesem Bereich sind die Einstellungen für den Nadelhub (Bild 2.24) sowie den Durchflusskoeffizienten (Bild 2.22) ausschlaggebend für den Verlauf der Kurve.

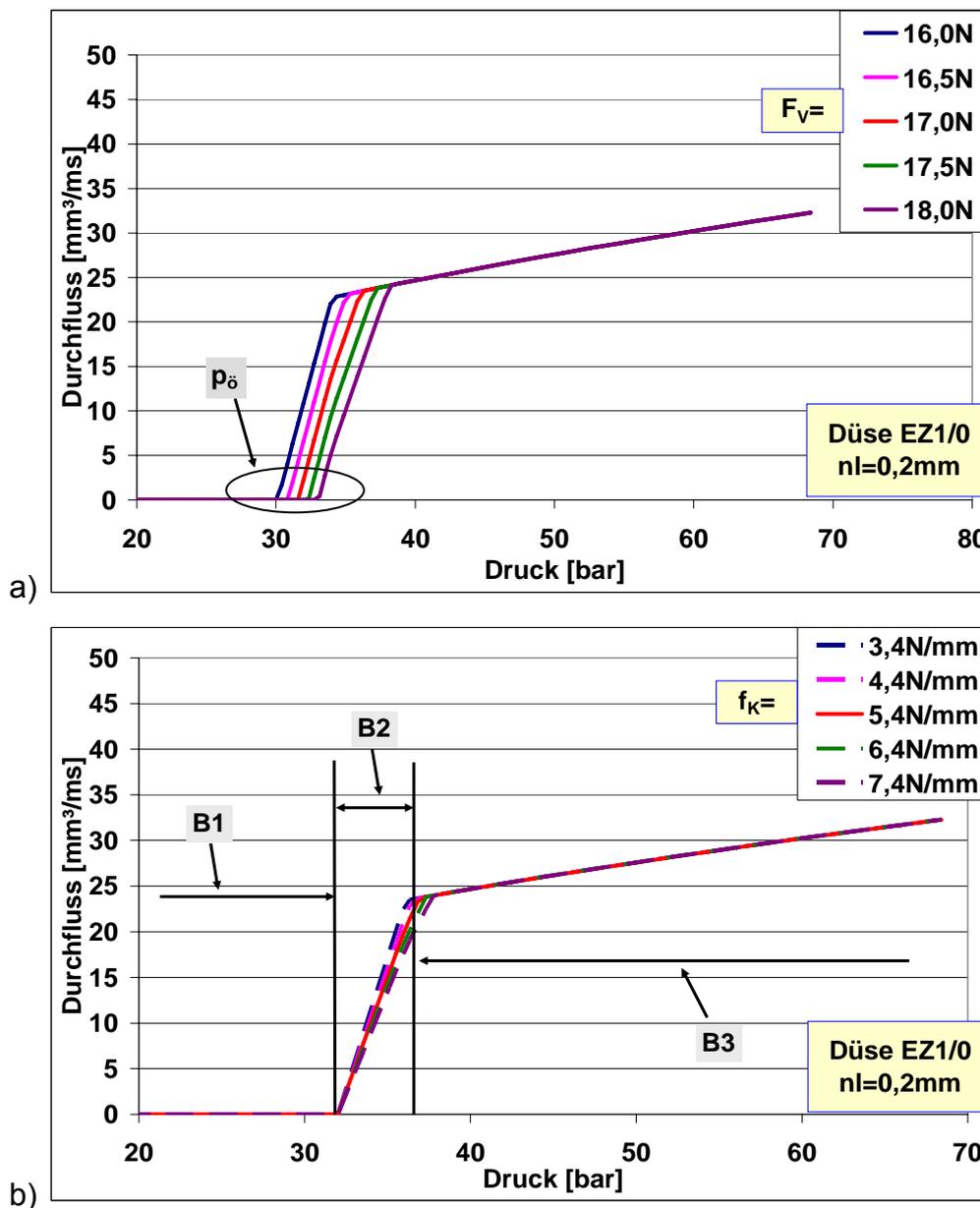


Bild 2.23 Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte der Federvorspannung (a) und der Federsteifigkeit (b) – Simulation

Die Bilder 2.22 bis 2.24 zeigen, wie sich durch Änderung der Düsenkenngrößen eine Änderung die Durchflusscharakteristik der Düse verändern lässt. Die leicht verkleinerte Durchflussrate im Fall der Einspritzdüse mit tangentialen Bohrungen (EZ2/3T) bei gleichem Druck im System führt – wie auch die Ergebnisse in Bild 2.21 bestätigen – auch zu einer kleineren Einspritzmenge bei gleichem Druckverlauf im System. Der größere energetische Aufwand wird aber von der Qualität des Strahls – kürzere Eindringtiefe, bessere Zerstäubung – kompensiert.

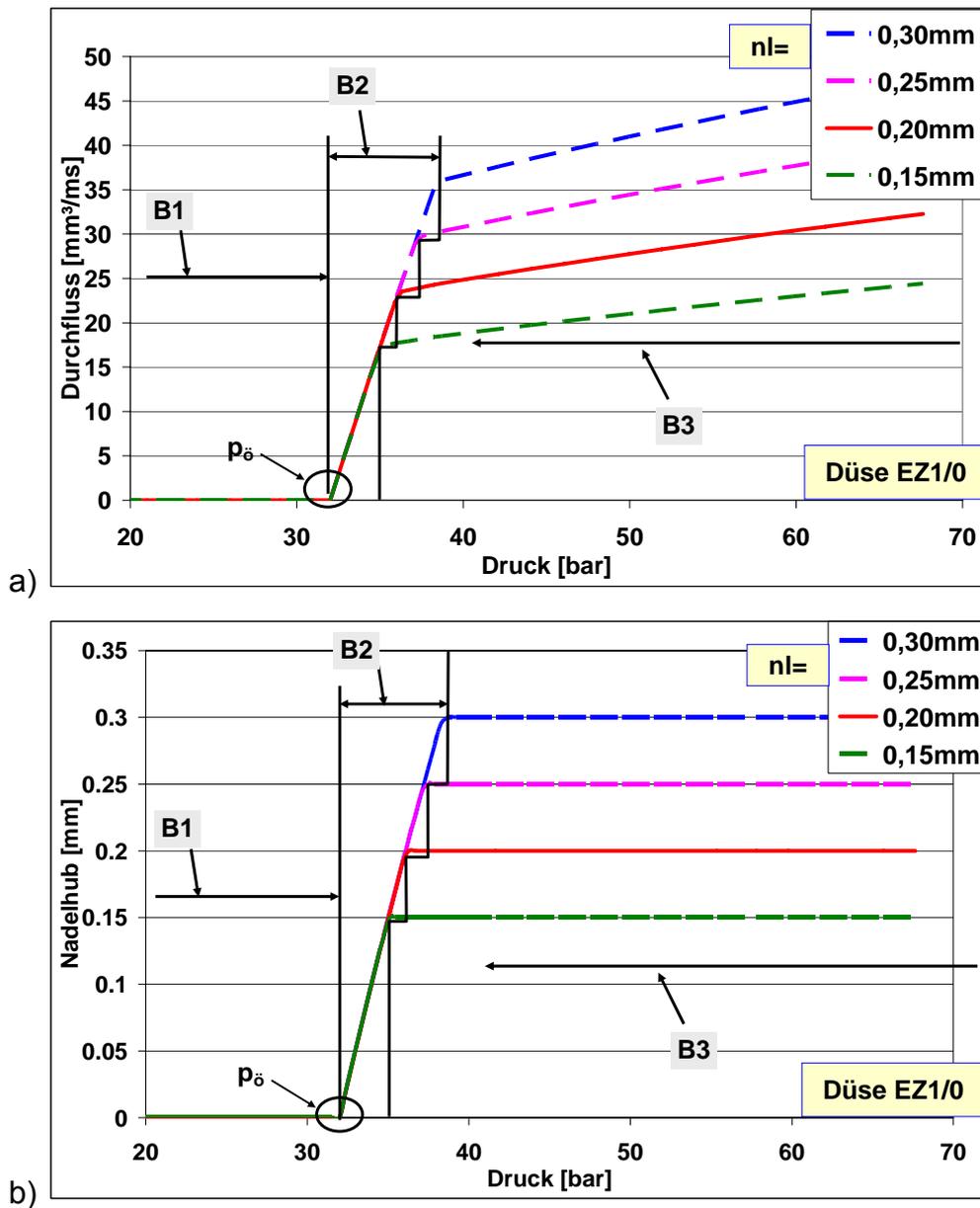


Bild 2.24 Durchflussrate der Einspritzdüse EZ1/0 in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des Nadelhubes – Simulation

Diese experimentell ermittelten Daten dienen der Modellkalibrierung. Eingangsparameter wie Nadelhub oder Öffnungsdruck könnten dabei innerhalb des üblichen Arbeitsbereiches des Systems ohne Korrektur des Durchflusskoeffizienten variiert werden. Solche Beispiele für Vergleiche zwischen Simulation und Experiment sind für die zwei untersuchten Arten von Zapfendüsen in Bild 2.25 a und b dargestellt.

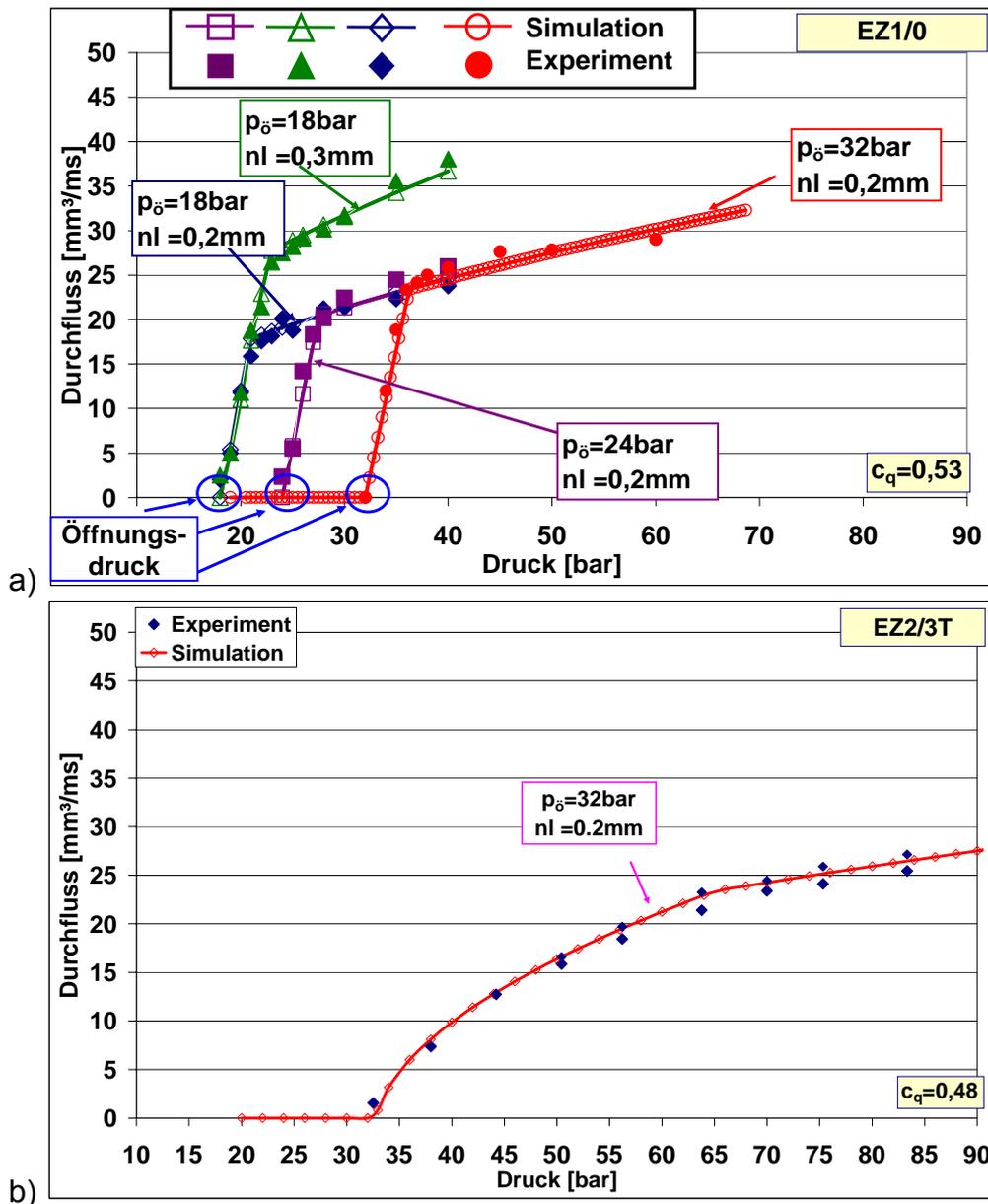


Bild 2.25 Durchflussrate der Einspritzdüse in Abhängigkeit des Drucks, für verschiedene Werte des eingestellten Nadelhubs – Vergleich Simulation – Experiment

a) längs durchströmte Düse (EZ1/0)

b) tangential durchströmte Düse (EZ2/3T)

Obwohl die Geometrie der Paarung Nadel/Nadelsitz mit Sackvolumen kaum geändert wurde, führen die tangentialen Bohrungen durch die geänderte Strömung zu einer Änderung des Durchflusskoeffizienten von 0,53 auf 0,48. Diese notwendige Änderung unterstreicht die Bedeutung solcher Kalibrierungen.

2.4.2 Modellierung, Kalibrierung und Optimierung des Hochdruckerzeugungsmoduls

Modellierung

In einem Direkteinspritzsystem mit Hochdruckmodulation steuert ein Hochdruckerzeugungsmodul während seiner Öffnungsphase die Dauer des Kraftstoffrückflusses und dadurch dessen Beschleunigung. Durch schnelles Schließen wird eine Hochdruckwelle hervorgerufen, deren Amplitude von der Endgeschwindigkeit des Kraftstoffes vor dem Schließen abhängig ist.

In [33] und [38] wurde die Auslegung solcher Hochdruckerzeugungsmodule ausführlich dokumentiert. Die Ausführung des Hochdruckerzeugungsmoduls (BSV01/03), das für diese Arbeit benutzt wurde, basiert auf einer in [33] strömungs- und energetisch-verbesserten Variante, die gemäß [13], [39] und [40] weiter entwickelt wurde.

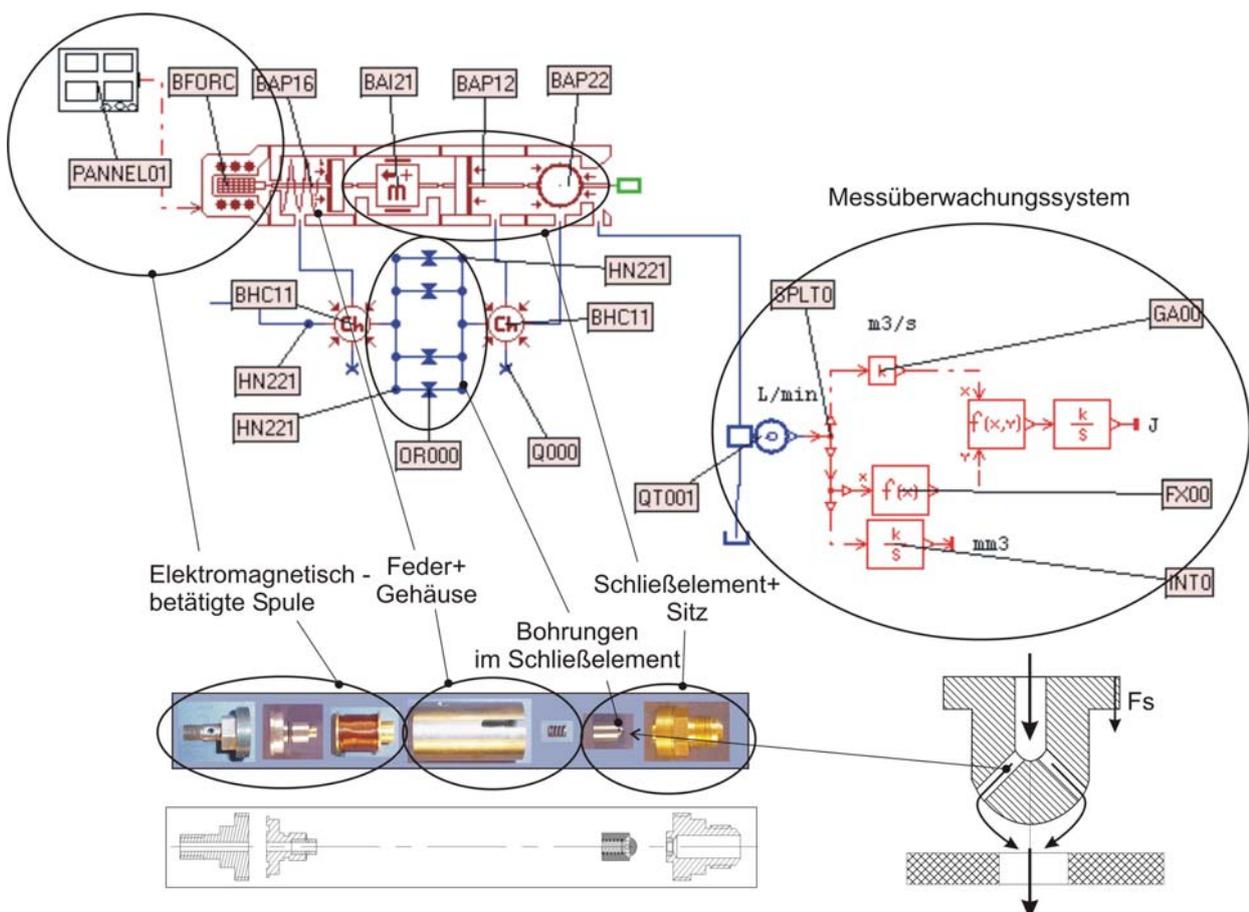


Bild 2.26 Modell des Hochdruckerzeugungsmoduls

Ähnlich wie im Fall der Einspritzdüse wurden die Modelle für das Hochdruckerzeugungsmodul auf Basis von konstruktiven Ausführungen modelliert – wie in Bild 2.26 dargestellt – und durch Durchflussmessungen kalibriert.

Das Modell besteht aus folgenden vier Sub-Modulen:

- 1 *Schließelement*: Dieses Sub-Modul wurde, wie in Bild 2.27 dargestellt, aus hydraulischen Elementen der HD (Hydraulic Design)- und HCD (Hydraulic Component Design)-Bibliotheken – Masse mit Reibung, Körper, Schließteil mit kugelförmigem Sitz, Bohrungen und Verbindungen – gestaltet.

HCD-Bibliothek

HD-Bibliothek

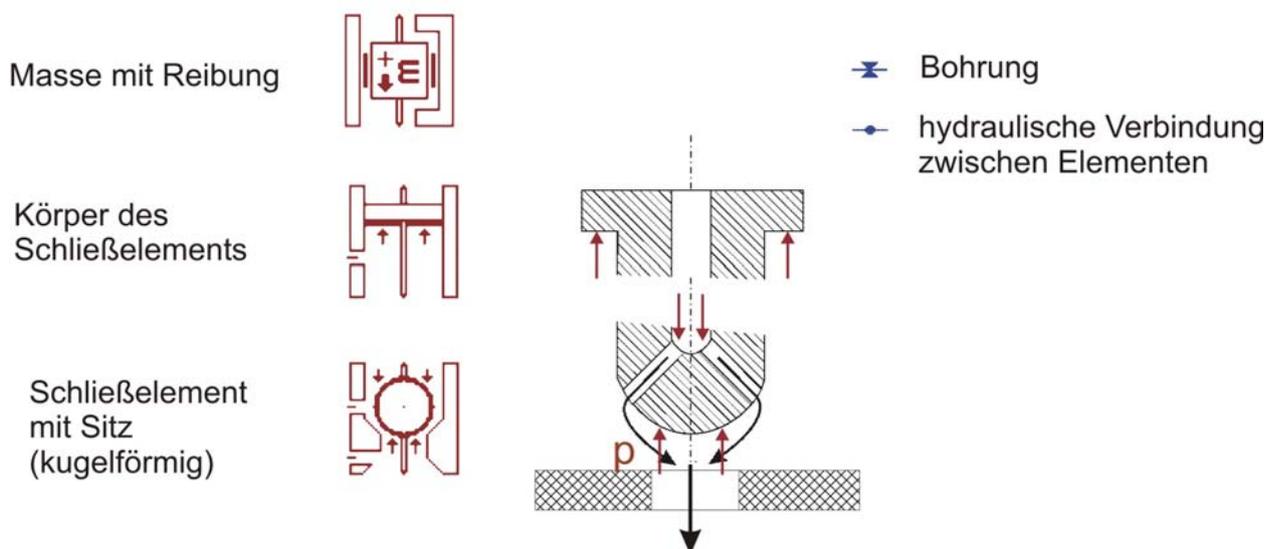


Bild 2.27 Komponenten des Sub-Moduls Schließelement

- 2 *Feder*: Dieses Element wurde ähnlich wie im Fall der Einspritzdüse modelliert.
- 3 *Elektromagnetische Spule*: Dieses Modul besteht aus einem Signalgenerator – einem speziell für diese Anwendung entwickelten Element – und einem Konverter-Element zur Konvertierung des Signals in eine Kraft.

Der Signalgenerator wurde entwickelt, um die Funktion des elektromagnetischen Sub-Moduls samt Steuerelektronik nachzubilden. Dabei wird ein rechteckiges Signal mit Rampen im Ein- und Ausschaltbereich generiert, wie in Bild 2.28 dargestellt. Ein- und Ausschaltverzögerung entsprechen der Verzögerung beim Auf- bzw. Abbau des Magnetfeldes in der Spule. Durch die Kalibrierung der Verzögerungskonstanten konnten die gemessene und die berechnete Verzögerungsdauer der Schließelementbewegung abgestimmt werden.

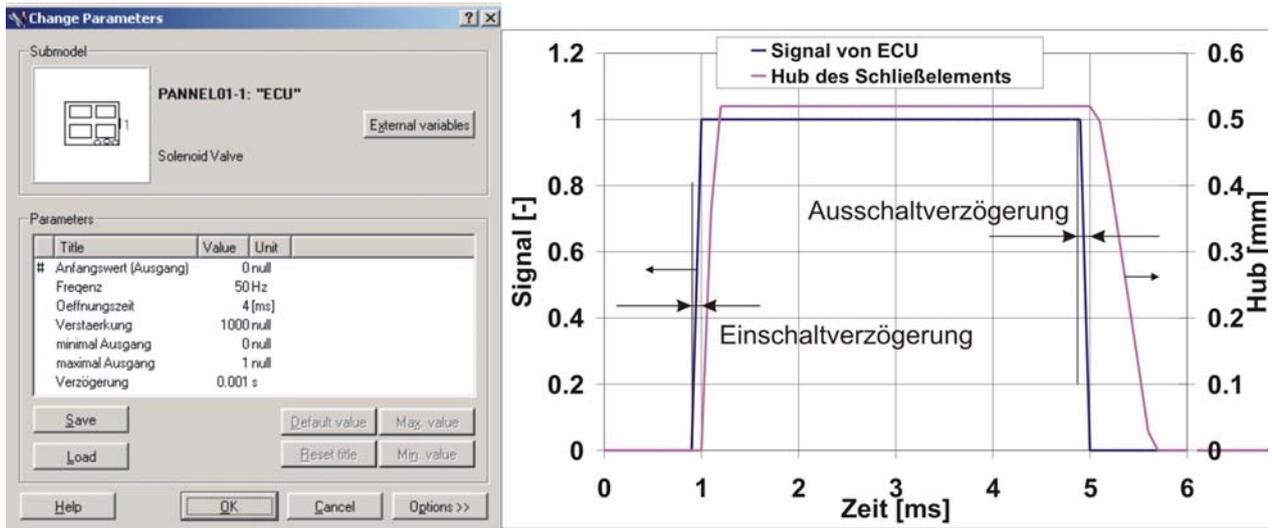


Bild 2.28 Bedienfeld des Elements Pannel01-01 zur Modellierung der Signale aus dem Steuergerät (ECU)

4 *Messüberwachungssystem:* Durch Auswertung der Durchflussrate mittels Funktionen – Element FX00 in Bild 2.26 – und Integratoren – Element INTO in Bild 2.26 – werden die Durchströmungsgeschwindigkeit sowie die kumulierte rücklaufende Menge ermittelt. Das System basiert auf Elementen der Signal- und der Kontroll- Bibliothek.

Kalibrierung und Optimierung

Die Messanordnung für die Kalibrierung des Hochdruckerzeugungsmoduls entspricht jener der Einspritzdüsen. Der eingestellte statische Druck ist viel kleiner als im Fall der Düse und entspricht bei Werten unter 15bar dem üblichen Arbeitsbereich eines solchen Druckerzeugungsmoduls.

Die Durchflusskoeffizienten der Durchflussbohrungen und der Anker-Sitz-Paarung spielen auch in diesem Fall die wesentliche Rolle für die Kalibrierung – wie die Teilbilder von Bild 2.29 zeigen. Der Anker wurde dabei stets direkt bis zum maximalen Hub geöffnet.

Zusätzliche Messungen wurden mit kleineren eingestellten Nadelhuben durchgeführt – Bild 2.30 – um die Gültigkeit der ermittelten Durchflusskoeffizienten auch während der Öffnung des Schließelementes zu überprüfen.

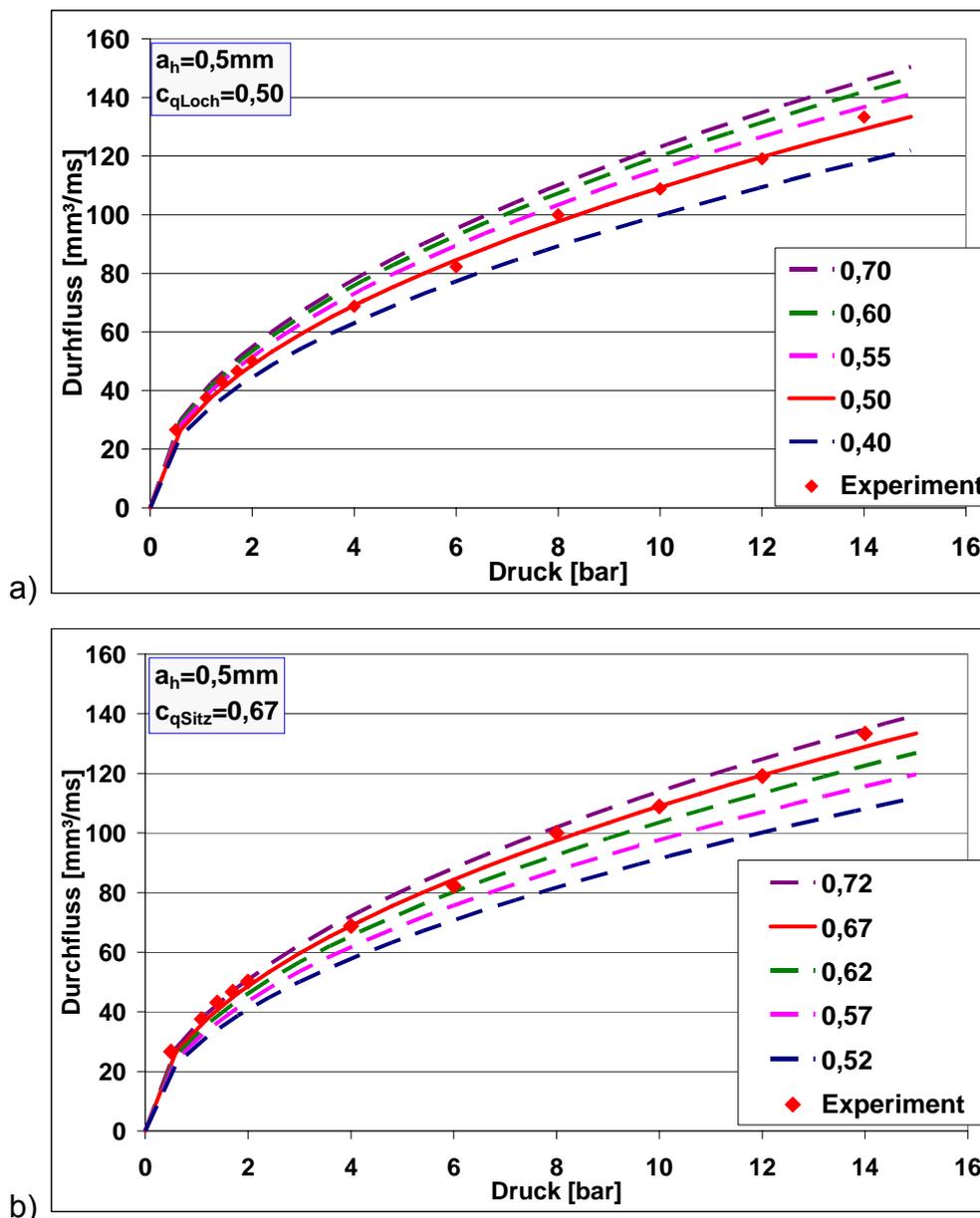


Bild 2.29 Durchflussrate durch das Hochdruckerzeugungsmodul BSV 01/03 in Abhängigkeit des Drucks – berechnet und gemessen :

a) bei Variation des Durchflusskoeffizienten des Schließelementes

b) bei Variation des Durchflusskoeffizienten der Ankerbohrungen

Für die weitere Modellierung des Systems wurden die Koeffizienten, die beim maximalen Hub kalibriert wurden (und nicht bei einem Mittelwert), angewendet: Die Phase des Ankerhaltens beim Maximalhub ist wesentlich länger als die Bewegungsdauer und bestimmt demzufolge die Endgeschwindigkeit des Kraftstoffes in der Schwungleitung. Die Übereinstimmung zwischen der berechneten und der gemessenen Rücklaufmenge im gesamten Einspritzsystem unter verschiedenen Arbeitsbedingungen bestätigt die Richtigkeit dieser Annahme [45, 46, 47].

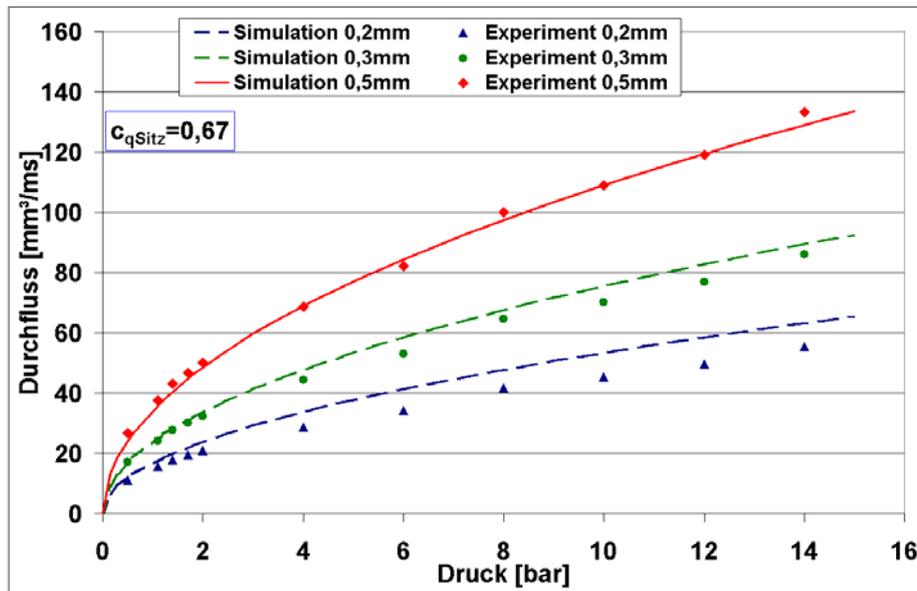


Bild 2.30 Durchflussrate durch das Hochdruckerzeugungsmodul BSV 01/03 in Abhängigkeit von Druck und Hub des Ankers – berechnet und gemessen

Die Kalibrierung der Verzögerungskonstanten für das Steuermodul erfolgt durch die Auswertung der Verzögerung zwischen dem Einschaltsignal und der Drucksenkung unmittelbar vor dem Schließelement (t_{EV} - Einschaltverzögerung) bzw. zwischen dem Abschaltsignal und der Entstehung einer Druckwelle vor dem Schließelement (t_{AV} - Abschaltverzögerung), wie in Bild 2.31 auf Basis von experimentell ermittelten Ergebnissen dargestellt.

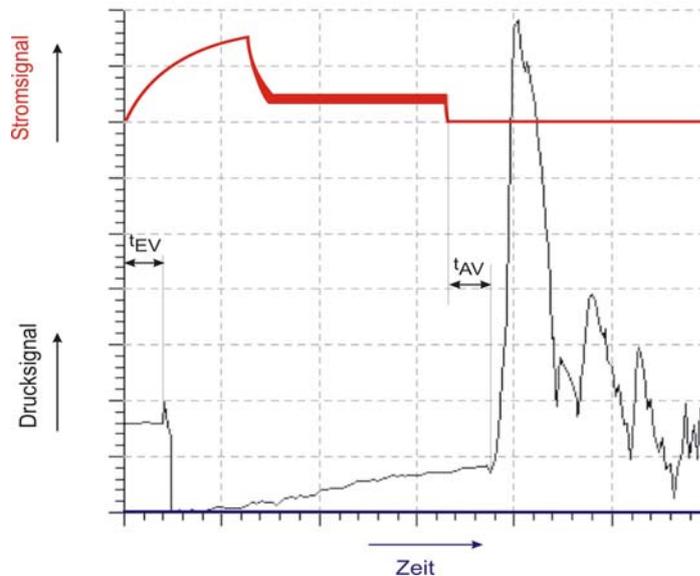


Bild 2.31 Steuerstromsignal und resultierendes Drucksignal, gemessen in der Nähe des Schließelementes eines Druckerzeugungsmoduls

2.4.3 Optimierung des Direkteinspritzsystems durch Interaktion von Simulation und Experiment

Die Anzahl der Funktionsmodule des Einspritzsystems sowie die gegebene Konstruktionsvielfalt führen zu zahlreichen Kombinationsmöglichkeiten, die sich durch numerische Modellierung sehr effektiv bewerten lassen. Im Rahmen der Optimierungsarbeit wird dafür weiterhin der AMESim-Code verwendet. In Bild 2.32 sind zwei Konfigurationen eines Einspritzsystems für einen Ein-Zylinder-Testmotor sowie die zugehörigen Komponenten dargestellt: Eine erste Konfiguration (SIS – Single Injection System) ist durch nur eine Einspritzdüse gekennzeichnet und wurde mit zwei Varianten der Einspritzdüse, einer nach innen öffnende Zweilochdüse bzw. einer nach außen öffnende Zapfendüse, ausgeführt. Die zweite Konfiguration weist zwei nach außen öffnende Einspritzdüsen (DIS – Double Injection System) auf und ist für die doppelstrahlgeführte Gemischbildung ausgelegt. Die Nieder- und die Hochdruckerzeugungsmodule sind für beide Konfigurationen ähnlich.

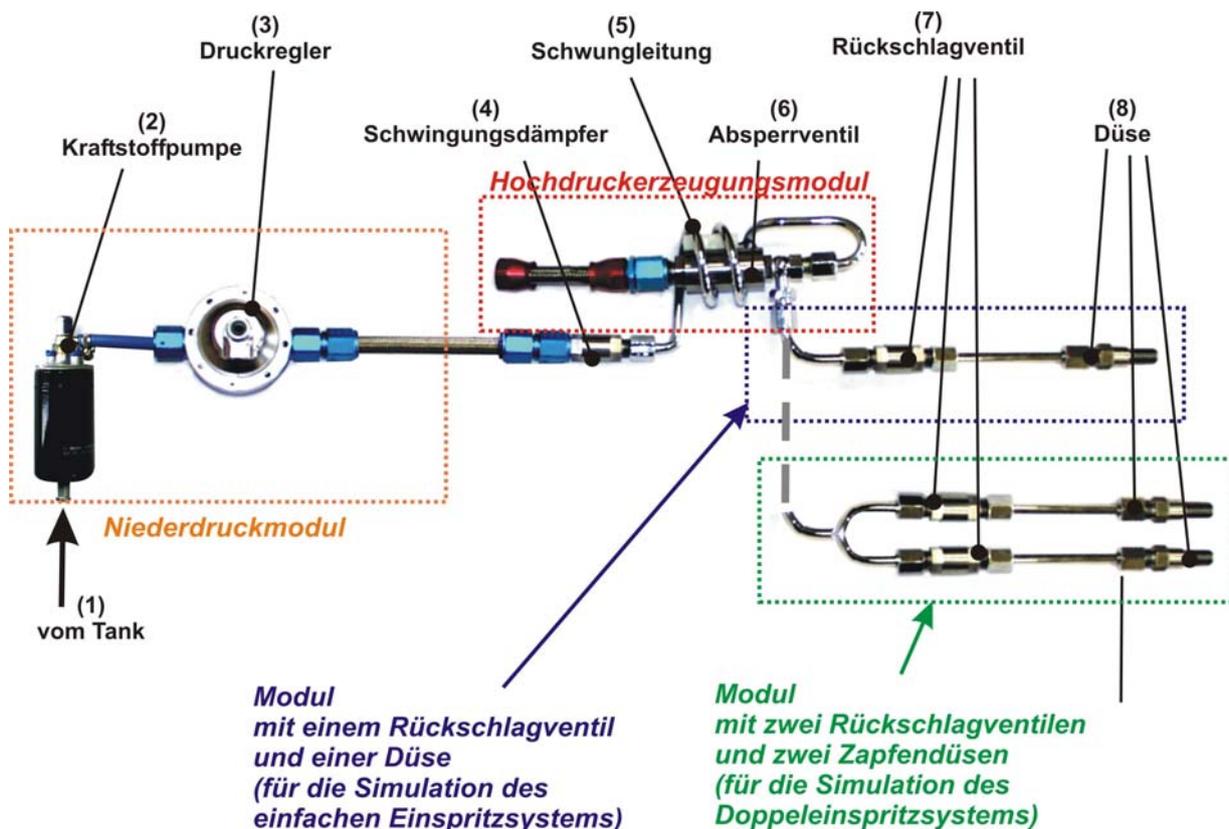


Bild 2.32 Experimentelle Ausführung der untersuchten Einspritzsysteme

Bild 2.33 zeigt das mittels AMESim aufgebaute Modell des Einspritzsystems in den zwei Konfigurationen.

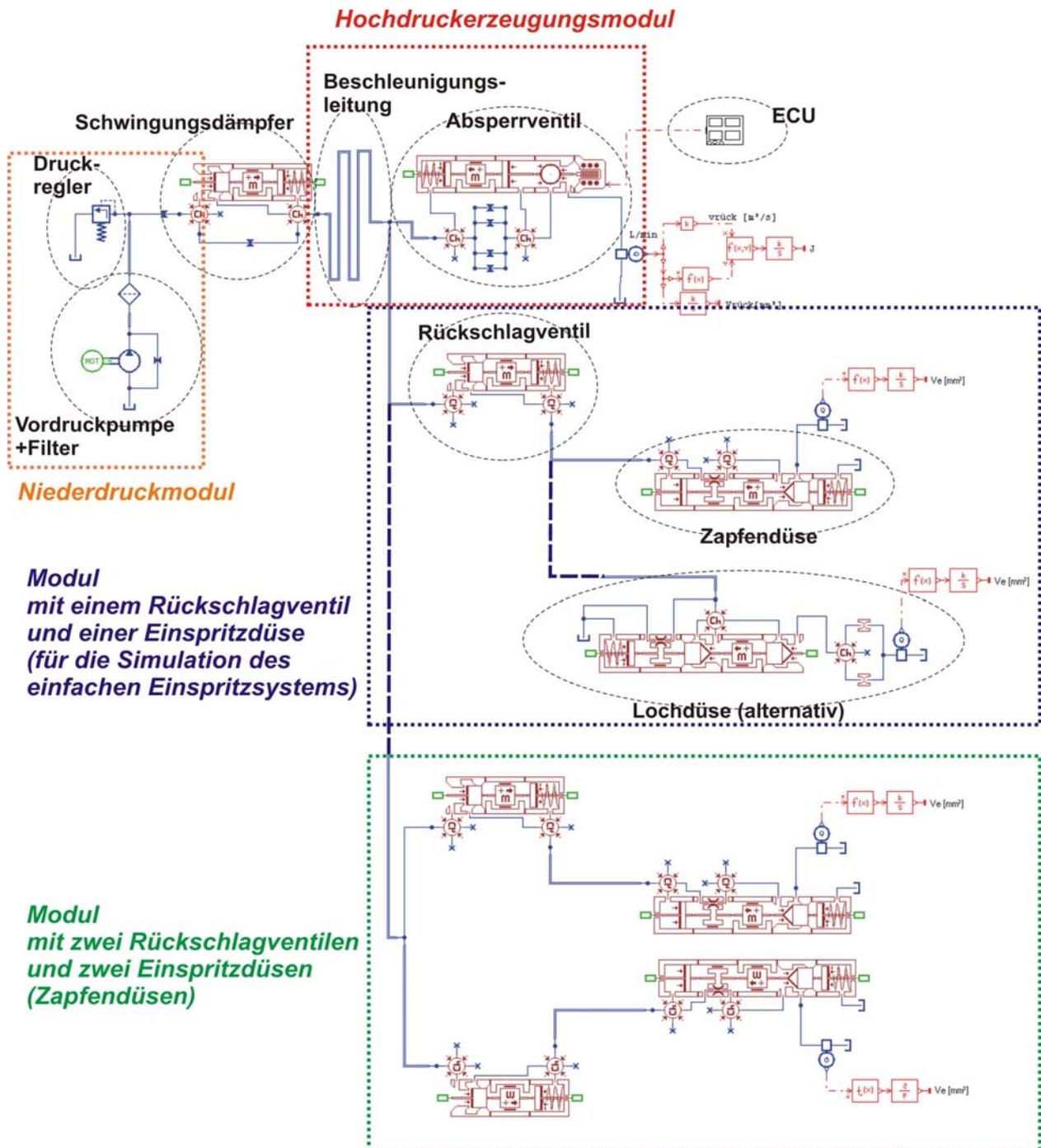


Bild 2.33 Modell des Zwickauer Benzin-Direkteinspritzsystems mit Hochdruckmodulation (AMESim)

Die Verwendung einer Zapfen-Einspritzdüse führt im Vergleich mit einer Loch-Einspritzdüse für gleiche Anwendung aufgrund der wesentlich geringeren Trägheits- und Reibungskraft der Düsennadel zu einer Verringerung der Einspritzdauer um 40%, wie in Bild 2.35 dargestellt [41]. Aus diesem Grund wurden Lochdüsen für die Optimierung des Einspritzsystems mit Hochdruckmodulation nicht weiter berücksichtigt.

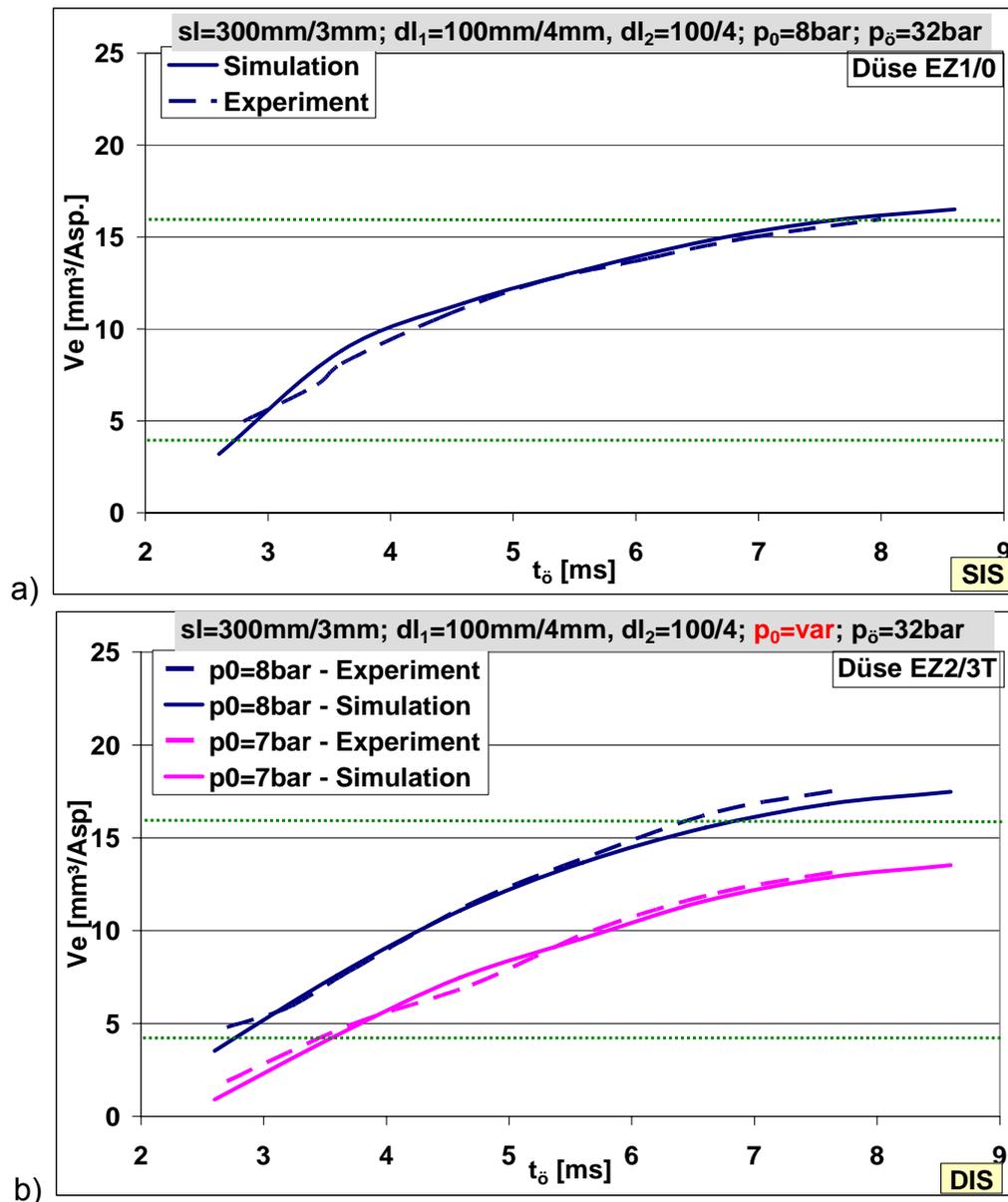


Bild 2.34 Einspritzvolumen in Abhängigkeit der Öffnungsdauer des Hochdruckerzeugungsmoduls – Vergleiche zwischen Simulation und Experiment

Die Abstimmung der Simulation mit experimentellen Ergebnissen ist für beide Konfigurationen aus Bild 2.34 ersichtlich. Die gute Übereinstimmung konnte für unterschiedliche Arbeitsbedingungen des Einspritzsystems nachgewiesen werden [41, 43, 45, 46, 47, 48]. Die Analyse der simulierten Einspritzverläufe und der Einspritzcharakteristiken bei zahlreichen Kombinationen von Kenngrößen und Parametern in Zusammenhang mit der 3D-Simulation der Strahlausbreitung erlaubt die Anpassung des Einspritzsystems an vorgegebene Motorcharakteristiken, insbesondere an eine vorhandene Brennraumgeometrie.

Wichtige Systemgrößen mit starkem Einfluss auf die Funktion bzw. auf Kennwerte des Systems, wie Einspritzvolumen und Druckverlauf, sind:

- die effektiven Durchflussquerschnitte der durchströmten Bauteile im gesamten System
- Länge (l_{s1}) und Durchmesser (d_{s1}) der Beschleunigungsleitung
- Abmessungen der Hochdruckleitungen: Länge (l_{d11} und l_{d12}) und Durchmesser (d_{d11} und d_{d12})
- Hub des Absperrelementes (Anker) im Hochdruckerzeugungsmodul (n_a)
- Gestaltung der Strömung im und um den Anker
- Gestaltung der Durchströmung der Einspritzdüse
- Einstellungen der Einspritzdüse: Nadelhub (n_l) und Öffnungsdruck (p_δ)
- Kraftstoffart (Kst)

Zwei Beispiele für den Einfluss solcher Systemgrößen auf den Druck- und den Einspritzverlauf im System werden in Bild 2.35 dargestellt. Bedingt durch die unterschiedlichen Funktionsarten ist die Düsennadel einer nach innen öffnenden Einspritzdüse stets schwerer als die einer nach außen öffnenden. Für einen ähnlichen Druckverlauf im Einspritzsystem wird die Bewegung der schwereren Düsennadel wesentlich langsamer, was sich in Druckverlauf am Düseneingang, Durchströmung, Einspritzrate und Geschwindigkeit widerspiegelt. Es ist insbesondere nachteilig, dass die Einspritzrate und die Einspritzgeschwindigkeit jeweils eine geringere Amplitude, dafür eine längere Dauer, aufweisen. Die Simulation gestattet dennoch, durch die möglichen Kombinationen von Parametern, eine optimale Konfiguration abzuleiten. Andererseits bewirkt der höhere Öffnungsdruck der Einspritzdüse generell eine kürzere Dauer des Einspritzvorgangs bei Zunahme von Einspritzrate und -geschwindigkeit. In dieser Weise kann ein Einspritzverlauf unterschiedlichen Motoranforderungen angepasst werden. Darüber hinaus gewährt die Simulation die Bewertung unterschiedlicher Toleranzeinflüsse im Einspritzsystem. Dazu zählen die Abweichungen oder Schwankungen von Kraftstoffdichte und -temperatur oder die Toleranzen bei Fertigung und Montage der Einspritzsystemteile (Hübe, Bohrungsdurchmesser, Leitungslängen). Eine nähere Analyse der Anpassungsmöglichkeiten des Systems wird in Abschn. 2.4.3 durchgeführt.

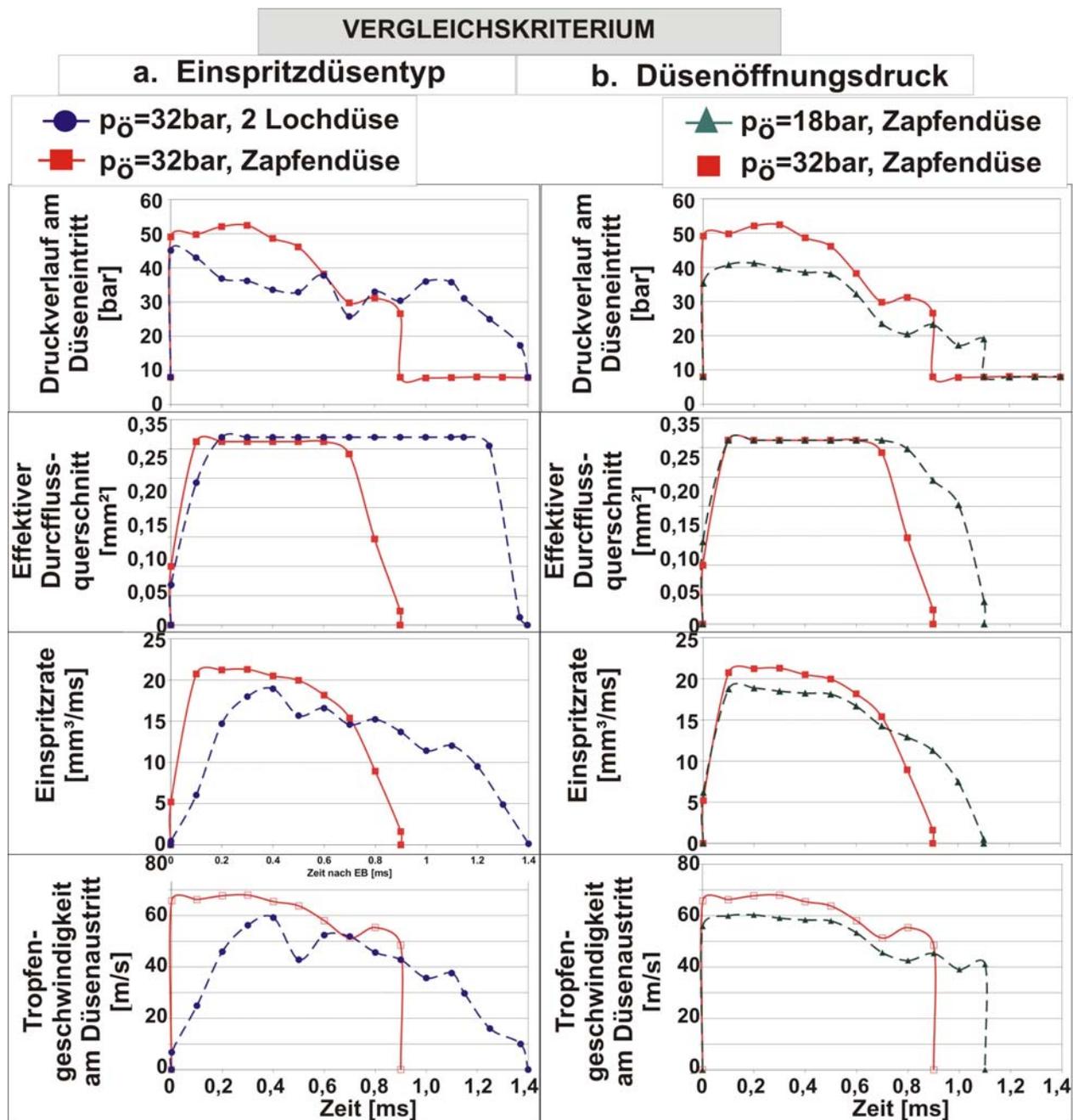


Bild 2.35 Einfluss der Einspritzdüsenart und des eingestellten Düsenöffnungsdrucks auf den Kenngrößenverlauf eines Direkteinspritzsystems nach dem Druckstoßverfahren [41]

Für die Auslegungen der Komponenten des Einspritzsystems wurden Arbeitsfrequenzen zwischen 5 bis 300Hz – die bei einem Viertaktmotor einem Drehzahlbereich von 600 bis 18.000 min^{-1} entsprechen – und Einspritzvolumina zwischen 3 bis 16 mm^3 zugrunde gelegt.

2.4.4 Einfluss der Einstellparameter und der Funktionstoleranzen auf die Kenngrößen des Direkteinspritzsystems

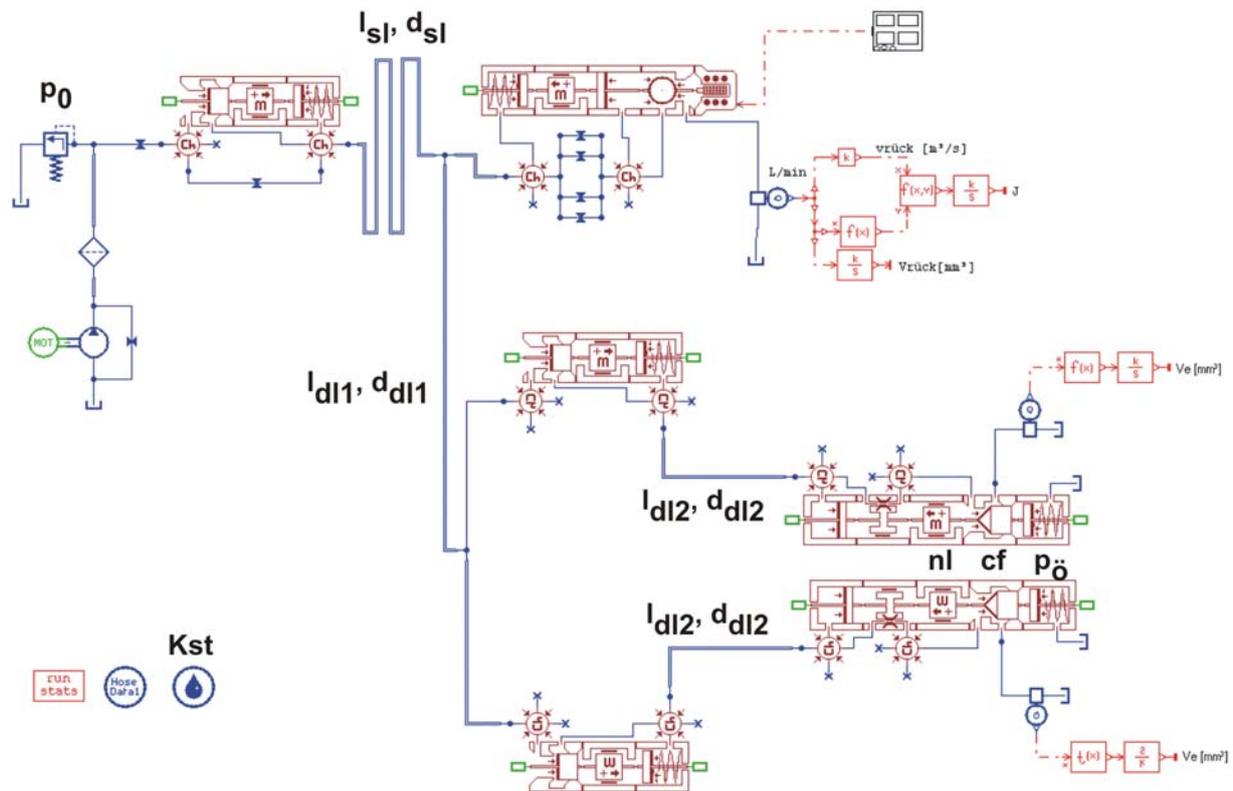


Bild 2.36 Modell des Doppel-Einspritzsystems und Parameter für die weitere Optimierung

Der Einfluss der einzelnen Parameter, die in Bild 2.36 dargestellt sind, auf Einspritzverlauf und Einspritzcharakteristiken wird mit den folgenden Beispielen verdeutlicht.

Abmessungen und Toleranzen der Beschleunigungsleitung

Das Einspritzvolumen pro Arbeitsspiel, der Maximaldruck und das Verhältnis zwischen Rücklauf- und Einspritzvolumen wurden abhängig von Länge und Innendurchmesser der Beschleunigungsleitung berechnet.

Aus Bild 2.37 geht hervor, dass die Lastspreizung mit sinkendem Durchmesser der Beschleunigungsleitung – bis zu einer bestimmten Grenze (in Bild für $d_{sl}=2\text{mm}$) – zunimmt.

Aufgrund des geringeren Durchmessers der Beschleunigungsleitung wird bei einer kurzen Öffnungsdauer des Hochdruckerzeugungsmoduls eine geringere Kraftstoffendgeschwindigkeit erreicht. Dies wird beim Vergleich der minimalen

Einspritzmengen bei Durchmessern von 2 und 3 mm in Bild 2.37 deutlich. Eine Erweiterung des Durchmessers bewirkt andererseits eine Zunahme des Flüssigkeitsvolumens, in dem die Druckwelle sich fortpflanzt. Dadurch entsteht eine geringere Druckamplitude, so dass auch die Einspritzmenge sinkt. Der Verlauf der Kennlinien macht deutlich, dass mit steigendem Durchmesser die Kraftstoffendgeschwindigkeit bei geringeren Ventilöffnungsdauern erreicht wird, wonach die erreichbare Einspritzmenge nicht mehr zunimmt. Die maximal erreichbaren Einspritzmengen bei einer Ventilöffnungsdauer von 8,6 ms zeigen ebenfalls eine starke Abhängigkeit vom Durchmesser der Beschleunigungsleitung. Bei den drei Durchmesservarianten 3, 4 und 5 mm ist die maximale Kraftstoffgeschwindigkeit (entsprechend der Druckdifferenz zwischen Vordruck und Tankdruck) erreicht, womit beim Schließen des Absperrventils eine vergleichbare Druckwelle generiert wird. Der Einspritzverlauf und dadurch auch die Einspritzmenge werden durch Amplitude und Dauer der Hochdruckwelle bestimmt, wie in Bild 2.37b dargestellt ist.

Das gleiche erzielbare Einspritzvolumen – $16\text{mm}^3/\text{Asp}$ – bei den Durchmessern von 2 und 3 mm bei einer Öffnungsdauer von 8,8ms bzw. 7,6ms resultiert daraus, dass zwar das Volumen in der Beschleunigungsleitung für den kleineren Durchmesser nochmals um mehr als die Hälfte abgenommen hat, gleichzeitig aber die Kraftstoffendgeschwindigkeit im Falle der Schwungleitung mit 3 mm Innendurchmesser nahezu doppelt so groß ist.

Die Einspritzung ist im Falle der größeren Leitung um 0,1ms weniger lang, die Einspritzgeschwindigkeit nimmt aber dabei um ca. 6-8m/s zu. Entsprechend können durch die Variation der Schwungleitungsdurchmesser die Einspritzcharakteristiken des Einspritzsystems an die Gemischbildungsanforderungen angepasst werden.

Bezüglich der Länge der Beschleunigungsleitung wurde festgestellt, dass die höchste Lastspreizung mit einer Länge von 600 mm erreicht werden kann (Bild 2.38a).

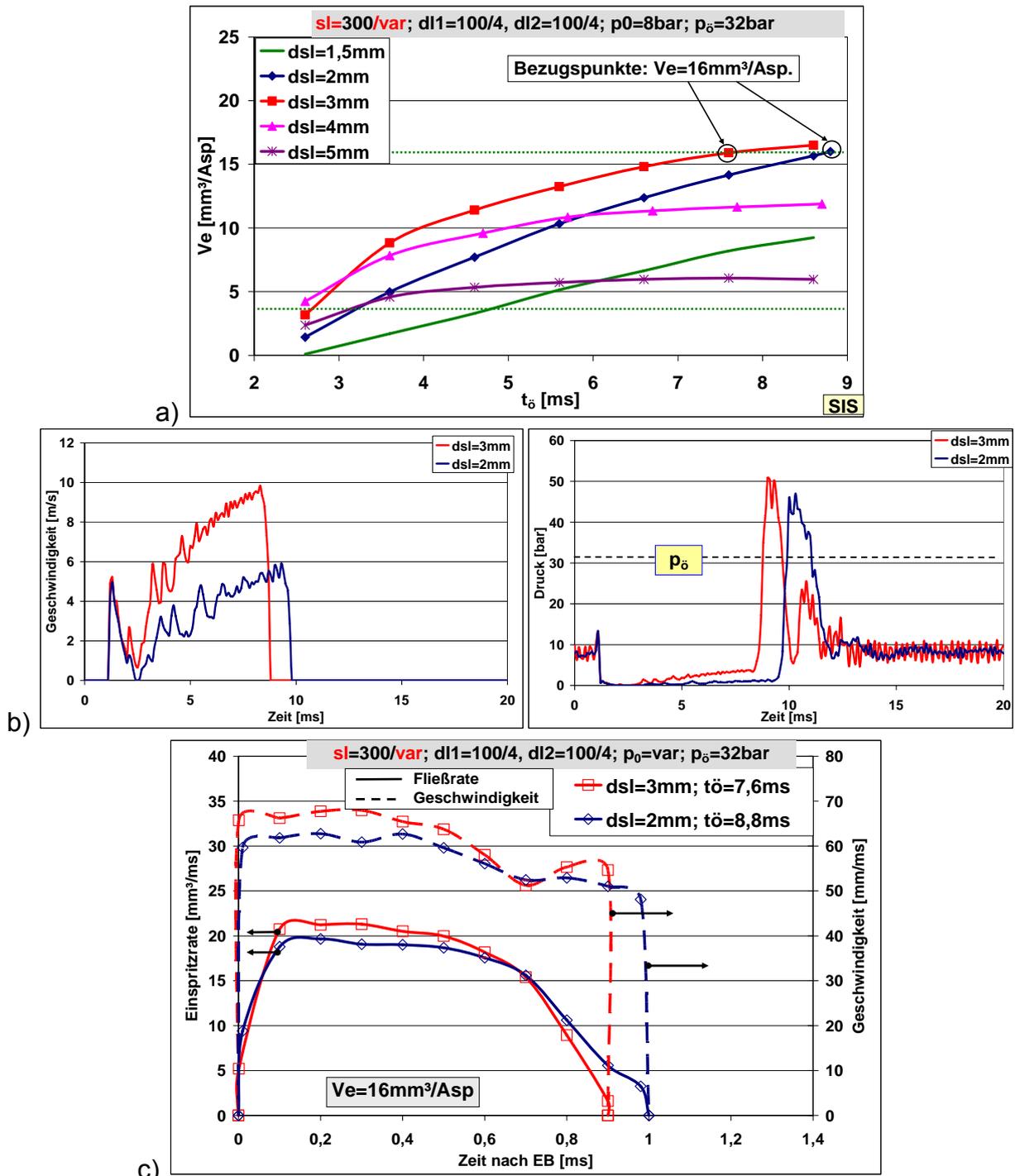


Bild 2.37 Einfluss des Durchmessers der Beschleunigungsleitung auf die Einspritzcharakteristiken

a) Einspritzvolumen in Abhängigkeit von Öffnungsdauer

b) Geschwindigkeit- und Druckverlauf bei gleichem Einspritzvolumen ($16mm^3/Asp$)

c) Einspritzrate und -geschwindigkeit während der Einspritzung bei gleichem Einspritzvolumen ($16mm^3/Asp$)

Durch die längere Beschleunigungsleitung wird jedoch auch eine größere Dauer der Hochdruckwelle hervorgerufen. Die Einspritzung gleicher Einspritzquantität bei Verlängerung der Beschleunigungsleitung kann beispielsweise durch Verlängerung der Druckwirkdauer bei gleichzeitiger Reduzierung der Druckamplitude – durch Vordruck- oder Öffnungsdaueränderung (wie in Bild 2.38) – erhalten werden. Obwohl das Einspritzvolumen konstant gehalten wird, ändern sich dabei der Einspritzverlauf und damit auch die Einspritzstrahlcharakteristik.

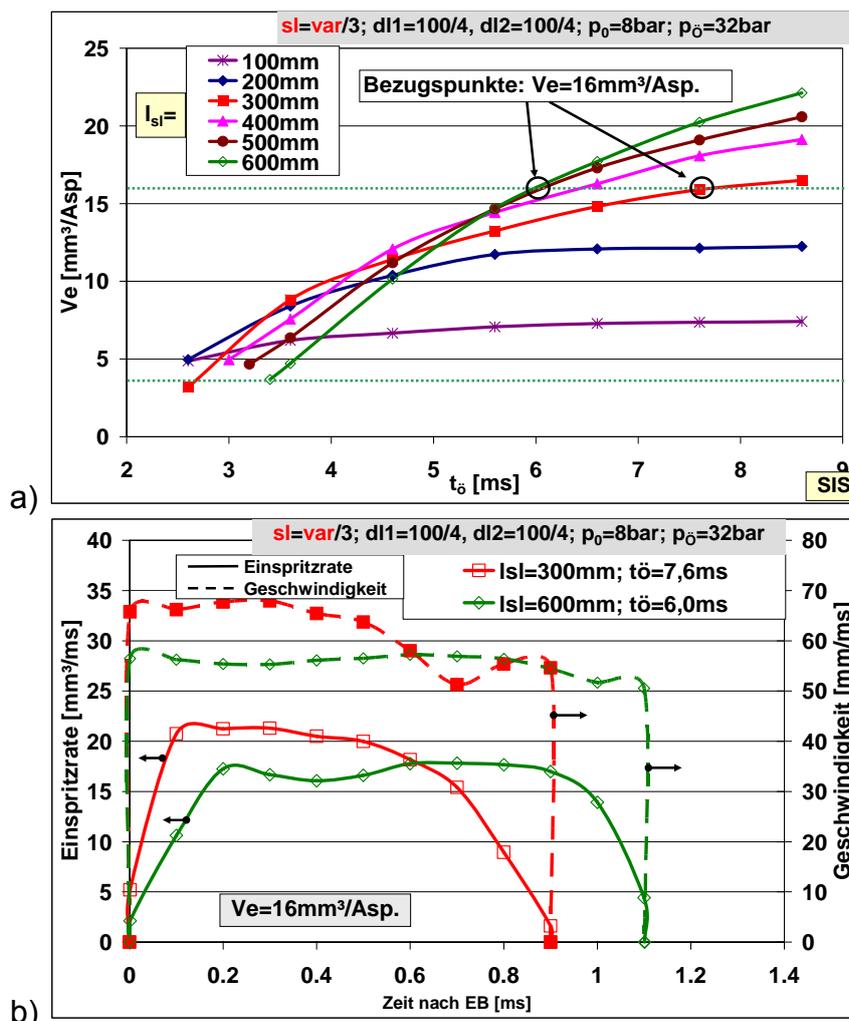


Bild 2.38 Einfluss der Länge der Beschleunigungsleitung auf das Einspritzvolumen (a) und auf Einspritzrate und -geschwindigkeit (b) während der Einspritzung gleicher Einspritzmenge ($16\text{mm}^3/\text{Asp}$) – berechnet

Ähnliche Ergebnisse wurden auch für das Einspritzsystem mit zwei Einspritzdüsen pro Zylinder erreicht. Wegen des größeren Durchflussquerschnitts konnte aber der Vordruck, für den gleichen Lastspreizungsbereich bei gleicher System-Konfiguration, um 0,8 bar gesenkt werden. Bei der Anwendung einer EZ2/3T Düse (größerer Durchflusswiderstand) reicht wiederum der gleiche Vordruck (8,0bar) – wie in dem Fall

des SIS-Systems mit einer EZ1/0 Einspritzdüse – um die Lastspreizung zu erreichen – wie in Bild 2.34 sichtbar. Gleichzeitig kann mit dem DIS-System das gleiche Einspritzvolumen in einer viel kürzeren Zeit – 0,6ms (Düse EZ1/3T) bzw. 0,7ms (Düse EZ1/0T) statt 0,9ms (SIS) – bei ähnlichen Einspritzgeschwindigkeiten eingespritzt werden, wie aus Bild 2.39b ersichtlich ist.

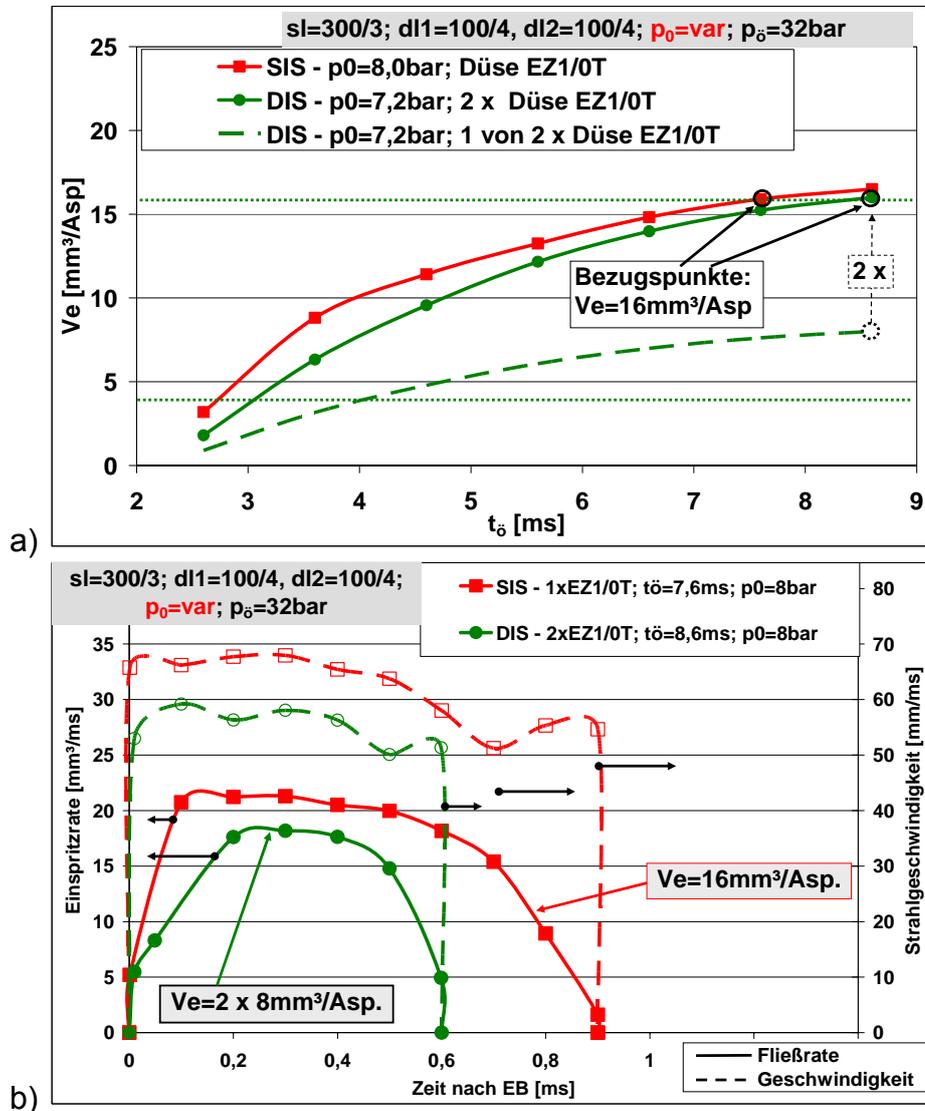


Bild 2.39 Vergleich zweier Konfigurationen des Einspritzsystems für gleiche Länge der Beschleunigungsleitung

a) Einspritzvolumen

b) Einspritzrate und –geschwindigkeit für ein Einspritzvolumen von $16mm^3/Asp$ – berechnet

Damit wird eine größere Freiheit erreicht, im Motor die Einspritzung auch bei sehr hohen Drehzahlen zu sehr späten Einspritzzeitpunkten zu verlagern, um dadurch eine bessere Unterstützung der Ladungsschichtung zu erreichen.

Öffnungsdruck und Nadelhub der Einspritzdüse und deren Toleranzen

Beide Kenngrößen haben einen wesentlichen Einfluss auf die Qualität des Einspritzstrahles. Ein Optimum zwischen Energieverbrauch des Systems und der Qualität des Einspritzstrahles wird in einer entsprechenden Anpassung zwischen Kraftstoffvordruck und Öffnungsdruck bzw. Nadelhub der Einspritzdüse erreicht.

Ein zunehmender *Öffnungsdruck* der Einspritzdüse führt beispielsweise – wie aus Bild 2.40 ableitbar – bei sonst unveränderten Einstellungen des Systems zur Senkung des Einspritzvolumens. Die Lastspreizung nimmt dabei geringfügig zu.

Aus Bild 2.40b wird deutlich, dass eine geringe Abweichung der Öffnungsdruckeinstellung (± 1 bar) nur geringfügigen Einfluss auf den Einspritzverlauf bei gleichem eingespritzten Volumen hat.

Um solche Einstelltoleranzen zu kompensieren, kann das Einspritzvolumen mittels der Öffnungszeit des Druckerzeugungsmoduls – anhand Korrekturfaktoren in den Kennfeldern der Steuerelektronik – angepasst werden. Ein Beispiel ist in Bild 2.40b für ein Einspritzvolumen von $16\text{mm}^3/\text{Asp}$ und Öffnungsdrücke von 32 und 33bar illustriert. Größere Öffnungsdruckänderungen führen allerdings zu einer wesentlichen Verschiebung der Einspritzkennlinie des Systems sowie zur Änderung der Einspritzcharakteristik für gleiches eingespritztes Volumen, wie in Bild 2.40 für Öffnungsdrücke von 28bar bzw. 36bar sichtbar ist.

Beim *Nadelhub* der nach außen öffnenden Einspritzdüsen wurde der Variationsbereich aufgrund bestehender Erfahrungen bereits vor der Analyse durch numerische Simulation eingeschränkt. Nadelhübe von 0,1mm und kleiner empfehlen sich demnach nicht, da dadurch die Einspritzmenge sehr stark reduziert wird. Der zu erwartende Gewinn an Strahlqualität rechtfertigt dabei den Aufwand zur Kompensation nicht. Für die Erzielung einer guten Strahlqualität muss der Nadelhub trotzdem so gering wie möglich gehalten werden. In den Simulationen sind daher Nadelhübe von 0,15; 0,17; 0,19 und 0,21mm untersucht worden.

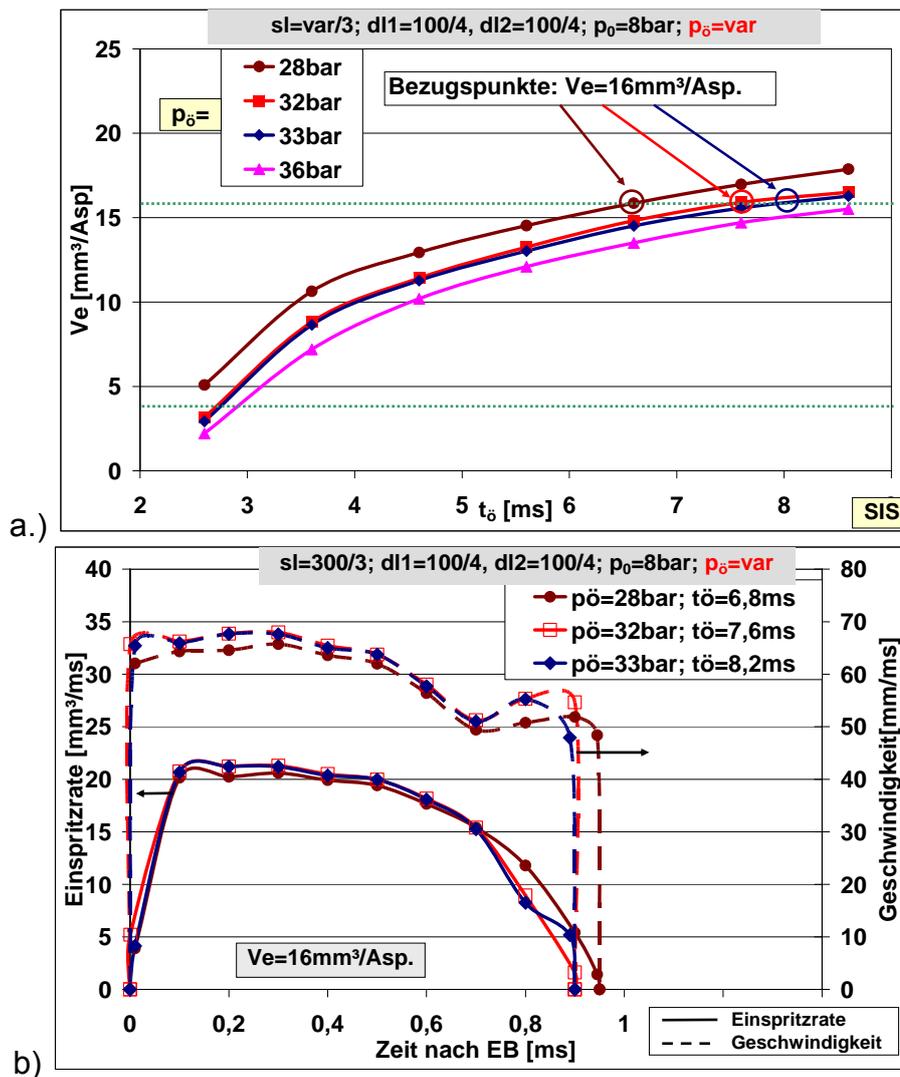


Bild 2.40 Einfluss des Düsenöffnungsdruckes auf Einspritzvolumen (a) und Einspritzrate für ein Einspritzvolumen von $16mm^3/Asp$ (b) – Berechnet

Die in Bild 2.41 dargestellten Ergebnisse zeigen eine Zunahme der Lastspreizung mit steigendem Nadelhub. Wie in Bild 2.23 dargestellt, spielt die Größe des Nadelhubs nur für Drücke $p > p_{B2}$ eine Rolle für die Bestimmung der Einspritzrate. Entsprechend werden die Unterschiede zwischen den verschiedenen Einstellungen des Nadelhubs nur für höhere Werte der Öffnungszeit (t_o) betrachtet, für die diese Bedingung erfüllt ist. Für Öffnungszeiten, die zu Druckwerten $p_{max} < p_{B2max}$ führen, öffnet die Nadel der Düse nur teilweise (gestrichelte Linie im Bild 2.41c). Die Bewegung der Nadeln und entsprechend auch die Einspritzcharakteristiken sind in diesem Bereich von der Begrenzung des Hubes nicht beeinflusst. Für größere Öffnungszeiten ($p_{max} > p_{B2}$) führt eine Korrektur des Einspritzvolumens durch die Änderung der Öffnungszeit auch in diesem Fall zu einer deutlichen Änderung des Einspritzverlaufs, wie in Bild 2.41b dargestellt ist.

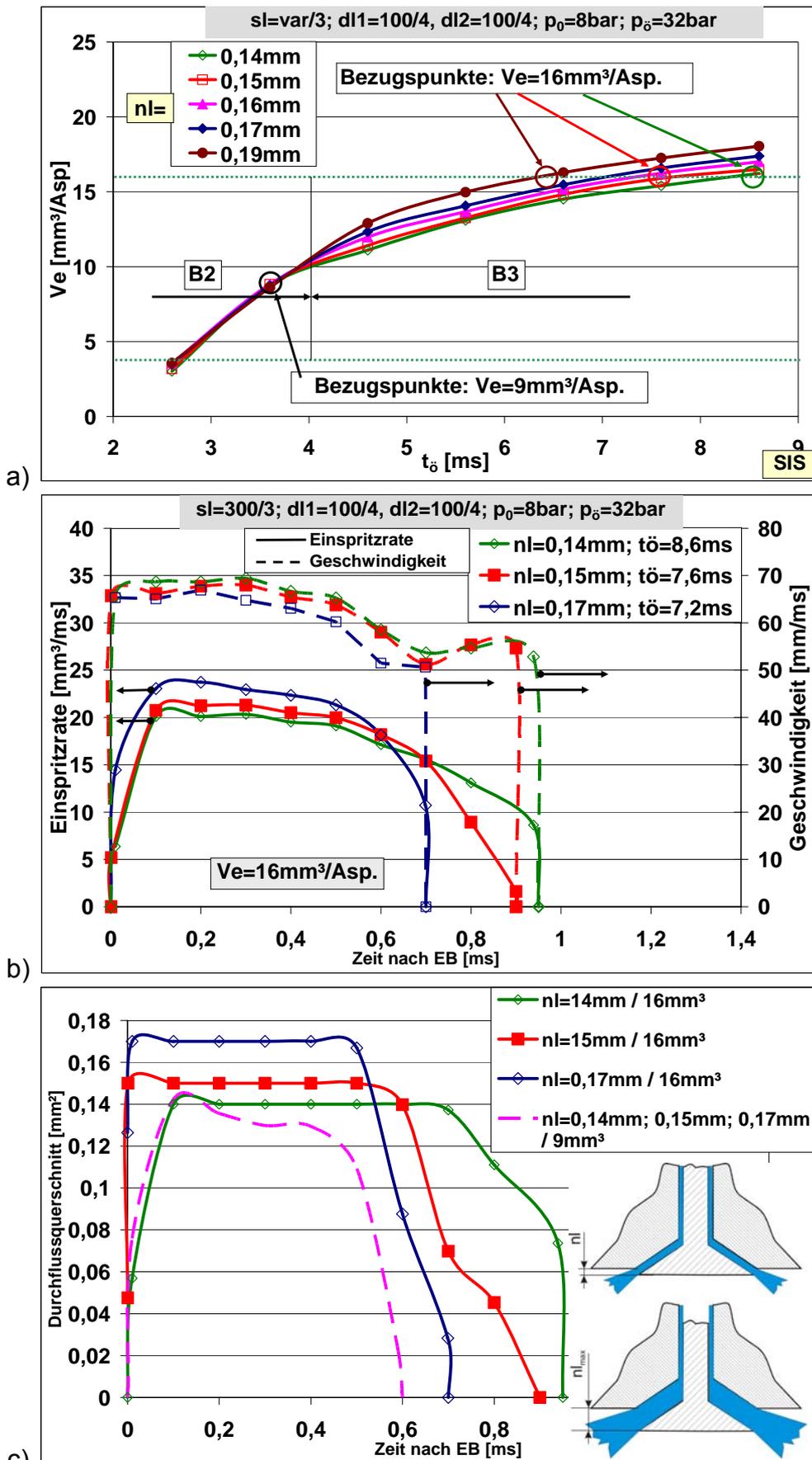


Bild 2.41 Einfluss des Düsennadelhubes auf Einspritzvolumen (a), Einspritzrate und -geschwindigkeit (b) bzw. Durchflussquerschnitt der Einspritzdüse (c)

Arbeitsfrequenz des Systems

Wie aus Bild 2.42 ersichtlich, hat die Arbeitsfrequenz keinen messbaren Einfluss auf das Einspritzvolumen – stellvertretend für Einspritzverlauf und für die resultierenden Einspritzcharakteristiken.

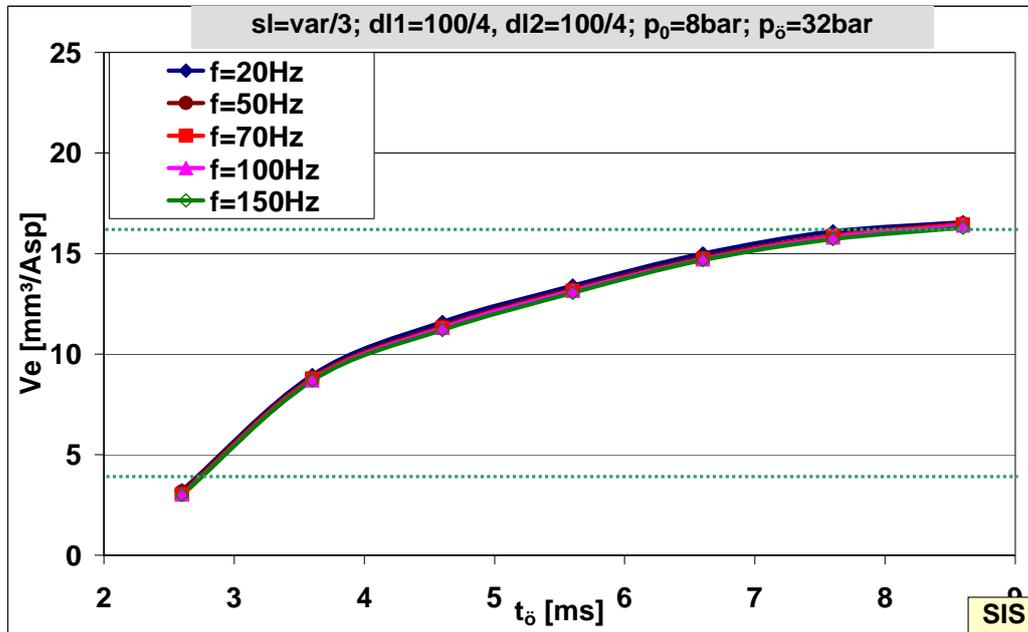


Bild 2.42 Einfluss der Arbeitsfrequenz auf die Einspritzmenge – Simulation

Die Variation der Motordrehzahl führt demzufolge zu keiner Änderung der Strahlcharakteristik bei gleichem Einspritzvolumen – was der Anpassung des Einspritzsystems an einem Motor von Vorteil ist.

Vordruckeinstellung und dessen Toleranzen

Der Einfluss des eingestellten Vordrucks auf die Kenngrößen des Einspritzsystems ist in Bild 2.43 dargestellt. Ein höherer Wert des Kraftstoffvordrucks (p_0) kann bei vergleichbarer Öffnungszeit des Druckerzeugungsmoduls zu einer Zunahme des Einspritzvolumens führen. Die Einspritzrate bei unverändertem Einspritzvolumen und variablem Vordruck zeigt – wie in Bild 2.43b dargestellt – eine vollständige Kompensation, in diesem Fall durch Änderung der Öffnungsdauer.

Wie in Bild 2.43a gezeigt, verschiebt ein höherer Wert des Kraftstoffvordrucks (p_0) bei einer größeren Druckänderung – z.B. in Bild 2.43a, 10bar anstelle von 8bar – die Einspritzvolumenkennlinie außerhalb des erforderlichen Lastspreizungsgebiets und macht die Kompensation – in diesem Fall für Einspritzvolumina kleiner als 9mm³/Asp – unmöglich.

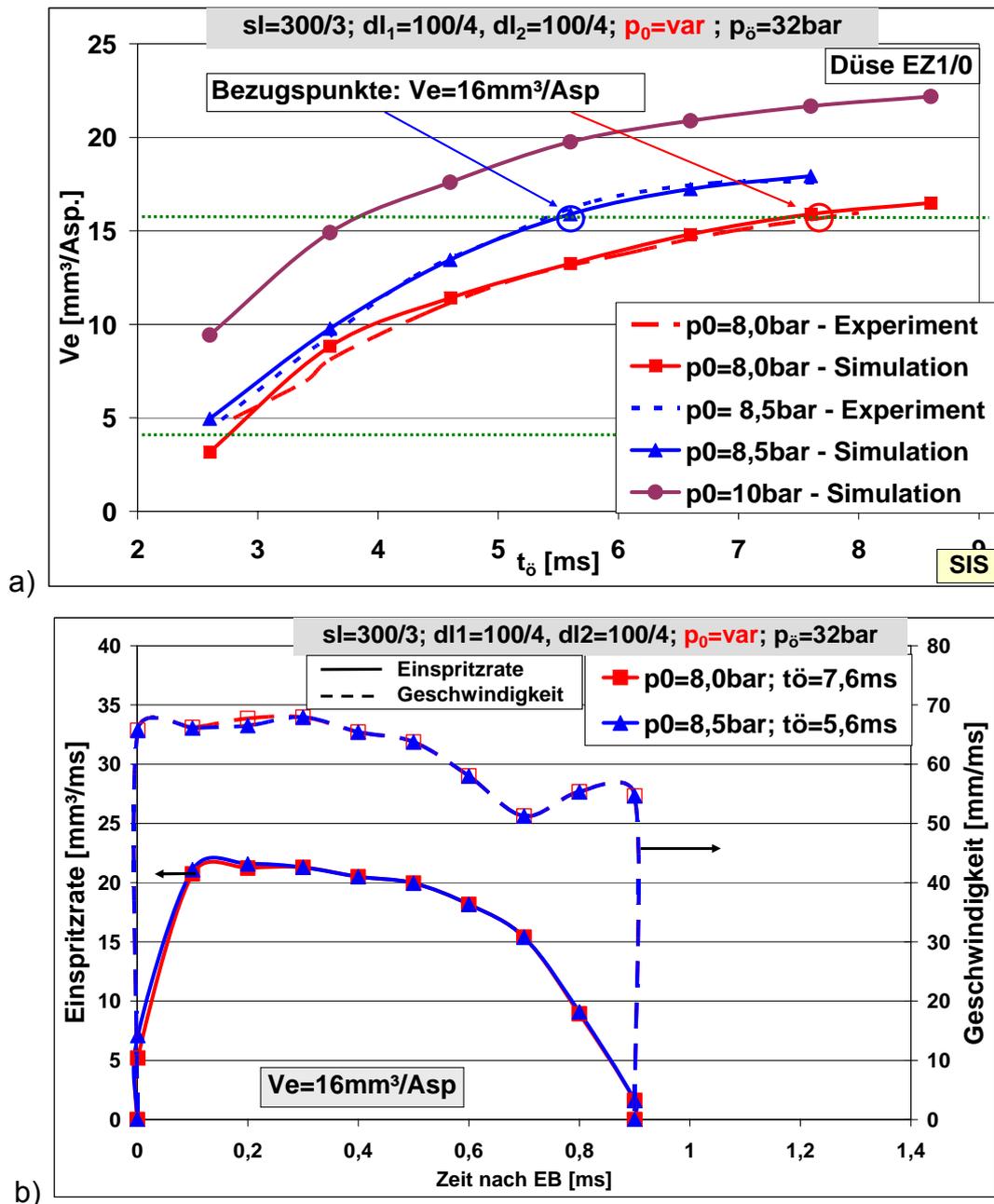


Bild 2.43 Einfluss des Vordruckes auf die Einspritzmenge – Simulation

a) Einspritzvolumenkennlinie des Einspritzsystems

b) Einspritzrate und -geschwindigkeit

Aus Bild 2.43 wird auch deutlich, dass es bei vordefinierten Kenngrößen des Einspritzsystems nicht erforderlich ist, einen größeren Vordruck als den, der die erforderliche Lastspreizung sichert, anzuwenden. Ein größerer Vordruck würde nur zu einem erhöhten Energiebedarf aber zu keiner Änderung der Strahleigenschaften am Düsenausgang führen, was für einen niedrigeren Vordruck spricht.

Art des Kraftstoffs

Die Vorzüge der Direkteinspritzung einerseits und der Kraftstoffe aus Pflanzen und anderer Biomasse andererseits ergeben eine wirkungsvolle Konfiguration der Energiezufuhr für zukünftige Ottomotoren. Derzeit würde eine solche Umsetzung allerdings Infrastruktur- und Verteilungsprobleme mit sich bringen. Eine effiziente Nutzungsform resultiert aus der Verlegung der Verteilungsprobleme von außen nach innen. Das bedeutet die Zufuhr unterschiedlicher Energieträger zum Motor, mit Kraftstoffanteilen, die von der momentanen bzw. regionalen Verfügbarkeit abhängen. Ein solches Szenario bildet die Direkteinspritzung variabler Mischungen von Benzin/Methanol/Ethanol in Ottomotoren.

Um das Potenzial einer solchen Lösung zu bewerten, ist der Vergleich der Motorcharakteristik zwischen Benzin- und Mischungseinspritzung eine grundsätzliche Bedingung. Die technische Umsetzbarkeit eines solchen Konzeptes – von der Erkennung der momentanen Kraftstoffzusammensetzung bis zur Einstellung motorischer Parameter wie Einspritzmenge oder Zündwinkel – wurde bereits bei verschiedenen Motoren mit Saugrohreinspritzung von Benzin/Methanol-Gemischen erfolgreich erprobt [43, 47]. Darüber hinaus sind die klassischen Konfigurationen der inneren Gemischbildung – homogen bei Vollast bzw. geschichtet bei ungedrosselter Teillast – eine Bedingung für den Erfolg eines solchen Verfahrens.

Die Motorckenngößen werden durch die Beteiligung von Ethanol und Methanol am Kraftstoff nicht beeinträchtigt. Im Gegenteil: der vorteilhafte Brennverlauf beider Alkohole äußert sich sowohl in einer Erhöhung des Drehmomentes als auch in einer Zunahme des thermischen Wirkungsgrades – ausgedrückt im niedrigeren spezifischen Kraftstoffverbrauch. Der absolute Kraftstoffverbrauch steigt von Benzin zu Ethanol und weiter zu Methanol nur aufgrund der unterschiedlichen Heizwerte (Benzin: 44MJ/kg, Ethanol: 26,9MJ/kg, Methanol: 20MJ/kg). Das beeinträchtigt lediglich die Reichweite – beispielsweise von reinem Benzinbetrieb auf reinen Methanolbetrieb um 40...45 %.

Die Direkteinspritzung variabler Kraftstoffgemische in einem Ottomotor verlangt demzufolge sowohl eine entsprechende Auslegung und Anpassung des Einspritzsystems, als auch die Kenntnis und Kontrolle der Gemischbildungsvorgänge. Sowohl der Einspritzverlauf, als auch die Strahlcharakteristik haben einen entscheidenden Einfluss auf die Gemischbildung und Verbrennung im Falle der

Kraftstoff-Direkteinspritzung. Folgende Aspekte sind bei der Anpassung eines Systems an variable Gemischverhältnisse besonders zu beachten:

- unterschiedliche Kenngrößen und Eigenschaften der drei Kraftstoffe – wie Luftbedarf, dynamische Viskosität, Dichte oder Verdampfungscharakteristik – verlangen eine entsprechende Anpassung des Einspritzsystems. Beispielsweise ist bei stöchiometrischen Verhältnissen für die gleiche Luftmasse im Zylinder die Methanolmenge um das 2,2 fache bzw. die Ethanolmenge um das 1,6 fache gegenüber reiner Benzineinspritzung zu erhöhen. Unabhängig von der Art des verwendeten Einspritzsystems ist die Anpassung über die Druckamplitude, die Einspritzdauer oder den wirksamen Durchflussquerschnitt der Einspritzdüse realisierbar.
- sowohl die unterschiedlichen Einspritzmengen für einen Lastpunkt, die dem gegebenen Kraftstoffanteil entsprechen, als auch unterschiedliche Zerstäubungs- und Verdampfungsvorgänge für die drei Kraftstoffe ändern die Bedingungen der inneren Gemischbildung. In Anbetracht der verfügbaren Gemischbildungsdauer und der Kompaktheit der Brennräume ist dieses Problem komplexer als bei der Saugrohreinspritzung: es wird einerseits eine schnelle Zerstäubung und Verdampfung anvisiert, was allgemein durch einen hohen Einspritzdruck erreichbar ist, andererseits ist die Strahllänge wegen eines möglichen Aufpralls auf Brennraumwände zu begrenzen. Bei einer Variation der Einspritzmenge bis auf das 2,2-fache – entsprechend der Kraftstoffart – für den gleichen Lastpunkt, sind konventionelle Lösungen nicht mehr geeignet.

Um die Anpassungsfähigkeit des Einspritzsystems an solche Bedingungen zu bewerten, sind Untersuchungen in zwei Richtungen erforderlich:

- welchen Einfluss haben verschiedene Eigenschaften von Benzin, Methanol und Ethanol auf die Vorgänge im Einspritzsystem – Kraftstoffbeschleunigung, Druckverlauf, Wellendämpfung, Einspritzverlauf – bei gleicher Einstellung des Systems?
- welche Kenngrößenkombination im Einspritzsystem hat die höchste Wirkung bei der Umstellung des Einspritzvolumens, bzw. des Einspritzverlaufs entsprechend einer bestimmten Zusammensetzung des Gemisches?

Bedingt durch die Vielzahl der Ergebnisse werden in diesem Zusammenhang nur einige repräsentative Beispiele diskutiert.

In Bezug auf die Frage, welchen Einfluss verschiedene Eigenschaften der Kraftstoffart auf die Vorgänge im System bei gleicher Einstellung von Vordruck und Beschleunigungsdauer haben, ist das Ergebnis viel versprechend. Obwohl einige Differenzen bezüglich Viskosität und Dichte zwischen den drei Kraftstoffarten bestehen, sind die Unterschiede in Beschleunigungs- und Druckverlauf bzw. in der Einspritzmenge kaum relevant, wie es aus Bild 2.44 ersichtlich ist. Dabei wurden die Systemeinstellungen beibehalten und die volumetrischen Anteile von Benzin und Methanol variiert.

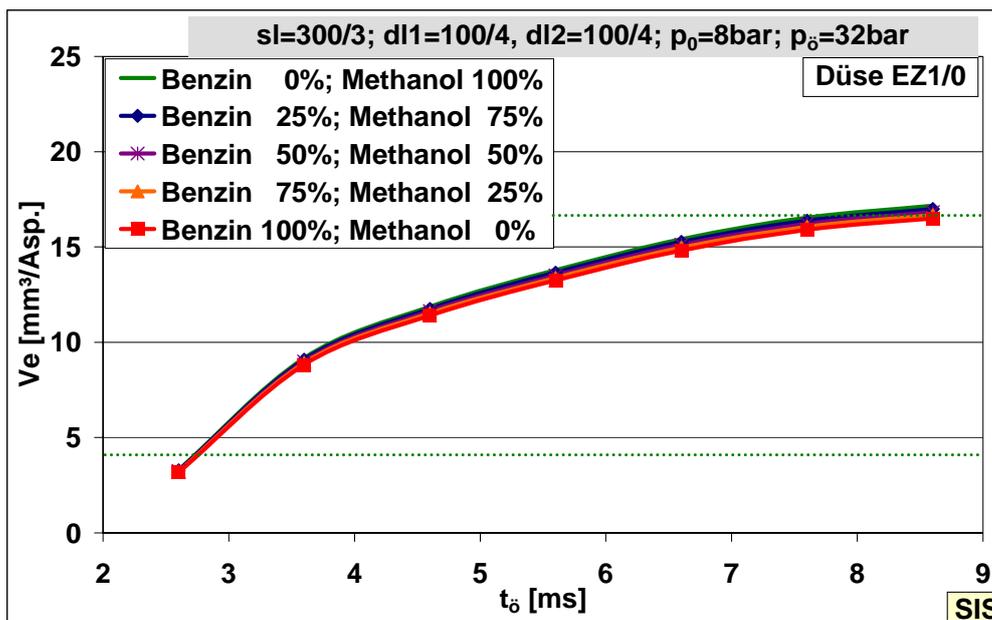


Bild 2.44 Einspritzvolumen in Abhängigkeit der Ventilöffnungsdauer bei verschiedenen Benzin/ Methanol-Mischungen – berechnet [47]

In Bild 2.45 sind die angepassten – gemessenen und berechneten – Volumenkenlinien bei der Direkteinspritzung von Benzin, reinem Ethanol, reinem Methanol und einem volumetrischen Gemisch 1:1:1 von Benzin/Ethanol/Methanol dargestellt. Die Erhöhung des Einspritzvolumens auf das 1,6-fache für Ethanol und Gemisch bzw. das 2,2-fache für Methanol im Vergleich zu Benzin, entsprechend den stöchiometrischen Verhältnissen bei gleicher Luftmenge im Zylinder, wird in diesem Fall durch eine kombinierte Änderung des Vordrucks und der Ventilöffnungszeit erreicht. Auch in dieser Konfiguration sind die Unterschiede zwischen Messung und Simulation kaum relevant, wie es das Bild beweist.

Die Proportionalität der Einspritzmengen bei gleicher Öffnungsdauer des Ventils bleibt weitgehend erhalten. Die Kennlinie der Einspritzvolumina bei einer Mischung aus

gleichen Anteilen von Benzin, Methanol, Ethanol entspricht in etwa der Kurve für reines Ethanol, wofür die ähnlichen stöchiometrischen Verhältnisse verantwortlich sind. Der Multiplikator bleibt zwischen Benzin- und den anderen Kraftstoffarten für eine Öffnungszeit des Ventils nicht immer konstant auf dem Wert von 1,6 bzw. 2,2. Dies ist allerdings auch nicht erforderlich, soweit eine Kombination von Öffnungszeit und Vordruck, die einer Einspritzmenge entspricht, im Kennfeld der Steuerelektronik gespeichert werden kann.

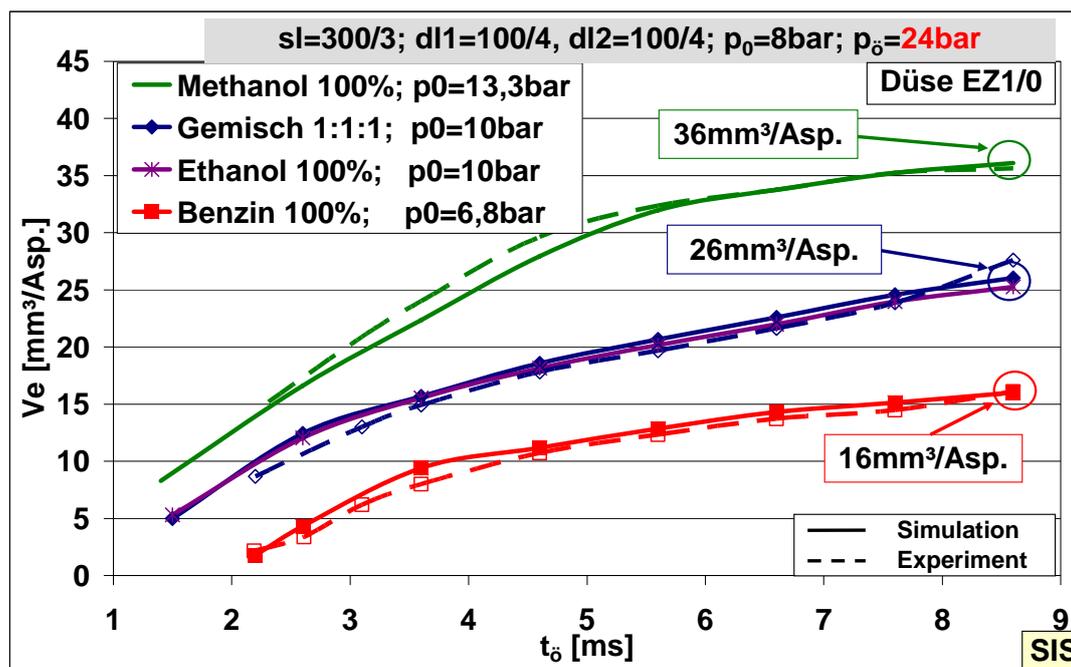


Bild 2.45 Einspritzvolumina für Benzin, Ethanol, Methanol und gleichteiliges Gemisch – gemessen und berechnet

Die Mengenerhöhung über die Vordruckeinstellung hat einen Vorteil: die proportionale Mengenerhöhung bei der Umstellung von Benzin auf Ethanol bzw. auf Methanol ist bei gleicher bzw. etwa gleicher Öffnungsdauer des Magnetventils möglich – wodurch die Anpassung der Mengenkennfelder nach Last- und Drehzahl für jeden Kraftstoff bzw. jedes Kraftstoffgemisch einfacher wird. Die Mengenkennlinien für Gemische mit verschiedenen Anteilen von Benzin, Ethanol und Methanol, entsprechend der Darstellung in Bild 2.45, können als Kurvenschar zwischen der unteren Kennlinie (Benzin) und der oberen Kennlinie (Methanol) eingetragen werden.

Die Untersuchungen zur Anpassung des Einspritzsystems auf verschiedene Kraftstoffgemische zeigen vorteilhafte Eigenschaften des Druckstoßverfahrens:

- Die Kraftstoffart – Benzin, Methanol oder Ethanol – hat kaum relevante Einflüsse auf die Vorgänge im System selbst, vom Beschleunigungs- bis zum Hochdruck- und Einspritzverlauf.
- Die Einspritzmenge entsprechend der stöchiometrischen Bedingungen für ein bestimmtes Mischungsverhältnis kann im Wesentlichen durch die Einstellung des Vordruckes – im untersuchten Fall in einem Bereich von 6,8...13,3bar – angepasst werden. Eine weitere Anpassung ist durch die Öffnungsdauer des Absperrventils erreichbar. Soweit aber die Öffnungszeit gleich bleibt, wird die Änderung der Kennfelder für die elektronische Steuerung vereinfacht.

3 Simulation der inneren Gemischbildung bei Direkteinspritzung

3.1 Kopplung der ein- und der dreidimensionalen Modelle zur Charakterisierung des Einspritzstrahls

3.1.1 Eindimensionale Kenngrößen des Einspritzstrahls

Der Gemischbildungsprozess wird, wie erwähnt, außer von der Luftströmung im Brennraum von Einspritz- und Zündzeitpunkt, der Brennraumgeometrie sowie der Lage von Einspritzdüse- und Zündkerze beeinflusst. Zudem ist dieser Prozess stark von Last und Drehzahl abhängig. Dafür geeignete Einspritzverlauf- und Strahleigenschaften müssen diesen komplexen und variablen Anforderungen angepasst werden.

Die 1D-Simulation ist eine brauchbare Methode für die Ermittlung der eindimensionalen Strahlcharakteristik am Ausgang der Einspritzdüse. Einige Studien (Varde - Popa, Lustgarten, Hyroiasu) [49, 50], schlagen mathematische Modelle für die 1D-Berechnung auch von Tröpfchengröße, Eindringtiefe und Strahlwinkel innerhalb des Brennraums vor. Diese sind akzeptable Lösungen für einen ersten Näherungswert. Sie erlauben Tendenzen zu ermitteln und befinden sich schon als integrierte Modelle in einigen 1D-Simulation-Codes [3]. Die Ergebnisse solcher Modellierungen hängen jedoch sehr stark von empirischen Konstanten ab. Sehr häufig stimmen sie nur für einen eingeschränkten Parameterbereich und für die Art der Einspritzdüse, für die das Modell entwickelt wurde, mit dem Experiment überein. Der Vergleich mit experimentellen Ergebnissen bestätigt diese Beschränkungen [49]. Solche Ergebnisse bilden dennoch eine Basis der Modellbildung. Ein wichtiges Ergebnis dieser Simulation ist der Einspritzverlauf, als eine bestimmende Bedingung für die Gemischbildung bzw. für die Verbrennung.

Ein Einspritzstrahl beim Verlassen der Einspritzdüse kann im Wesentlichen durch vier Kenngrößen charakterisiert werden:

- *Einspritzmenge (Einspritzvolumen) pro Arbeitsspiel*

- *zeitbezogener Einspritzverlauf*: In Bild 3.1 ist als Beispiel der Einspritzverlauf für verschiedene Einspritzvolumina und -dauern dargestellt.

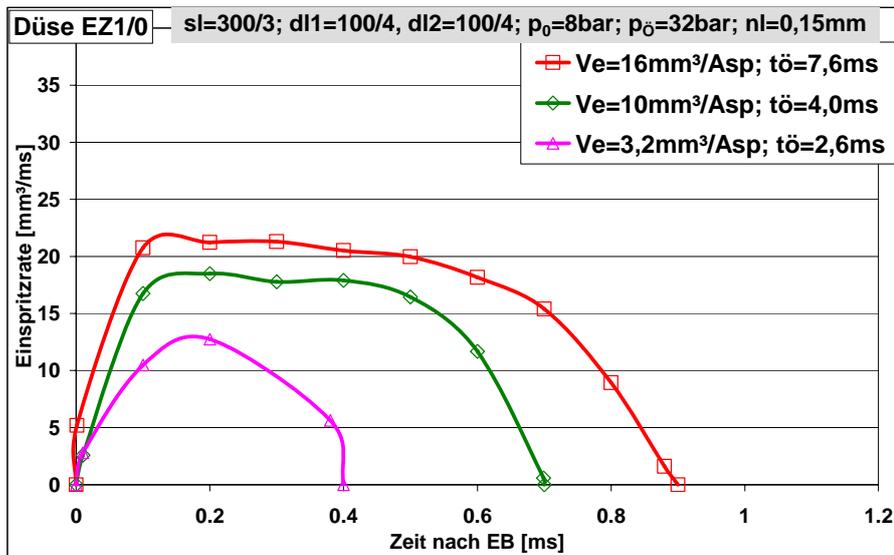


Bild 3.1 Zeitbezogener Einspritzverlauf für drei unterschiedliche Einspritzmengen - berechnet

- *Strahlgeschwindigkeit*: In Bild 3.2 sind die Strahlgeschwindigkeiten entsprechend der Einspritzverläufe in Bild 3.1 dargestellt. Für ihre Berechnung werden nicht nur der Einspritzverlauf und der geometrische Durchflussquerschnitt, sondern auch die geschwindigkeitsabhängigen Druckverluste und die Kavitation berücksichtigt.

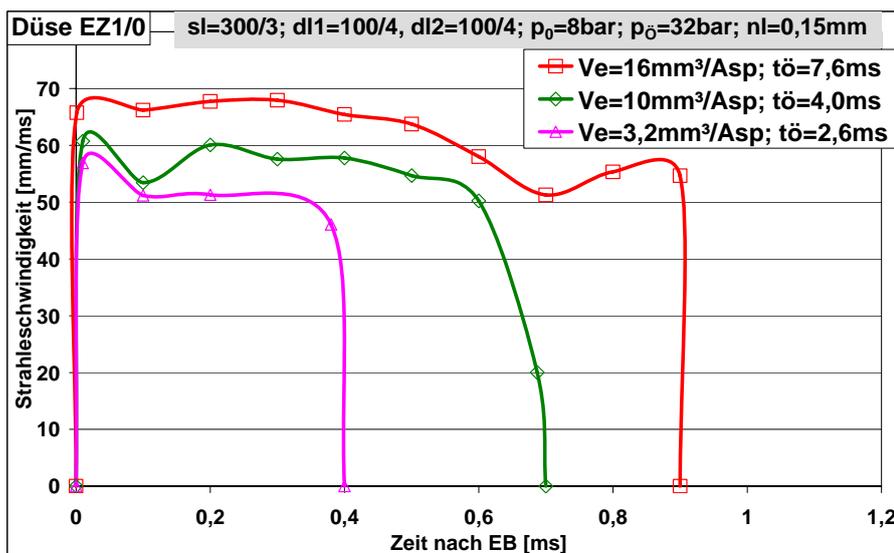


Bild 3.2 Strahlgeschwindigkeitsverlauf entsprechend der Einspritzverläufe in Bild 3.1 – berechnet

- *effektiver Düsen-Durchflussquerschnitt* (Bild 3.3a): Dieser ist ein konstanter Wert für eine nach innen öffnende Einspritzdüse bzw. zeitabhängig wegen der Veränderung des inneren Durchmessers für eine nach außen öffnende Einspritzdüse (Zapfendüse), wie in Bild 3.3b dargestellt

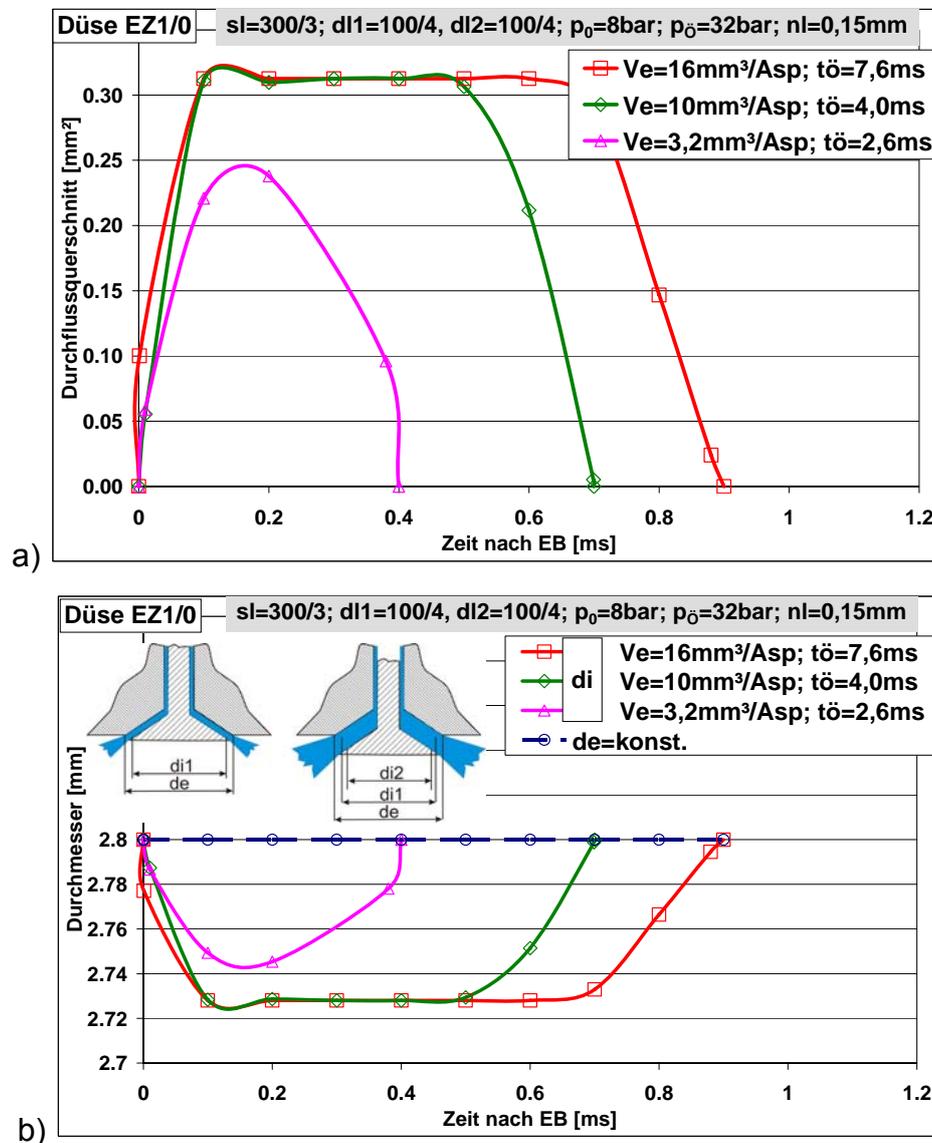


Bild 3.3 Zeitbezogene Veränderung des effektiven Durchflussquerschnitts a) während des Nadelhebens definiert durch die Veränderung seines inneren Durchmessers b) für die Einspritzverläufe im Bild 3.1 – berechnet

3.1.2 Transferelemente vom ein- zum dreidimensionalen Modell des Einspritzstrahls

Für die Berechnung der Strahleigenschaften nach Verlassen der Einspritzdüse sind Programme zur dreidimensionalen zeitbezogenen Modellierung der Strahlentwicklung

notwendig. Um die schon – mittels eindimensionaler Modellierung – gewonnenen Strahlcharakteristiken auch bei der 3D-Simulation anwenden zu können, sind Transferelemente – wie in Bild 3.4 schematisch dargestellt – erforderlich.

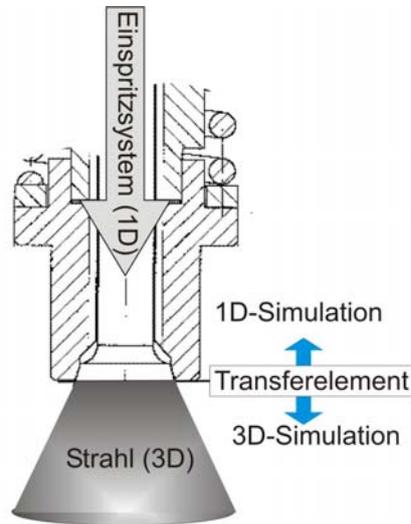


Bild 3.4 Datentransfer von einem 1D-Code zu einem 3D-Code für die numerische Simulation der Strahlcharakteristik – schematisch

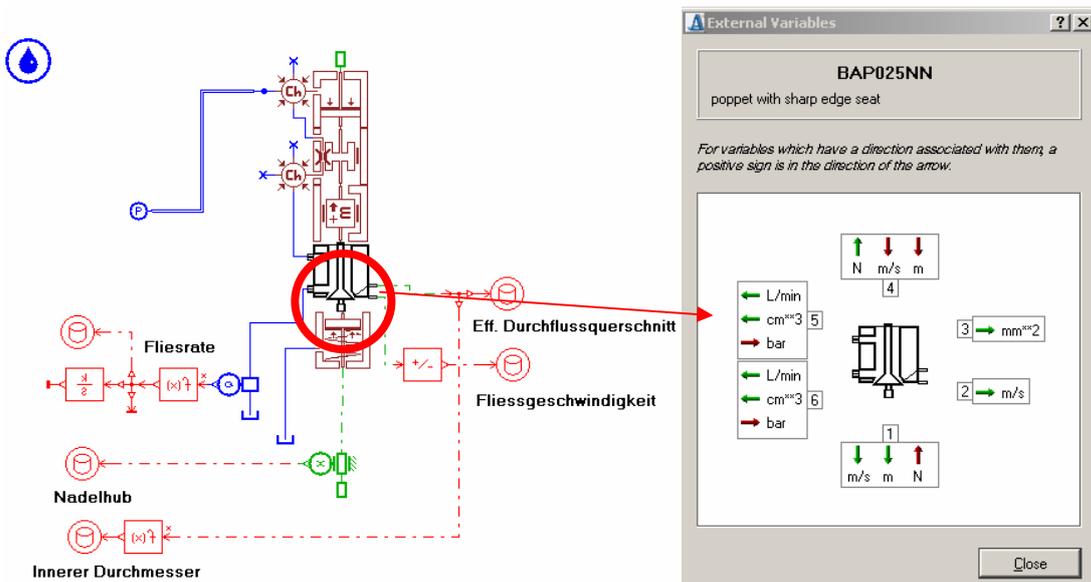


Bild 3.5 Modell eines 1D-Ausgangelementes für den 1D-3D-Transfer – entwickelt für den AMESim- Code

Solche Transferelemente – in Bild 3.5 als Beispiel das Element BAP025NN – wurden durch Erweiterung des Programmierung-Codes existierender AMESim-Sub-Modelle erstellt. In der ANLAGE 1 ist als Beispiel das Programm für das (in Rahmen dieser Arbeit entwickelten) Element BAP025NN – eine Einspritznadel mit Sitz einer nach

außen öffnenden Zapfendüse – präsentiert. Das Element liefert als Ausgangswerte den Einspritzverlauf, die Strahlgeschwindigkeit und den effektiven Durchflussquerschnitt für eine in AMESim definierte Anzahl von Arbeitsspielen, wie im Bild 3.6a dargestellt.

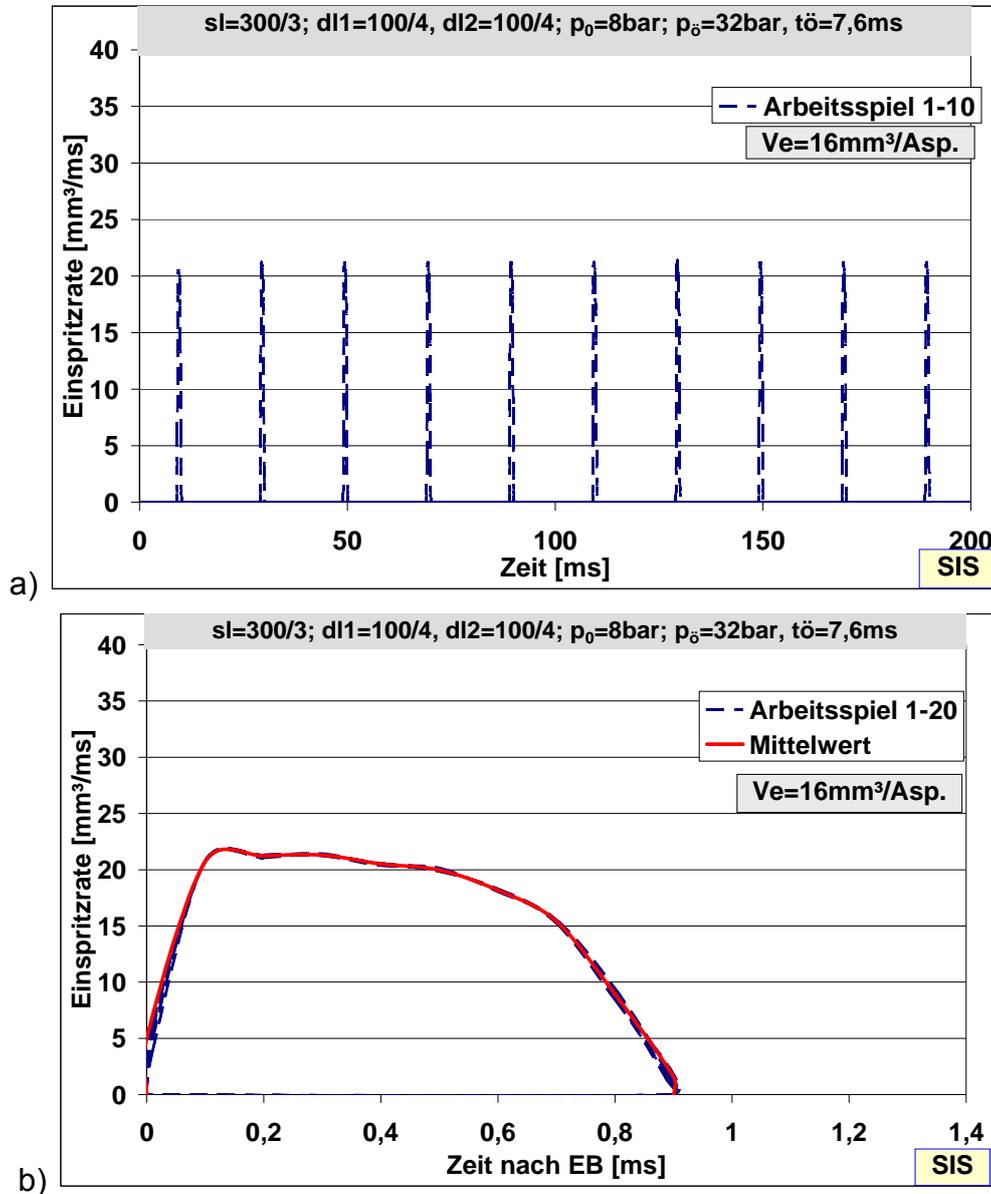


Bild 3.6 Einspritzverlauf über 20 sukzessive Arbeitsspiele als Ergebnis der 1D-Simulation (a) und als Mittelwert über ein Arbeitsspiel als Eingangskenngröße für die 3D-Simulation (b)

Als Eingangswerte für die 3D-Simulation sind gemittelte Werte, wie in Bild 3.6b dargestellt, erforderlich. Dafür werden die AMESim Ergebnisse mittels eines MATLAB[®] Programms –wie in ANLAGE 2 dargestellt– weiterbearbeitet. Dieses berechnet die zeitbezogenen Mittelwerte für eine Einspritzung – Bild 3.7 – und liefert sie zudem in einem Dateiformat, welches von dem angewendeten 3D-Code lesbar ist. In Bild 3.8 ist

ein Beispiel einer solchen Datei für den Import in dem 3D-Code FIRE dargestellt. Damit kann weiterhin die dreidimensionale Modellierung des Einspritzstrahls initialisiert werden und die zeitbezogene Entwicklung des Strahls nach Verlassen der Einspritzdüse charakterisiert werden.

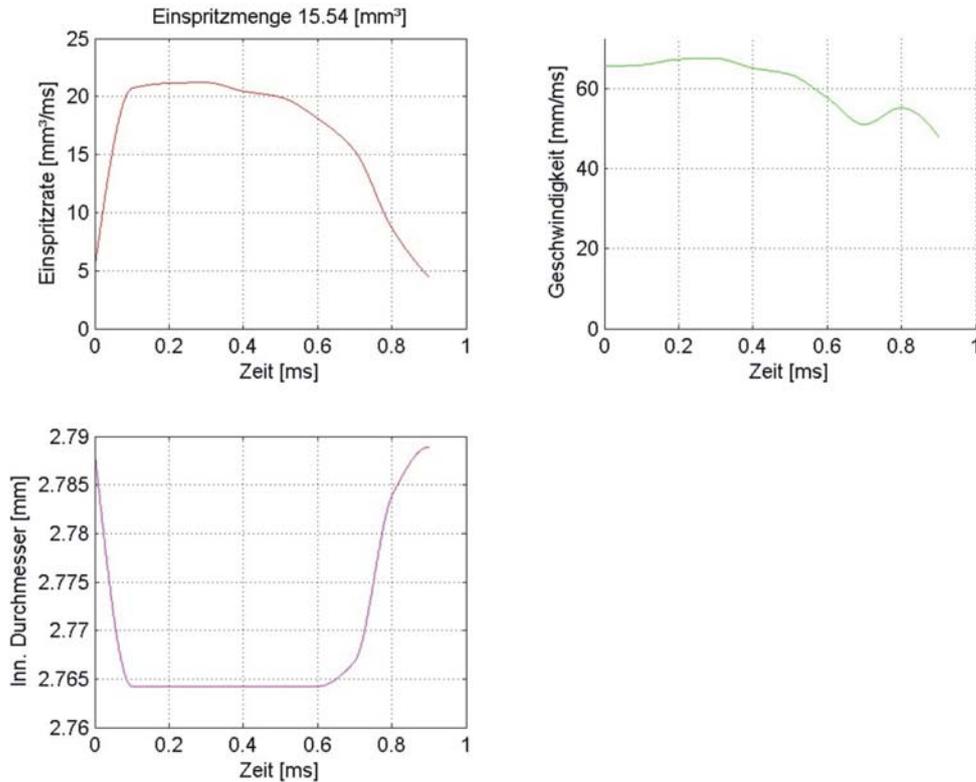


Bild 3.7 Beispiel für berechnete Mittelwerte für die Einspritzcharakteristiken – Berechnungsergebnis mittels des Transferelements

```

#####
#
# AMESim export to FIRE Spray #
#
#####
# Nozzle element
# Nozzle element name : EZ1/0
# Nozzle type : Zapfendüse
#
# Geometric properties
# Number of holes :
# Hole outer diameter [m]:
# 0.1600E-03
#
# Spray calculation results for one hole
# Engine speed [rpm]:
# 2000.0000
# Needle lift tolerance [micron] :
# 10.0000
#
#-----
#
# 1. injection
#-----
# Injection start [deg ATDC] :
# 14.2800
#
#
# TIME CRANK MASS FLOW INJECTED EFF. HOLE SPRAY CONE
# [s] ANGLE RATE MASS EXIT AREA ANGLE
#-----
#
# 0.000000E+00 0.000000E+00 0.674618E-06 0.219071E-12 0.201062E-07 0.260262E+02
# 0.100000E-03 0.120000E+00 0.216812E-04 0.860048E-10 0.201062E-07 0.260104E+02
# 0.200000E-03 0.240000E+00 0.782929E-04 0.545601E-09 0.201062E-07 0.259906E+02
# 0.300000E-03 0.360000E+00 0.180625E-03 0.178891E-08 0.201062E-07 0.259660E+02
# 0.400000E-03 0.480000E+00 0.334081E-03 0.430351E-08 0.201062E-07 0.259379E+02
# 0.500000E-03 0.600000E+00 0.539262E-03 0.860762E-08 0.201062E-07 0.259058E+02
# 0.600000E-03 0.720000E+00 0.792303E-03 0.152029E-07 0.201062E-07 0.258728E+02
# 0.700000E-03 0.840000E+00 0.108606E-02 0.245350E-07 0.201062E-07 0.258385E+02
#
# Injection end [deg ATDC] :
# 29.8800
#
#-----

```

Bild 3.8 Datei mit den Strahleingangswerten für das 3D-Code FIRE – Berechnungsbeispiel mittels des Transferelements

3.2 Dreidimensionale numerische Simulation der inneren Gemischbildung in Ottomotoren

3.2.1 Dreidimensionale Modellierung der inneren Gemischbildung – Stand der Technik

Im Verlauf des letzten Jahrzehntes wurde die dreidimensionale Simulation der Strömungsvorgänge zur räumlichen und zeitlichen Berechnung von Druck, Temperatur, Geschwindigkeit und Spezieskonzentration unerlässlich zur Optimierung der Prozesse in Verbrennungsmotoren. Dreidimensionale, instationäre, kompressible, turbulente und chemisch-reaktive Mehrphasenströmungen werden für Ottomotoren mit Direkteinspritzung mittels CFD (Computational Fluid Dynamics)-Simulationsprogramme wie KIVA, FLUENT, FIRE, VECTIS, STAR-CD berechnet. Den Schwerpunkt dieser Programme bilden die Modellierung und Berechnung der Einspritzvorgänge und der Gemischbildung und in den letzten Jahren immer mehr auch der Verbrennungsprozesse.

Die Basis der CFD-Rechnung bilden die Gleichungen für Spezies-, Masse-, Impuls- und Energieerhaltung für jedes Volumenelement. Auf deren Herleitung wird an dieser Stelle verzichtet und auf entsprechende Literatur verwiesen [51, 53, 54, 55, 57]. Für die motorische Simulation kommen instationäre, kompressible Erhaltungsgleichungen zur Anwendung. Die allgemeine Transportgleichung lautet damit in einfachster Form, mit Hilfe des Satzes von Gauß, für die Größe ϕ (Masse, Volumen, Energie, usw):

$$\frac{\partial(\rho\phi)}{\partial t} + (\nabla\mathbf{u})\rho\phi = \nabla(\Gamma\nabla\phi) + \dot{S}_Q \quad \text{Gl. 3.1}$$

wobei ρ die Dichte, \mathbf{u} der Geschwindigkeitsvektor der bewegten Grenze des Volumens und Γ der Diffusionskoeffizient sind. Die Gl. 3.1 setzt sich auf der linken Seite aus der zeitlich lokalen und der konvektiven Änderung zusammen. Diese stehen im Gleichgewicht mit der Änderung durch diffusionsgesteuerte Transportvorgänge und Quell- und Senkterme \dot{S}_Q .

Für die *Erhaltung der einzelnen Massenspezies* m_s ergibt sich unter Berücksichtigung von Vorgängen wie Einspritzung und Verbrennung [51]:

$$\frac{\partial\rho_m}{\partial t} + (\nabla\mathbf{u})\rho_m = \nabla\left(\rho D\nabla\frac{\rho_m}{\rho}\right) + \dot{\rho}_m^s + \dot{\rho}_m^c \quad \text{Gl. 3.2}$$

wobei D der Diffusionskoeffizient und $\dot{\rho}_m^S$ und $\dot{\rho}_m^C$ die Speziesproduktion sind. Der Gradient der Dichtekonzentration ist gemäß dem Diffusionsgesetz nach Fick [57] der Antrieb für Diffusionsvorgänge. Die Diffusionsvorgänge durch Temperaturgradienten (Soret-Effekt) werden bei obiger Formulierung nicht berücksichtigt.

Die charakteristische Kenngröße bei Diffusionsvorgängen ist die Schmidt-Zahl S_c , als Verhältnis von Reibungs- (μ) und Diffusionseffekten (ρD).

$$S_c = \frac{\mu}{\rho D} \quad \text{Gl. 3.3}$$

Die Summation über alle Spezies ergibt die *Kontinuitätsgleichung* der Gesamtmassenerhaltung für ein Volumenelement.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\nabla \mathbf{u}) \rho = \dot{\rho}_s \quad \text{Gl. 3.4}$$

Im Fall der *Impulserhaltungsgleichung* steuern die Geschwindigkeitsgradienten zum diffusiven Beitrag bei. Impulsvorgänge werden durch Schubspannungen als Folge der Reibung am Volumenelement übertragen.

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{u})}{\partial t} + (\nabla \mathbf{u}) \rho \mathbf{u} = \nabla \tau - \nabla p + \rho \mathbf{g} \quad \text{Gl. 3.5}$$

Hierbei wird τ als Newtonscher Schubspannungstensor bezeichnet. Als Quellterm sind neben dem gravimetrischen Einfluss Druckgradienten aufgeführt.

Im Gegensatz zu den oben aufgeführten Erhaltungsgleichungen der Zustandsgrößen m , $Y_i = \rho_m / \rho$ und u wird bei der Energieerhaltung die Transportgleichung einer abgeleiteten Größe – hier die innere Energie e – aufgestellt.

$$\frac{\partial(\rho u e)}{\partial t} + (\nabla \mathbf{u}) \rho e = \nabla \left(\rho \lambda_q \nabla T + \rho D \sum_m h_m \nabla \frac{\rho_m}{\rho} \right) - p \nabla \mathbf{u} + \tau : \nabla \mathbf{u} + \dot{E}^S + \dot{E}^C \quad \text{Gl. 3.6}$$

Dabei sind λ_m der Wärmeleitfähigkeitskoeffizient und h die spezifische Enthalpie einer Spezies. Daher wird der Wärmetransport ins Volumenelement durch die Kontrollflächen als Funktion der Temperaturgradienten und der Konzentrationsgradienten formuliert. Der Einfluss der Druckkräfte ist in dem Term $p \nabla \mathbf{u}$ und der Einfluss der Reibungskräfte in $\tau : \nabla \mathbf{u}$ enthalten. Im Falle einer Einspritzung oder chemischen Reaktionen werden weitere Quellterme benötigt.

Für das Verhältnis von Impuls- und Wärmetransport ist die Prandtl-Zahl Pr als charakteristische Kennzahl definiert.

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda_q} \quad \text{Gl. 3.7}$$

Zwischen Prandtl- und Schmidt-Zahl besteht ein Zusammenhang über die Lewis-Zahl Le . Diese gibt das Verhältnis von molekularem Wärmetransport zu molekularem Stofftransport an.

$$Le = \frac{\text{Pr}}{\text{Sc}} = \frac{\lambda_q}{\rho D c_p} \quad \text{Gl. 3.8}$$

Die Lösung obiger Erhaltungsgleichungen liefert die zeitliche Entwicklung der Größen ρ_m , ρ , u und e . Das Gleichungssystem wird durch die thermodynamischen Grundgleichungen vervollständigt.

$$p = R_0 T \sum_m \frac{\rho_m}{M_m} \quad \text{Gl. 3.9}$$

Die Gaszustandsgleichung idealer Gase (Gl. 3.9) beinhaltet neben der universellen Gaskonstante R_0 auch das molekulare Speziengewicht M_m und liefert den Zusammenhang zwischen Druck, Dichte und Temperatur.

Für die dichtegemittelte Bestimmung der temperaturabhängigen inneren Energie $e(T)$ eines jeden Volumenelementes,

$$e(T) = \sum_m \left(\frac{\rho_m}{\rho} \right) e_m(T) \quad \text{Gl. 3.10}$$

die analog der Bestimmung der Wärmekapazitäten $c_p(T)$ vorgenommen wird, bedarf es der inneren Energie jeder Spezies $e_m(T)$. Diese berechnet sich unter Zuhilfenahme der idealen Gasgleichung gemäß:

$$e(T) = h_m(T) - \frac{R_0 T}{M_m} \quad \text{Gl. 3.11}$$

Turbulenz

Auf Basis der eingeführten Erhaltungsgleichungen können Strömungsvorgänge exakt beschrieben werden. Die analytische Lösung ist allerdings nur für wenige, einfache Sonderfälle möglich. Ebenso wird die numerische Lösung der Gleichungen durch die Existenz der Turbulenz erschwert. Als Turbulenz werden hochfrequente Strömungsvorgänge mit kleinsten Wirbelabmessungen, in der Größenordnung von 10 - 100 μm , bezeichnet [57]. Der makroskopische Austausch ist allerdings um

Größenordnungen größer als charakteristische Molekülweglängen, so dass es sich weiterhin um ein kontinuumsmechanisches Problem handelt. Die Reynoldszahl, welche durch die Entdimensionalisierung der Navier-Stokes Gleichung entsteht, gibt das Verhältnis der

$$\text{Trägheitskraft: } F_T = \frac{w^2}{d} \quad \text{Gl. 3.12}$$

zur

$$\text{Reibungskraft: } F_R = \frac{\nu w}{d^2} \quad \text{Gl. 3.13}$$

wieder und dient zur Charakterisierung der Strömung.

$$\text{Re} = \frac{wd}{\nu} \quad \text{Gl. 3.14}$$

Die Reynoldszahl liegt für motorische Anwendungen in der Größenordnung von 10^6 .

Für Strömungen mit Reynoldszahlen in der Größenordnung von 10^3 sind während der letzten Jahre große Anstrengungen unternommen worden, die direkte numerische Simulation ohne Verwendung empirischer Ansätze anzuwenden. Nachteil ist die lange Berechnungszeit, für die die Abhängigkeit CPU-Zeit $\sim \text{Re}^3$ gilt. Für technische Applikationen sind LES (Large Eddy Simulation) günstiger, aufgrund deutlich geringerer Rechenzeiten. Hierbei werden die großen Skalen aufgelöst und kleinere Längenmaße über Filtermodelle berücksichtigt.

In kommerzieller Software [58] finden sich bereits erste LES-Implementierungen. Für Reynolds-Zahlen oberhalb 10^3 kommen fast ausschließlich RANS (Reynolds averaged Navier-Stokes) Modelle zur Anwendung. Basis des RANS-Ansatzes bildet die Beschreibung einer Zustandsgröße durch einen Mittelwert und einen turbulenten Schwankungsterm.

Die strömungsfeldabhängige, instationäre Wirbelviskosität μ_t wird unter der Annahme homogener, isotroper Turbulenz durch eine Dimensionsanalyse formuliert.

Die Annahme der Isotropie stellt einen großen Nachteil dar, da sie in technischen Strömungen und im Verbrennungsmotor bei einer Existenz von Drall, Tumble und Einspritzphänomenen zumeist nicht zutreffend ist:

$$\mu_t = C_\mu \rho \frac{\tilde{k}^2}{\tilde{\varepsilon}} \quad \text{Gl. 3.15}$$

mit der Turbulenzmodellkonstanten ($C_\mu=0,09$) aus experimentellen Beobachtungen ermittelt.

Für die Bestimmung der turbulenten kinetischen Energie

$$\tilde{k} = \frac{1}{2} \left(\tilde{u}_x'^2 + \tilde{u}_y'^2 + \tilde{u}_z'^2 \right) \quad \text{Gl. 3.16}$$

und der Dissipation

$$\tilde{\varepsilon} = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l_M} \quad \text{Gl. 3.17}$$

mit l_M als dem Längenmaßstab, müssen wiederum zwei Erhaltungsgleichungen gelöst werden.

Diese basieren auf der Arbeit von Launder und Spalding, die 1974 unter Annahme homogener, isotroper Turbulenz für zweidimensionale Strömungsfelder Erhaltungsgleichungen für \tilde{k} und $\tilde{\varepsilon}$ aufstellten [59]. Die Vorteile des k - ε -Modells liegen in seiner einfachen Implementierung zur Schließung der Impulserhaltungsgleichung und in den geringen Berechnungszeiten. Aus diesem Grund wurde es während der letzten Jahrzehnte zur dominierenden Methode sowohl bei wissenschaftlichen als auch bei kommerziellen CFD-Programmen gewesen [5, 6, 58]. Trotzdem können durch die Annahme isotroper Turbulenz bei der Simulation anisotroper Strömungsfelder mit dem k - ε -Modell große Abweichungen entstehen. Die Notwendigkeit der Validierung der Modellkonstanten auf Basis experimenteller Ergebnisse und die eingeschränkte Validität dieser Konstanten müssen weiterhin berücksichtigt werden

Eine Verbesserung bringt das auch in dieser Arbeit angewendete erweiterte RNG (Re-Normalization Group) – Modell, welches auf der Arbeit von Yakhot und Orszag basiert [60] und analog schon in FIRE, KIVA 3V, und VECTIS eingebunden ist. Der erweiterte RNG – Ansatz verbessert vor allem die Wiedergabe des Turbulenzverhaltens bei der Existenz großer Wirbelstrukturen, wie Drall und Tumbleströmungen im Brennraum. Die Erhaltungsgleichung für die turbulente kinetische Energie unterscheidet sich hierbei nicht vom Standard- k - ε -Ansatz.

Wichtige Kenngrößen der Turbulenz lassen sich aus der turbulenten kinetischen Energie k [m^2/s^2] und der Dissipation ε herleiten.

Unter der Annahme der Isotropie ergibt sich für die Turbulenzintensität:

$$u' = \sqrt{\frac{2}{3} k} \quad \text{Gl. 3.18}$$

Die Dimensionsanalyse liefert für das turbulente, integrale Längenmass l_i als charakteristische Größe der Makrowirbel:

$$l_i = C_{mu} \frac{k^{\frac{2}{3}}}{\varepsilon} \quad \text{Gl. 3.19}$$

Hierbei ist C_{mu} eine Konstante, die aus den Eingangsparametern der Turbulenzmodellierung abgeleitet wird. Für das turbulente, integrale Zeitmass liefert die Dimensionsanalyse wiederum:

$$t_i = \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Gl. 3.20}$$

Das turbulente, integrale Zeitmass ist eine charakteristische Zeit für die Lebensdauer der Wirbel und kann auch als charakteristische Abklingzeit für Störungen in der Strömung betrachtet werden.

3.2.2 Dreidimensionale Modelle zur Charakterisierung des Einspritzstrahls

Im Fall der Direkteinspritzmotoren treten die Einspritzstrahlen mit sehr hohen Geschwindigkeiten aus der Einspritzdüse aus und zerfallen infolge der Relativgeschwindigkeit zur umgebenden Luft und der Turbulenz im Einspritzstrahl. Mit fortschreitender Eindringtiefe wird der Einspritzstrahl infolge Wechselwirkungen mit der umgebenden Luft stärker abgebremst und im vorderen Drittel aufgeweitet. Die eigentliche Gemischbildung, d.h. die Verteilung des dampfförmigen Kraftstoffs auf die Luft, steht in Wechselwirkung mit den Teilprozessen Strahlausbildung und Tropfenverdampfung [61].

Bei der Berechnung der Strahlausbreitung hat die Art der Zerteilung der Modelle (Netzqualität) in Sub-Volumina einen entscheidenden Einfluss auf die Genauigkeit und die Rechenzeit, wie in Bild 3.9 für drei unterschiedliche Auflösungsgrade für eine einfachen Geometrie dargestellt ist.

Das Äquivalenzverhältnis ist der Kehrwert des Luftverhältnisses λ und bezieht sich z.B. im Strahlmodul des Codes Fire-AVL auf das Mischungsverhältnis des verdampften Kraftstoffs in der Luftmasse. Bereits hier wird der Einfluss der Vernetzung auf das Ergebnis sichtbar, wobei in Bild 3.9 die tatsächlichen Werte für die arithmetisch gemittelte Tropfengröße d_{10} und die verdampfte Kraftstoffmasse für den gesamten Einspritzstrahl über der Zeit dargestellt sind.

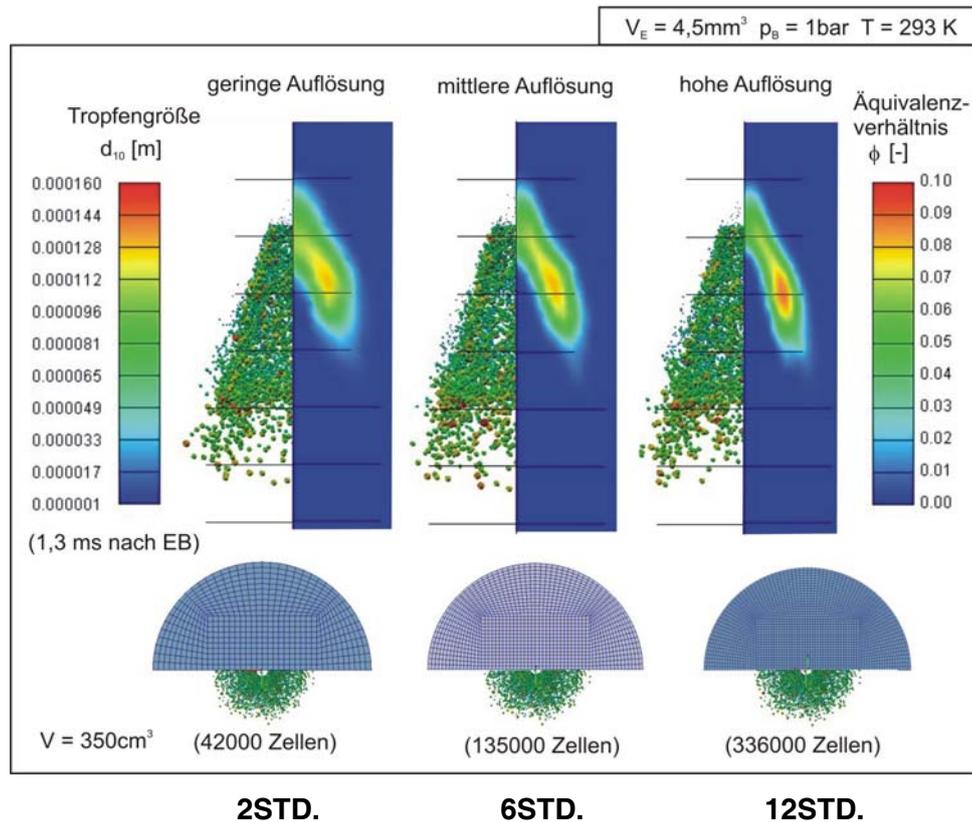


Bild 3.9 Einfluss der Netzqualität auf die Modellierung des Einspritzstrahls

Die Diagramme in Bild 3.10 veranschaulichen die Unterschiede der Tropfengröße und der Verdampfung quantitativ, nachdem sie in Bild 3.9 qualitativ aufgezeigt worden sind. Um lediglich Tendenzen der Strahlentwicklung bei der Veränderung der Parameter und der Geometrie innerhalb sehr kurzer Zeit abzuschätzen, ist eine geringe Auflösung ausreichend (Bild 3.10a). Dieser Vereinfachung sind jedoch durch die Mathematik Grenzen gesetzt. Sind die Zellen zu groß, oder kommt es zu einer starken Geometrieänderung (z.B. Einschnürung) verbunden mit Zustandsänderungen, so kann es zur Divergenz in der Berechnung kommen. In diesen Bereichen der Geometrie muss die Auflösung vergrößert werden. In Bereichen, in denen ein Ergebnis möglichst genau sein muss, sind ebenfalls feinere Vernetzungen erforderlich. In oben aufgezeigtem Beispiel kann eine mittlere Auflösung angewandt werden, da bei den Ergebnissen der numerischen Untersuchung nur geringe Abweichungen im Vergleich zu der hohen Netzgüte vorkommen. Die Ergebnisse der groben Vernetzung sind schon weiter von denen der mittleren und der feinen Auflösung entfernt. Eine Zellengröße von 1 - 1,5 mm Ausdehnung je Richtung hat sich als Optimum herausgestellt.

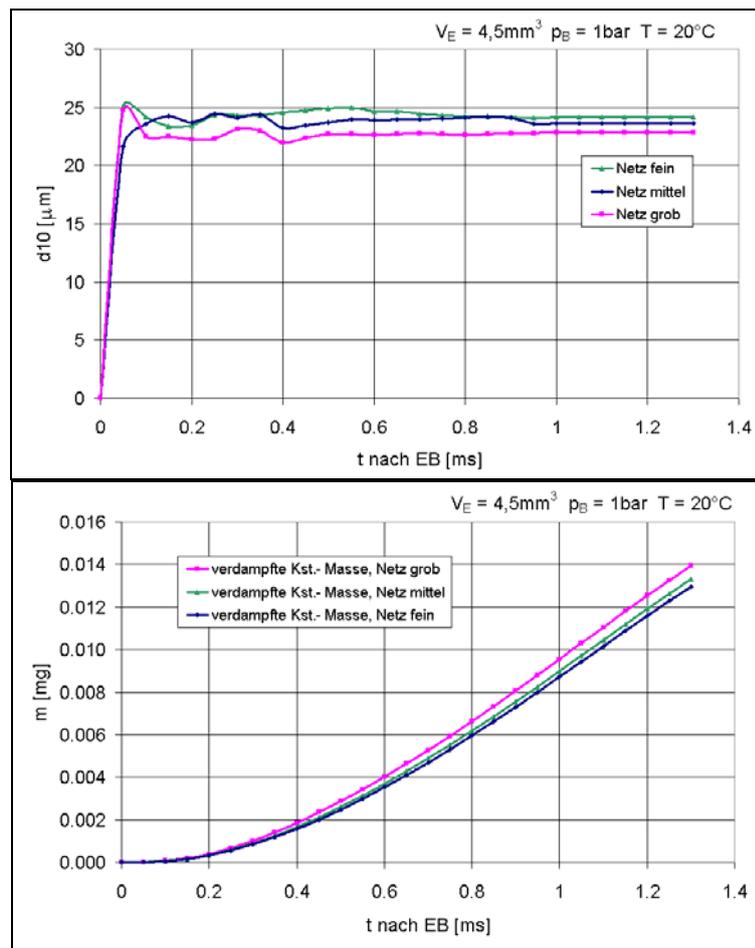


Bild 3.10 *Beeinflussung der Tropfengröße und der Verdampfung durch Vernetzung*

Für eine intensive Gemischbildung sind eine kurze Einspritzung und eine möglichst gute Zerstäubung wesentlich. Im Fall von Lochdüsen erfolgt der Strahlaufbruch bereits innerhalb der Düsenbohrung, verursacht durch Kavitation bei hohen Einspritzdrücken. Aufgrund des extrem hohen Druckabfalls entlang der Einspritzbohrung wird nämlich der Dampfdruck unterschritten. Die Implosionen der sich bildenden Dampfblasen führen zu Druckschwingungen, welche ein Aufbrechen des flüssigen Strahlkerns und die primäre Tropfenbildung beschleunigen. Da das vorliegende System jedoch auf nach außen öffnenden Zapfendüsen basiert und mit Einspritzdrücken von maximal 80-100bar arbeitet, sind starke Verformungen der Primärtropfen durch Kavitation nicht zu erwarten. Im Versuch bildet sich – in Abhängigkeit von der einzuspritzenden Menge und dem Düsenkegelwinkel – ein sehr ausgeprägter flüssiger Mantel (rote Markierung in Bild 3.11). Dieser dichte, weitestgehend laminare Strahlbereich ist zunächst ungestört von radialen Geschwindigkeitskomponenten. Er wird hauptsächlich durch die hohe Relativgeschwindigkeit zwischen den Tropfen und der Umgebungsluft und durch die – von den verformten, schwingenden Primärtropfen verursachten – Oberflächenkräfte

aufgebrochen. Radiale Geschwindigkeits- und Druckgradienten werden durch Scherkräfte zwischen unterschiedlich schnellen Flüssigkeitsschichten verursacht. Diese Umverteilung der kinetischen Energie (Impulsaustausch) wird durch das Geschwindigkeitsprofil verursacht. Hier kann es zu Kollisionen kommen, welche destabilisierend wirken.

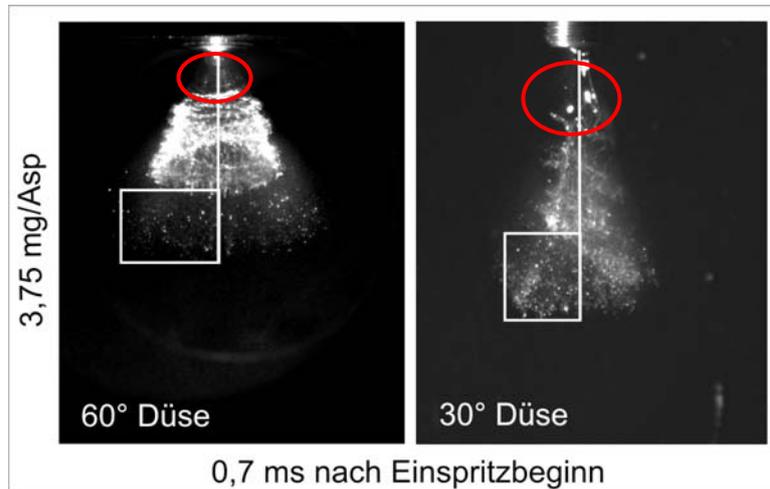


Bild 3.11 Vergleich der Strahlbilder bzw. des ausgeprägten flüssigen Mantels (rote Markierung) zweier Einspritzdüsen mit einem Einspritzkegelwinkel von 60° bzw. 30°

In einem mathematisch nicht bestimmbar Prozess entstehen fadenförmige Strukturen (Ligamente) und Tropfen, welche anschließend weiter zerfallen. Hierbei spricht man vom sekundären Tropfenzerfall. Aus Bild 3.11 wird deutlich, dass der Einspritzstrahl einer 30° -Düse einen ausgeprägten flüssigen Mantel besitzt (siehe rote Markierung in Bild 3.11). Bei einer 60° -Düse wirkt dieser feiner. Es kann angenommen werden, dass der flüssige Mantel durch den größeren Öffnungswinkel und somit eine dünnere Flüssigkeitsschicht und eine größere Luft-Kraftstoff-Kontaktfläche von dem umgebenden Medium stärker aufgerissen wird. Beide Aufnahmen sind unter annähernd gleichen Bedingungen hinsichtlich Umgebungszustand, Öffnungsdruck, Vordruck und der geometrischen Kenngrößen des Systems entstanden.

Modelle zum Zerfall der Kraftstofftropfen (primärer Zerfall)

Die unterschiedlichen Formen des Strahlzerfalls können durch die Reynoldszahl und die Ohnesorge-Zahl des Strahls charakterisiert werden.

$$Oh = \frac{\mu_T}{\sqrt{\rho_T \cdot \sigma_T \cdot d_T}} \quad \text{Gl. 3.21}$$

$$Re = \frac{\rho_T \cdot w \cdot d_T}{\mu_T} \quad \text{Gl. 3.22}$$

Die Ohnesorge-Zahl Oh beschreibt das Verhältnis der dämpfend wirkenden Zähigkeitskräfte zu den Oberflächenspannungskräften und ist nur abhängig von den Stoffwerten und der Düsengeometrie (Tropfendurchmesser) [64]. Die Reynolds-Zahl Re beschreibt das Verhältnis zwischen den Trägheits- und Zähigkeitskräften und charakterisiert die Strömungsform (laminar, turbulent). Sie ist abhängig von dem Tropfendurchmesser, der Austrittsgeschwindigkeit (gegenüber der Luftgeschwindigkeit) und den Stoffwerten der Flüssigkeit. Diese dimensionslosen Kennzahlen charakterisieren die Art der Zerfallsmechanismen, die im Strahl zu einem bestimmten Zeitpunkt und an einem bestimmten Ort vorherrschen. Nach der Theorie von Ohnesorge werden diese Mechanismen mittels des in Bild 3.12 dargestellten Ohnesorge-Diagramms in drei Kategorien aufgeteilt: „Zertropfen“ (Zone A), „Zerwellen“ (B und C) und „Zerstäuben“ (Zone D) [63]. Dabei wird jedoch nicht die Dichte des umgebenden Mediums berücksichtigt, so dass unter realen Bedingungen die Abgrenzungen vielmehr Übergangsbereiche darstellen. Eine zunehmende Umgebungsdichte bewirkt beispielsweise einen zunehmenden Luftwiderstand, welcher zu einem schnelleren Zerfall führt. Die Grenzen werden dadurch in Richtung kleinerer Reynoldszahlen verschoben [49, 62]. Die Stoffwerte des angewendeten Kraftstoffs zur Beschreibung der Kennzahlen sind in Tabelle 1 dargestellt.

		Ottokraftstoff [62]
Dichte	$\rho \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	710 - 770
Dyn. Viskosität	$\mu \left[10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{m} \cdot \text{s}} \right]$	5,2
Oberflächenspannung	$\sigma \left[10^{-3} \frac{\text{N}}{\text{m}} \right]$	22

Tabelle 1: Stoffwerte des Otto-Kraftstoffs (Beispiel)

Die Zerfallsform „Zertropfen“ ist dadurch gekennzeichnet, dass der Flüssigkeitsstrahl durch axialsymmetrische Schwingungen, initiiert durch Störungen an der Austrittsöffnung, in Tropfen gleichen Durchmessers zerfällt (laminarer Strahlzerfall). Bei

höheren Relativgeschwindigkeiten zerfällt der Strahl aufgrund von wellenförmigen Schwingungen (Zone B und C) [62].

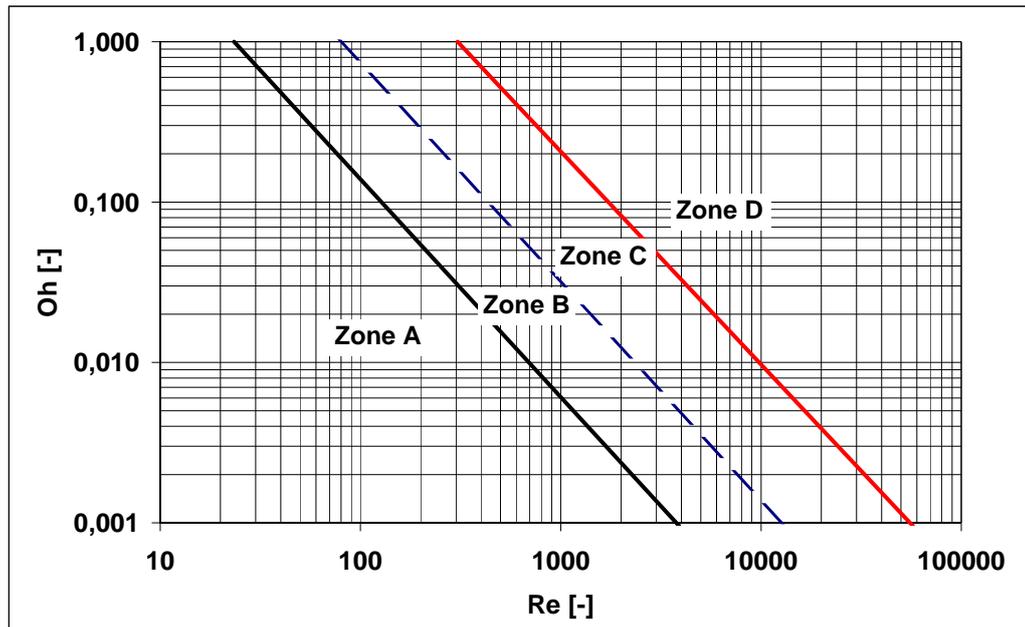


Bild 3.12 Ohnesorge-Diagramm [49]

In der Zone C kommt es auch zum transversalen Wachstum von Schwingungen im Strahl. Die Art von erzeugten Tropfengrößen je nach Zerfallsform und Düsenöffnung werden in Bild 3.13 veranschaulicht.

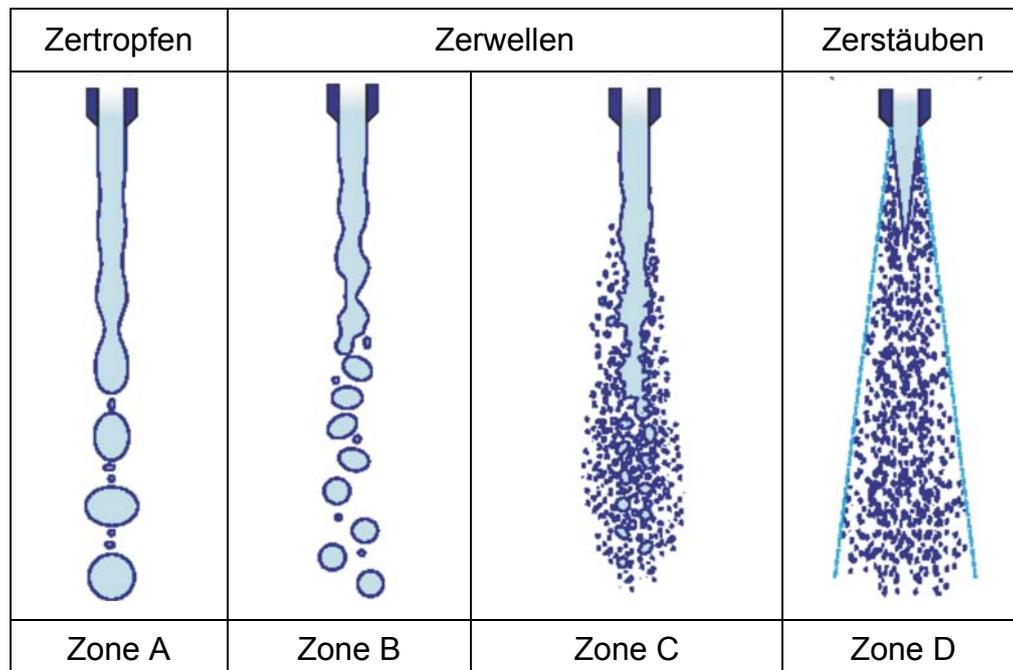


Bild 3.13 Tropfengröße in Abhängigkeit von der Zerfallsform [49]

Beim Atomisieren ist rein äußerlich kein flüssiger Kern mehr zu erkennen. In diesem Fall führen extreme Relativgeschwindigkeiten zum Zerstäuben (turbulenter Strahlzerfall).

Das primäre Zerstäubungsmodell bildet die Zerstäubungsvorgänge in Düsennähe nach, wo der flüssige Kern des Strahls aufgerissen wird. Dieser Zerfallsprozess beinhaltet turbulente und kavitative Effekte genauso wie aerodynamische Einflüsse. Der turbulente Tropfenzerfall wird durch die Lösung der Gleichung der turbulenten kinetischen Energie und deren Dissipationsrate innerhalb des Flüssigkeitskerns beschrieben. Die Änderung der turbulenten kinetischen Energie am Düsenausgang entsteht hauptsächlich aufgrund von zerplatzender Dampfblasen sowie Einflüssen der Düsengeometrie. Diese Änderung beschreibt den Grad des Zerfalls des flüssigen Kerns. Die aerodynamischen Einflüsse sind weiter strahlabwärts von größerer Bedeutung (sekundäres Zerfallsmodell).

Modelle zur Verdampfung der Kraftstofftropfen (sekundärer Zerfall)

Nach dem primären Strahlzerfall, der den kompakten Flüssigkeitsstrahl in Ligamente und unregelmäßige Elemente aufgebrochen hat, folgt der sekundäre Tropfenzerfall. Dieser spielt sich bereits in der so genannten dichten Strahlzone ab, welche sich dem flüssigen Kern anschließt [63]. Hier ist der flüssige Anteil sehr groß, der Gasanteil jedoch ausreichend vorhanden, um Ligamente und unregelmäßig geformte Flüssigkeitsanteile durch Interaktion zwischen Gas und Flüssigkeit aufzubrechen. Die hohe Gasdichte führt zu Kollisionen, auch Windschatteneffekte haben einen Einfluss auf den Tropfenzerfall. Je nach Stoßwinkel und Impuls können Tropfenkollisionen zu Koaleszenz, zur Abspaltung kleinerer Satellitentröpfchen oder zum vollständigen Zerfall der beteiligten Tropfen führen. Primäre Flüssigkeitselemente und Tropfen werden so weit aufgebrochen, bis die entstehenden Kräfte eine stabile Größe erreichen. In der nachfolgenden dünnen Strahlzone sind Kollisionen aufgrund des geringen Flüssigkeitsanteils sehr gering. Das Aufbrechen durch aerodynamische Kräfte ist in diesem Bereich am intensivsten. Die Tropfen erreichen eine Größe, in der sie durch die Wirkung der Oberflächenspannung eine sphärische Form annehmen. In der anschließenden sehr dünnen Strahlzone weiter stromabwärts sind die Tropfen bereits zu langsam, um durch aerodynamische Kräfte weiter aufgespaltet werden zu können. Durch den Impulsaustausch mit dem umgebenden Medium werden sie aber weiter abgebremst. Die Größe der Tropfen ist an das Stabilitätskriterium Weberzahl We gebunden, welche den sekundären Tropfenzerfall beschreibt:

$$We = \frac{\rho_G \cdot d_T \cdot w_{inj}^2}{\sigma}$$

Gl. 3.23

Diese stellt das dimensionslose Verhältnis von Massenträgheitskraft zur Oberflächenspannungskraft dar. Sie ist abhängig von den Stoffwerten, dem Tropfendurchmesser (bei Lochdüsen vom Lochdurchmesser) und von der Strahl- bzw. Tropfengeschwindigkeit gegenüber dem gasförmigen Medium, in welches der Strahl eindringt. Die treibende Kraft für den Tropfenzerfall steigt quadratisch mit der Relativgeschwindigkeit zwischen Tropfen und Gas, wobei die Oberflächenspannung der Flüssigkeit stabilisierend wirkt. Die Viskosität der Flüssigkeit (Gl. 3.21) hemmt die angeregten Schwingungen und die Verformung innerhalb des Tropfens. Die Viskosität bestimmt Stabilität und Lebensdauer der Tropfen. Die Weberzahl (Gl. 3.23) ist eine wichtige Kennzahl für die Beschreibung der Tropfenstabilität und begrenzt zudem die Tropfenzerfallsmechanismen (siehe Bild 3.13). Die kritische Weberzahl We_{krit} bezeichnet die Grenze der Tropfen, unterhalb derer die Tropfen nicht weiter zerfallen. Die Deformation der Tropfen ist nicht nur abhängig von der Intensität der aerodynamischen Kräfte, sondern auch davon, wie diese auf die Tropfen wirken. Man unterscheidet verschiedene Beanspruchungsszenarien von quasi-statischen Deformationen durch eine langsame allmähliche Belastung (z.B. Regentropfenbeschleunigung im freien Fall) bis hin zu hochdynamischen Deformationen bei plötzlicher Stoßbeanspruchung. Eine Abhängigkeit zwischen der Art der Zerfallsmechanismen und der Weber-Zahl ist in Bild 3.14 dargestellt.

Bei der für dieser Arbeit angewendeten Konfiguration des Kraftstoff- und Einspritzsystems ($We < 12$) können Tropfen durch äußere Anregung, z.B. durch Turbulenz, zum Schwingen gebracht werden. Die charakteristischen Zeiten bis zum Eintreten dieses Zerfallstyps sind bei diesem Typ der Einspritzung relativ lang.

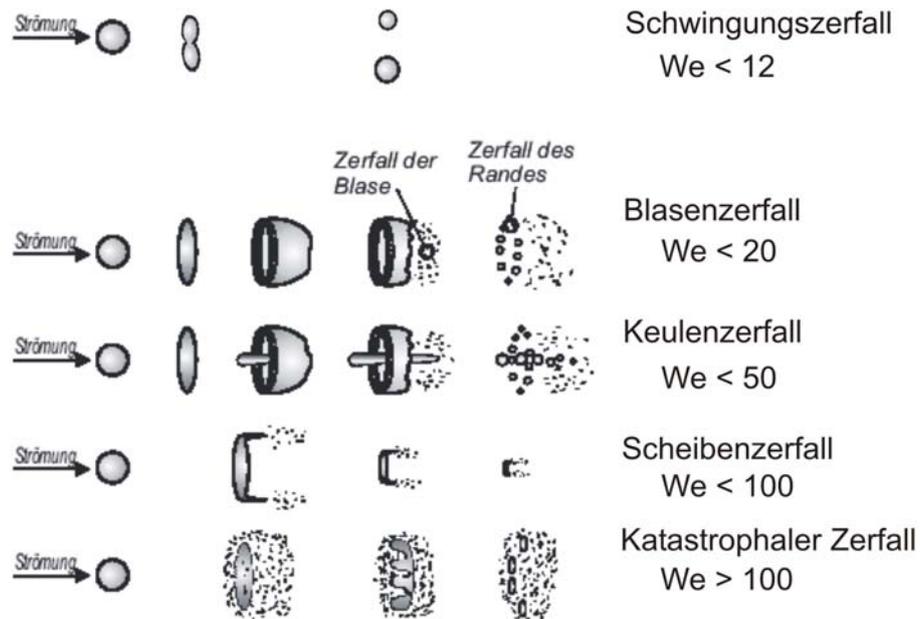


Bild 3.14 Zerfallsmechanismen in Abhängigkeit der Weber-Zahl [61, 63]

In 3D-Codes sind unterschiedliche Strahl-Zerfallsmodelle integriert, welche auf unterschiedlichste Kriterien zugeschnitten sind. So sind das GM-Modell (Reitz und Diwakar) und Chu-Modell hauptsächlich für Hochdruckeinspritzsysteme konfiguriert. Das Huh-Gosman-Modell ist geeignet für die Benzindirekteinspritzung mittels Mehrlochdüsen, während das Kelvin-Helmholtz-/Rayleigh-Taylor-Modell speziell unter den Bedingungen der Diesel-Hochdruckeinspritzungen zum Einsatz kommt [64].

Das TAB-Modell [49, 69, 72] kann am ehesten den Anforderungen der Druckstoßeinspritzung gerecht werden, da es Hohlkegeldüsen für Benzindirekteinspritzung unterstützt, deren Strahlform am ehesten zu der angewendeten Zapfendüse passt. Es ist geeignet für die Simulation von Ablösungserscheinungen im Geschwindigkeitsbereich von 50 bis 150m/s am Düsenaustritt. Da dieses Modell den Schwingungszерfall annimmt, gilt das Kriterium $We < 12$.

Der Tropfenzerfall wird durch das analoge Verhalten zwischen einem oszillierenden und sich verformenden Tropfen und einem Feder-Masse-System modelliert (Taylor Analogy Breakup-Modell). Es handelt sich hierbei um eine erzwungene Schwingung, wobei auf das System von außen eine periodisch veränderliche Kraft wirkt, die das System zum Mitschwingen bringt.

Die Kräftebilanz resultiert als:

$$F_E + F_R + F_D = ma$$

Gl. 3.24

und beinhaltet die Erregerkraft F_E , die (Feder-) Rückstellkraft F_R und die Dämpfungskraft F_D .

Die Summe der Kräfte entspricht der wirkenden Kraft bestehend aus Masse des beschleunigten Körpers m und dessen Beschleunigung a (bzw. \ddot{x}) [49].

Die allgemeine Differentialgleichung der Bewegung bei einer erregten Schwingung lautet:

$$\frac{F_E}{m} - \frac{k}{m}x - \frac{\beta_D}{m}\dot{x} = \ddot{x}$$

Gl. 3.25

mit

k Federkonstante Richtgröße = F/y ,

x Weg

 β_D Dämpfungskonstante \dot{x} Momentangeschwindigkeit F_E Erregerkraft. \ddot{x} Momentanbeschleunigung

m Masse des Schwingers

Bei der Analogie von Taylor entspricht die Erregerkraft der Luftwiderstandskraft, die Federrückstellkraft der Oberflächenspannungskraft und die Dämpfungskraft der Viskositätskraft der Flüssigkeit [64, 66, 67, 68]. Die Auslenkung x entspricht der Verschiebung des Tröpfchenäquators von seinem Ausgangszustand infolge der Oszillation und Verformung des Tropfens nach Krafteinwirkung von außen. Bei Anstieg der Oszillationen auf einen kritischen Wert zerfällt der Ausgangstropfen in mehrere kleine Einzeltröpfchen. Mit der Verformung des Tröpfchens ändert sich auch der Luftwiderstandsbeiwert (dieser geht in der Konstante C_F ein).

Die Koeffizienten der Schwingungsgleichung erhält man aus der Analogie von Taylor:

$$\frac{F}{m} = C_F \frac{\rho_G w^2}{\rho_{fl} r} \quad \text{Gl. 3.26}$$

$$\frac{k}{m} = C_k \frac{\sigma}{\rho_{fl} r^3} \quad \text{Gl. 3.27}$$

$$\frac{\beta_D}{m} = C_d \frac{\mu_{fl}}{\rho_{fl} r^2} \quad \text{Gl. 3.28}$$

ρ_{fl}	Dichte der Flüssigkeit
ρ_G	Dichte des umgebenden gasförmigen Mediums
w	Relativgeschwindigkeit des Tropfens zur Umgebung
r	Radius des unverformten Tropfens
σ	Oberflächenspannung des Tropfens
μ_{fl}	dynamische Viskosität der Flüssigkeit
C_F, C_k, C_d	dimensionslose Konstanten

Der Tropfen zerfällt unter der Annahme, dass die Verformung ansteigt, bis ein kritisches Verhältnis der Tropfenradien erreicht wird. Dieses ist definiert als

$$y > C_b r \quad \text{Gl. 3.29}$$

wobei

$$C_b = 0,5$$

gesetzt wird.

Der Zerfall tritt entsprechend auf, wenn die Verformung dem Tropfenradius entspricht, d.h. wenn Nord- und Südpol in Tropfenmitte aufeinander treffen. In diesem linearen Modell schwingt der Tropfen nur wegen einer Oszillationsart. Sekundäre Oszillationen der Oberfläche, die aus dem primären Zerfall (z.B. durch Turbulenz und Kavitation am Düsenausgang), den Scherbeanspruchungen und der Interaktion mit Nachbartröpfchen resultieren, werden vernachlässigt. Die Startverformungen der Tropfen werden auch vernachlässigt. Das TAB-Modell behandelt lediglich die Interaktionsvorgänge mit dem umgebenden Medium [64, 49]. Die aerodynamischen Kräfte haben in diesem Bereich

der Weber- Zahlen einen sehr großen Einfluss auf die Verformung und den Zerfall der Tröpfchen.

Für die Berechnung wird die dimensionslose Bewegung des Tröpfchen-Äquators von der Gleichgewichtposition (y) eingesetzt.

$$y = \frac{x}{C_b r} = \frac{2x}{r} \quad \text{Gl. 3.30}$$

Durch Einbeziehung der Analogien von Taylor (Gl 3.22 bis 3.24) in die Schwingungsgleichung ergibt sich eine Bewegungsgleichung der Form:

$$\frac{d^2 y}{dt^2} = \frac{C_F \rho_G w^2}{C_b \rho_{fl} r^2} - \frac{C_k \sigma}{\rho_{fl} r^3} y - \frac{C_d \eta_{fl}}{\rho_{fl} r^2} \frac{dy}{dt} \quad \text{Gl. 3.31}$$

Der Tröpfchenzerfall tritt bei $y > 1$ auf. In der obigen Gleichung sind indirekt (beim Umstellen nach y) die Oszillationsfrequenz

$$\omega^2 = C_k \frac{\sigma}{\rho_{fl} r^3} - \frac{1}{t_d^2} \quad \text{Gl. 3.32}$$

mit dem Dämpfungsglied

$$\omega_d^2 = \frac{1}{t_d^2} \quad \text{Gl. 3.33}$$

und die Weber-Zahl We enthalten. Die Weber-Zahl spezifiziert hierbei die Intensität der aerodynamischen Kräfte relativ zu den stabilisierenden Kräften der Oberflächenspannung. Beim Überschreiten der kritischen Weberzahl, welche sich aus

$$We_{kr} = \frac{C_F}{C_k C_b} We \quad \text{Gl. 3.34}$$

zusammensetzt, wird $y > 1$. Diese kritische Weber-Zahl wird in der Literatur [63, 49, 68] mit $We_{kr} = 12$ angegeben. Die folgenden Konstanten wurden aus Versuchen und theoretischen Betrachtungen abgeleitet: $C_k = 8$, $C_d = 5$, $C_F = \frac{1}{3}$.

Mit dem Gleichsetzen der Energien des Ausgangstropfens und der resultierenden Einzeltropfen erhält man deren Größe, welche als mittlerer Sauter-Radius beschrieben wird. Die Energie des Ausgangströpfchen setzt sich aus dessen Oberflächenenergie, der kinetischen Energie und der Verformungsenergie zusammen:

$$E_{\text{Ausgangstropfen}} = 4\pi r^2 \sigma + K \frac{\pi}{5} \rho_{\text{fl}} r^5 \left[\left(\frac{dy}{dt} \right)^2 + \omega^2 y^2 \right] \quad \text{Gl. 3.35}$$

$$E_{\text{Tropfen nach Zerfall}} = 4\pi r^2 \sigma \frac{r}{r_{32}} + \frac{\pi}{6} \rho_{\text{fl}} r^5 \left(\frac{dy}{dt} \right)^2 \quad \text{Gl. 3.36}$$

$$r_{32} = \frac{r}{1 + \frac{8Ky^2}{20} + \frac{\rho_{\text{fl}} r^3}{\sigma} \dot{y}^2 \left(\frac{6K-5}{120} \right)} \quad \text{Gl. 3.37}$$

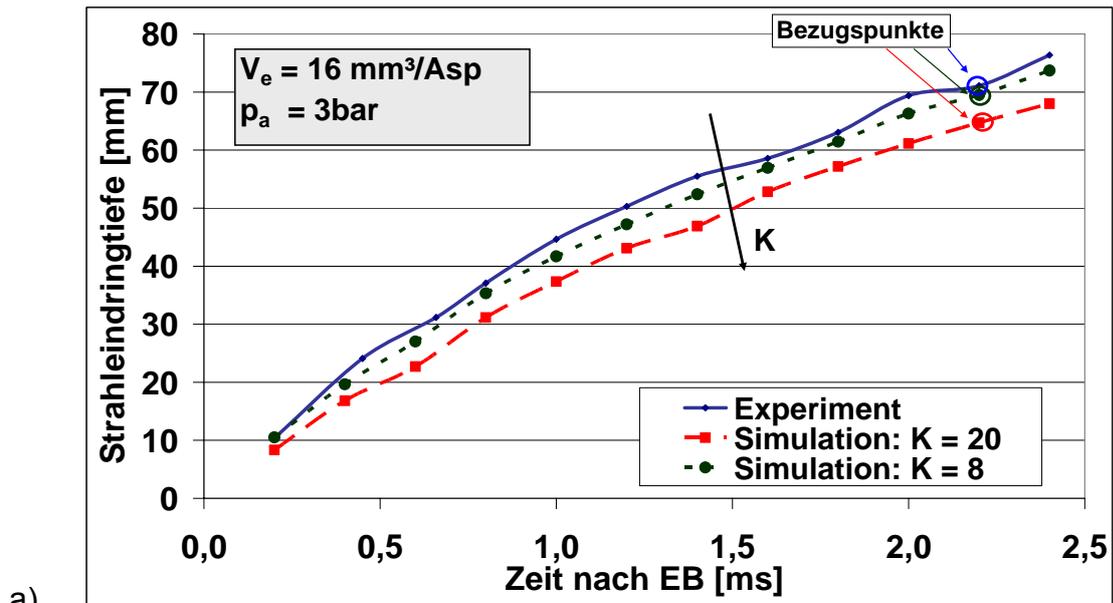
Die Tröpfchengeschwindigkeit in einer Ebene normal zur Richtung des Ausgangstropfens wird durch die Geschwindigkeit des Äquators des Ausgangstropfens bestimmt:

$$\frac{dx}{dt} = C_b r \dot{y} \quad \text{Gl. 3.38}$$

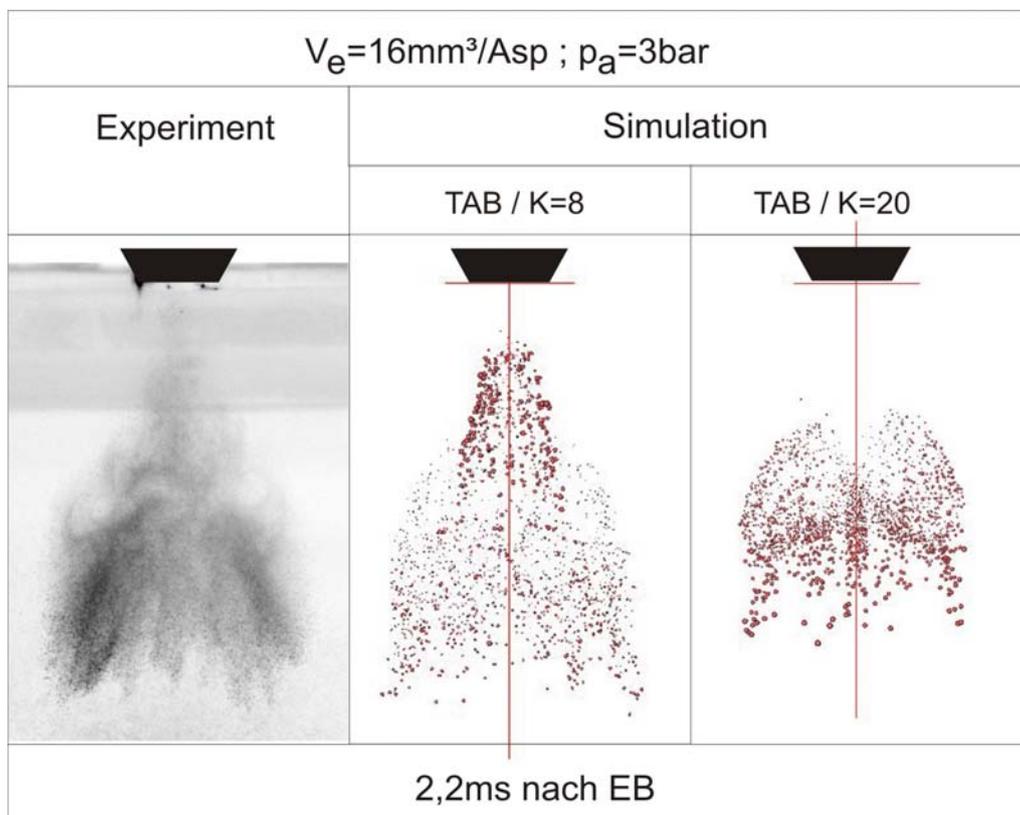
Die Richtung wird durch eine Zufallsverteilung bestimmt.

Die passende Einstellung der Konstanten C_F , C_K , C_d und K ist für plausible Resultate notwendig. Bild 3.15 stellt ein Beispiel des Einflusses des Parameters K auf die Sprayeindringtiefe dar, wenn $16\text{mm}^3/\text{Asp}$ Benzin in einer Bombe mit einem kontrollierten Luftdruck von 3bar eingespritzt werden. Wie aus Gl. 3.37 ableitbar, führt ein höherer K -Wert zu kleineren Tröpfchen nach dem Auseinanderbrechen und infolgedessen zu einer höheren Strahldiffusion (Zerstäubung) und einer kleineren Eindringtiefe.

Das TAB-Modell setzt keine einheitliche kritische Weberzahl für den Tröpfchenzerfall voraus. Es wird von nur einer Oszillationsart ausgegangen, obwohl in Realität mehrere Arten vorzufinden sind. Die Tröpfchen werden als unverformt und nicht oszillierend nach dem Zerfall betrachtet.



a)



b)

Bild 3.15 Strahlentwicklung für unterschiedliche Werte der Konstanten K im TAB-Modell – Vergleich Experiment - Simulation mittels FIRE

a) Strahleindringtiefe

b) Optischer Vergleich

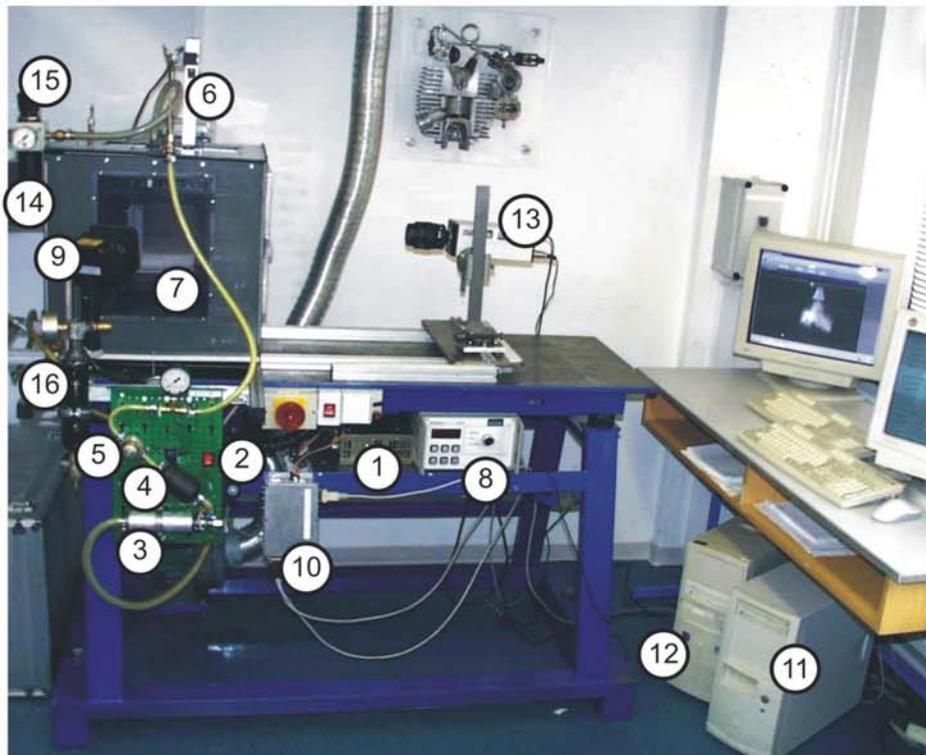
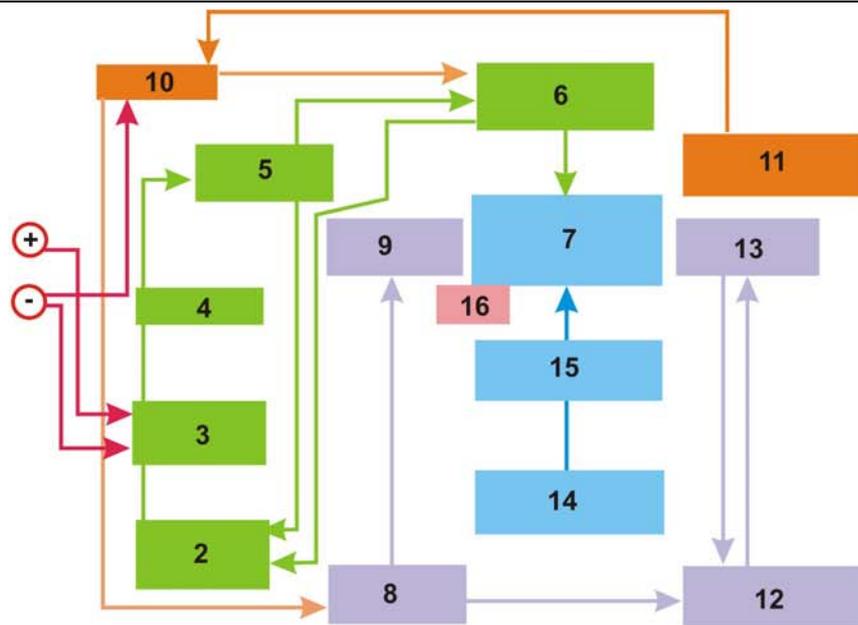
3.2.3 Experimentelle Charakterisierung des Einspritzstrahls

Um den numerisch zu simulierenden Einspritzstrahl zu kalibrieren, wurden zwei Arten von optischen Messungen durchgeführt: qualitative (Schattierungsaufnahme mittels Hochgeschwindigkeitskamera(CCD) [70, 73, 76]) und quantitative (PIV, PDA) [13, 18, 70].

QUALITATIVE MESSVERFAHREN:

Beim qualitativen Messverfahren wird die zeitliche Entwicklung des Einspritzstrahls mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera aufgenommen. Aus den so erhaltenen Bilderserien können erste Strahlcharakteristiken, wie Eindringtiefe, Strahlbreite und Strahlform, ermittelt werden. Auf dieser Grundlage kann der Einspritzstrahl von seiner Ausbreitung her beschrieben werden. Der optische Messprüfstand, der in Bild 3.16 dargestellt ist, erlaubt die Messung der vom Einspritzsystem (6) in einen Druckraum (7) eingespritzten Kraftstoffmengen bei unterschiedlichen Werten für den Druck und die Temperatur in der Kammer. Diese können durch den Luftdruckregler(15) bzw. durch die Heizung (16) eingestellt werden. Der Raum (7) ist mit einem optischen Zugang für die Strahlvisualisierung versehen.

Die Strahlform wird mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera (13) (12-Bitauflösung, 1024x1280 Pixel, Belichtungszeit=2 μ s) durch einzelne Schussbelichtungen aufgenommen. Die Belichtung wird mittels eines Stroboskops (9) mit einer Beleuchtungsdauer von ungefähr 10 μ s realisiert. Die Belichtungszeit ist kurz genug, um ein quasi-eingefrorenes Bild des Sprays zu erhalten. Die Abbildungen werden in einem Computer (12) mittels eines mathematischen Nachbearbeitungsprogramms registriert, digitalisiert, gemittelt, und ausgewertet [70]. Dieses Messverfahren liefert Informationen über die zeitbezogene Strahlentwicklung und -form, die für die vorgeschlagene Simulationskalibrierung notwendig sind.



- | | |
|-----------------------|------------------------------|
| 1 Stromversorgung | 9 Stroboskoplampe |
| 2 Tank | 10 Steuerelektronik |
| 3 Kraftstoffpumpe | 11 PC - Steuerelektronik |
| 4 Filter | 12 PC - Steuerung Stroboskop |
| 5 Druckregler | 13 CCD Kamera |
| 6 Einspritzsystem | 14 Druckluftanschluss |
| 7 Druckkammer | 15 Druckregler für Druckluft |
| 8 Stroboskopsteuerung | 16 Heizung |

Bild 3.16 Messprüfstand zur qualitativen Strahlcharakterisierung mittels einer Hochgeschwindigkeitskamera (CCD)

Zwei Parameter wurden für die geometrische Charakterisierung des Strahls gewählt, wie in Bild 3.17 dargestellt:

Strahleindringtiefe L_s bei unterschiedlichen Zeitschritten nach Einspritzbeginn (Zeit nach EB). Die Eindringtiefe des Strahls wird durch die Lage der vordersten Tropfen definiert, d.h. auf dem vordersten Schnitt des Strahlkugels liegen [73]. Diese Strahleindringtiefe bietet ein quantitativ bestimmbares Maß des Strahls, das hauptsächlich durch die Einspritzrate und -geschwindigkeit festgestellt wird.

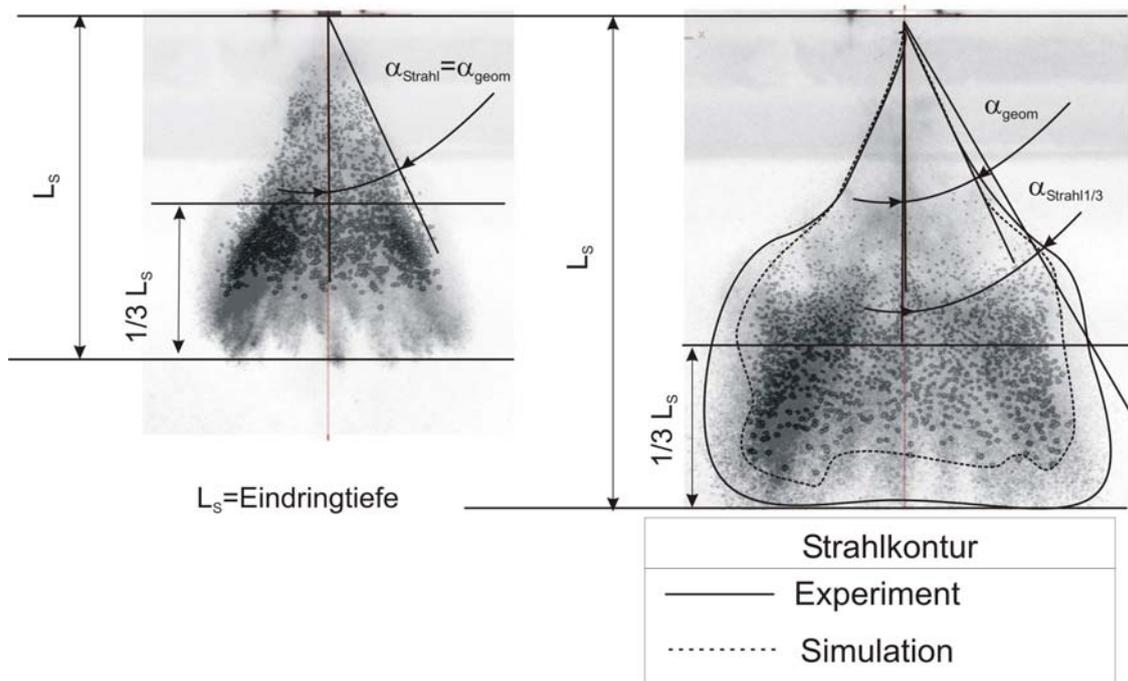


Bild 3.17 Parameter für die optische Analyse des Strahls

Strahlwinkel $\alpha_{\text{Strahl}1/3}$ bei unterschiedlichen Zeitschritten nach Einspritzbeginn: Messungen unter unterschiedlichen Bedingungen zeigten, dass der Strahlwinkel α_{geom} in der Nähe der Einspritzdüse für einen großen Funktionsbereich des Systems fast konstant bleibt und hauptsächlich von der Einspritzdüsenkonstruktion abhängt. Den größten Einfluss auf den Strahlkegelwinkel hat das Dichteverhältnis von Gas zu Flüssigkeit. Steigt dieses auf Werte $\frac{\rho_G}{\rho_L} > 0,1$, so bleibt der Kegelwinkel annähernd konstant [63]. Wenn der dichte Strahlbereich bewertet wird, wie in Bild 3.18 dargestellt, kann festgestellt werden dass während der Verdampfungsphase der Strahlkegelwinkel mit zunehmendem Abstand von der Düse abnimmt. Bei Betrachtung der flüssigen Phase reduziert sich der Strahlkegelwinkel durch die zerfallenden und verdampfenden

kleinen Tröpfchen am Strahlrand leicht. Für die Strahlbewertung wurde ein variabler Parameter ausgewählt, nämlich der Strahlwinkel an der Stelle, die 1/3 der momentanen Strahllänge von der Strahlfrontseite entfernt ist ($\alpha_{\text{Strahl}1/3}$) bewertet.

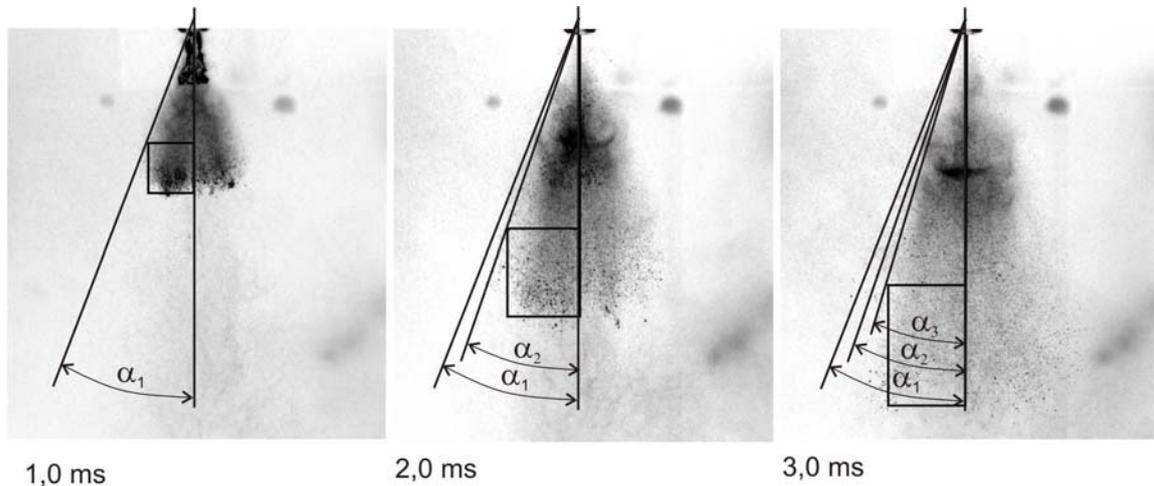


Bild 3.18 Strahlkegelwinkel mit fortschreitender Zeit

Gleichzeitig wurde der Strahl auch durch die „Kontur-Methode“ [74] analysiert, wie in Bild 3.17 und Bild 3.18 gezeigt. Der Vergleich der experimentell bestimmten mit der simulierten Strahlform liefert zusätzliche Informationen über die allgemeine Übereinstimmung zwischen Modell und Experiment.

QUANTITATIVE MESSVERFAHREN

Anhand der Messwerte zu Eindringtiefe, Strahlbreite und Strahlform kann der Einfluss der variierten Versuchsparameter auf die Strahlcharakteristik zunächst nur qualitativ festgestellt werden.

Für die Gemischbildung ist die zeitliche und räumliche Verteilung von Kraftstoff- und Luftgeschwindigkeit von besonderer Bedeutung. Zur Kalibrierung der numerischen Simulation wurden geeignete experimentelle Analysemethoden angewandt. Mittels „Particle Image Velocimetry“ (PIV) und dafür entwickelter Bildbearbeitungsprogramme wurden die Geschwindigkeitsgradienten im Strahl analysiert [70], wie es beispielsweise in Bild 3.19 dargestellt ist. Darüber hinaus konnte mittels Phasen-Doppler-Anemometrie (PDA) die Verteilung der Tropfendurchmesser im Strahl – als wichtiges Kalibrierungskriterium der numerischen Simulation – gemessen werden [70, 40].

In Bild 3.20 ist die Verteilung der Tropfendurchmesser und der Tropfengeschwindigkeiten in einem Einspritzstrahl in verschiedenen Querschnitten vor der Front der Einspritzdüse dargestellt.

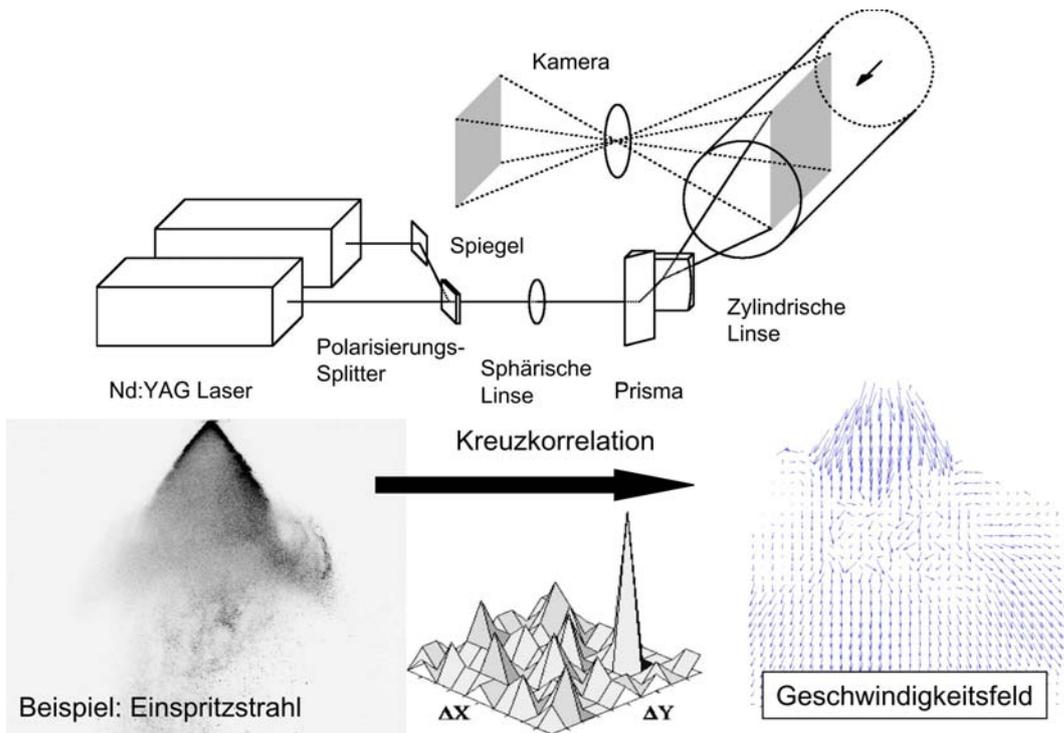


Bild 3.19 Particle Image Velocimetry (PIV) zur Analyse der Geschwindigkeitsgradienten in einem Kraftstoffstrahl [76]

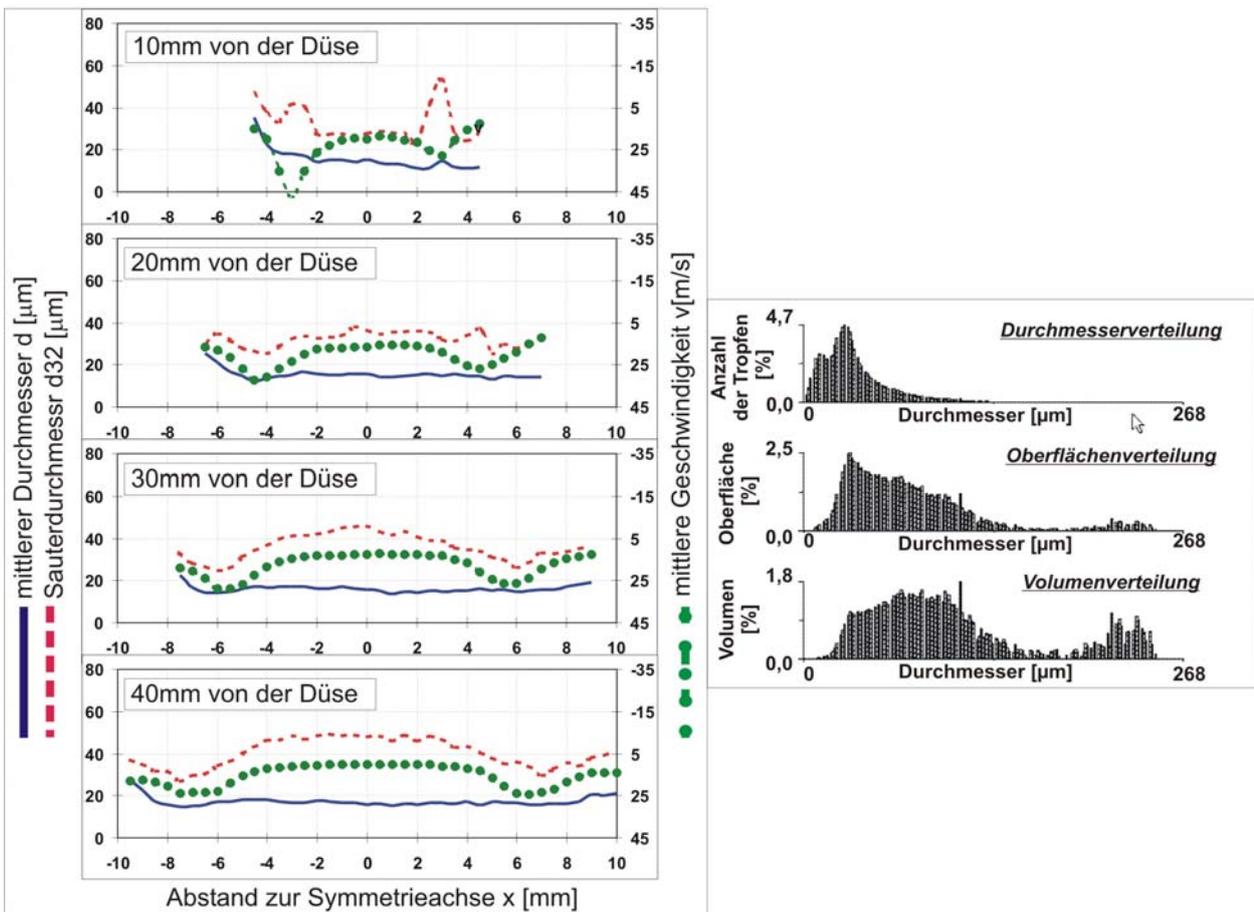


Bild 3.20 Verteilung der Tropfendurchmesser und -geschwindigkeiten eines Einspritzstrahls – gemessen [76]

Die durch die qualitativen und quantitativen Messverfahren entstehende experimentelle Datenbasis ist eine unerlässliche Voraussetzung zur numerischen Simulation des Gemischbildungsprozesses.

3.2.4 Kalibrierung des Einspritzstrahlmodells

Bild 3.21 und Bild 3.22 zeigen – als Beispiele der Kalibrierungsergebnisse – Vergleiche der gemessenen und der simulierten Werte von Eindringtiefe und Strahlwinkel für drei unterschiedliche Werte des absoluten Drucks in der Einspritzkammer ($p_a=1\text{bar}$, 3bar und 5bar) und drei verschiedene Einspritzvolumina je Arbeitsspiel ($V_e = 4\text{mm}^3$, 10mm^3 und $16\text{mm}^3/\text{Asp}$) [77]. Ausführliche Ergebnisse dieser Kalibrierung werden in der ANLAGE 3 dargestellt. Die erreichte Übereinstimmung zwischen den Modellen und den experimentellen Werten für die Eindringtiefe sowie für den Spraywinkel für die größeren Einspritzvolumina unter den verschiedenen Bedingungen ist als gut zu bezeichnen. Für kleine Einspritzvolumina, an der unteren Grenze des angeforderten Arbeitsbereichs des Einspritzsystems, entstehen größere Unterschiede zwischen Experiment und Simulation, besonders in Bezug auf den Strahlwinkel. Diese lassen sich durch die instabile Funktion des Systems an der unteren Grenze sowie durch eine beschränkte Gültigkeit der Modellkonstanten erklären.

Aus den Diagrammen in Bild 3.21 kann darüber hinaus abgeleitet werden, dass die Strahleindringtiefe mit dem Einspritzvolumen zunimmt, der Strahlwinkel aber nahezu konstant bleibt, wenn der Kammerdruck nicht geändert wird. Wie in Bild 3.21c sichtbar, verringert sich die Strahleindringtiefe für gleiches Einspritzvolumen, wenn der Druck im Raum steigt. Wegen des Effektes des höheren Drucks innerhalb des hohlen Kegels erhöht sich der Strahlwinkel, wie in Bild 3.21f veranschaulicht. Gleichzeitig wird die Spraystruktur kompakter, wie in Bild 3.22 sichtbar. Diese Aspekte werden speziell in Zusammenhang mit einer späten Einspritzung für das Erreichen einer geschichteten Ladung im Motor wichtig. Solche Einspritzverfahren finden prozessbedingt bei einem Brennraumdruck höher als der atmosphärische Druck statt.

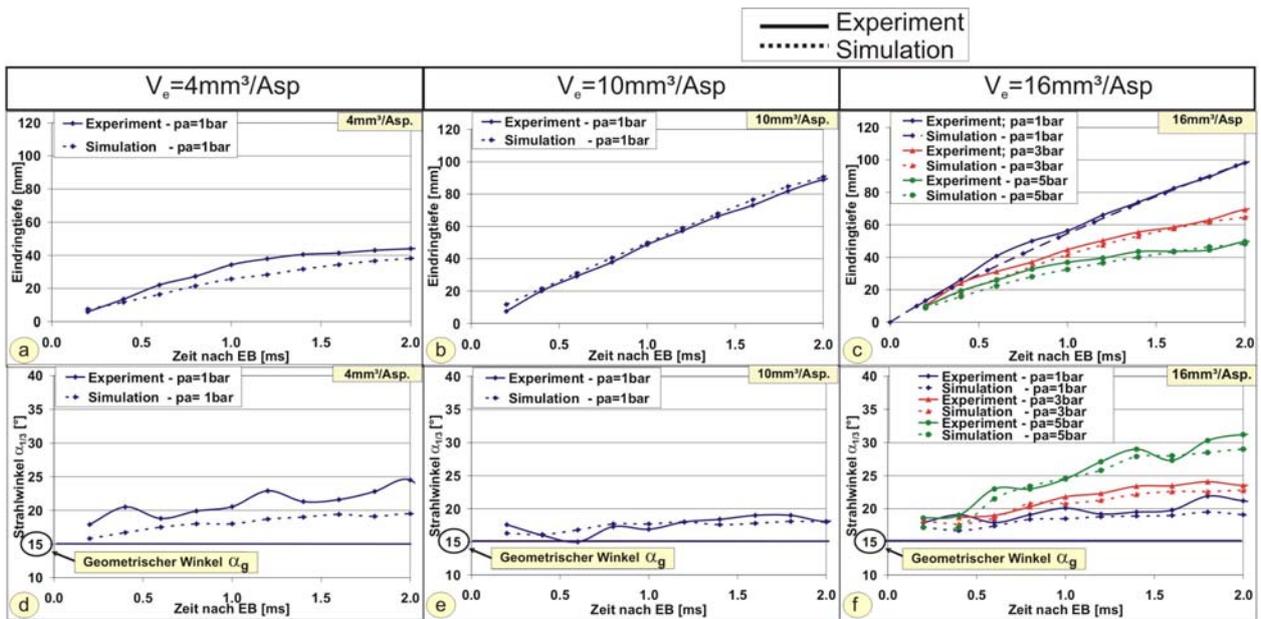


Bild 3.21 Strahleindringtiefe und -winkel für unterschiedliche Werte von Einspritzvolumen und relativem Druck im Druckraum

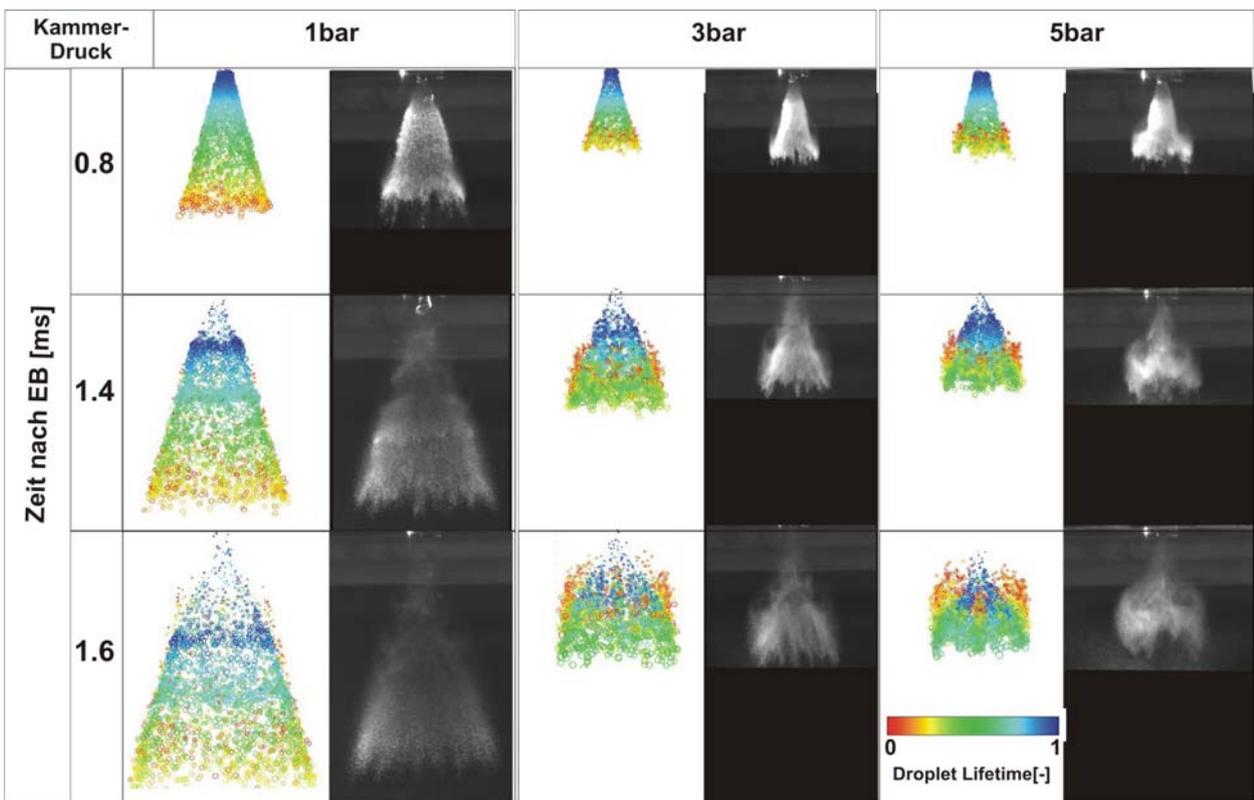


Bild 3.22 Strahlbilder für ein Einspritzvolumen von $16 \text{ mm}^3/\text{Asp}$ zu unterschiedlichen Zeiten nach Einspritzbeginn, für unterschiedliche Werte des Drucks im Druckraum – Vergleich Experiment – Simulation

3.3 Berechnung der Einspritzstrahlcharakteristiken auf Basis der ein- und dreidimensionalen Simulationskette

Durch die Anwendung der Simulationskette 1D-3D kann eine Bibliothek von Strahlcharakteristiken für verschiedene Einspritzsystemkonfigurationen aufgebaut und damit deren Eignung für bestimmte Brennraumgestaltungen oder Düsenpositionierungen mittels weiterer 3D-Simulationen überprüft werden.

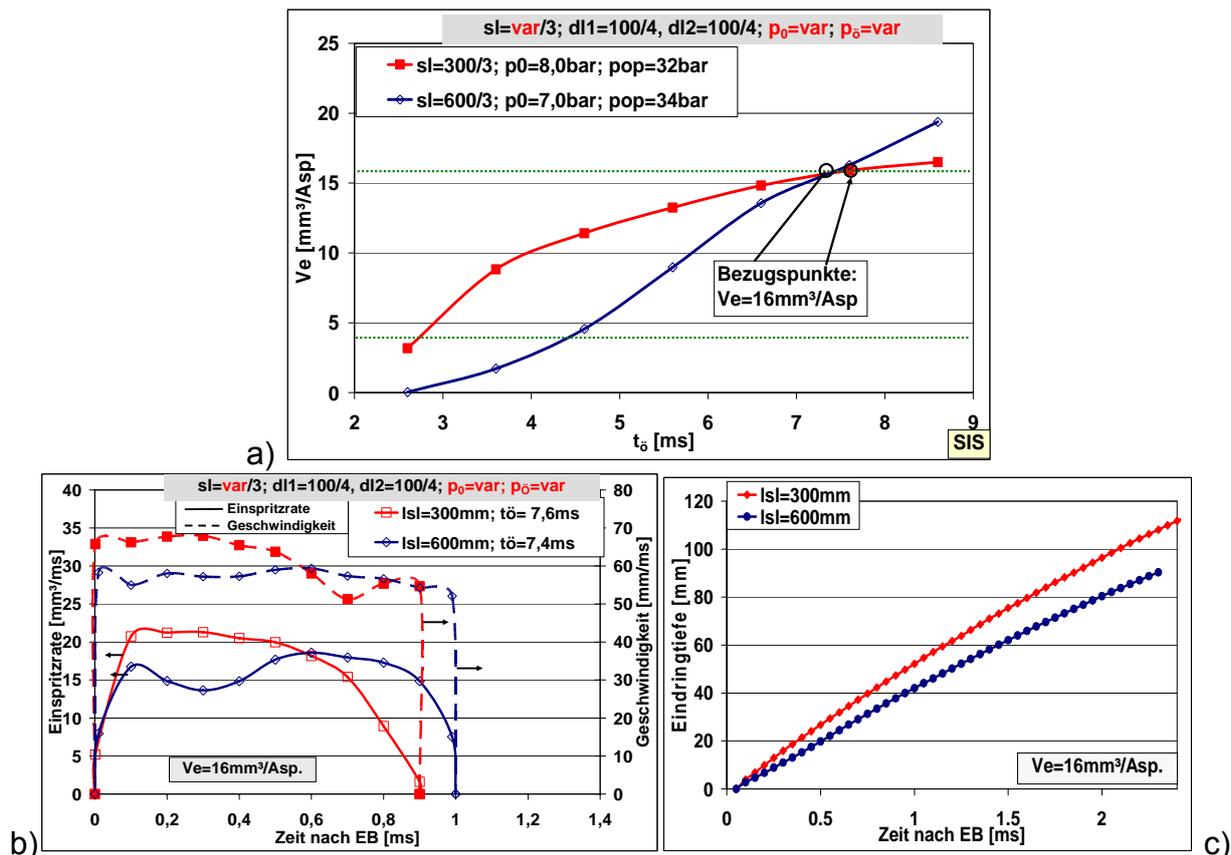


Bild 3.23 Beispiel der Möglichkeiten, die Form der Einspritzrate mittels konstruktiver Kenngrößen oder funktionaler Parameter zu ändern:

- Einspritzkennlinie der zwei Konfigurationen des Einspritzsystems
- Einspritzrate und -geschwindigkeit für $16mm^3/Asp$ Einspritzvolumen
- Strahleindringtiefe und Strahlprofil 1,0ms nach EB

Wie in Bild 3.23 gezeigt, kann der gleiche Bereich des Einspritzvolumens ($4mm^3/Asp$ - $16mm^3/Asp$) mit unterschiedlichen Kombinationen von Parametern erhalten werden - in diesem Fall die Parameter Länge der Beschleunigungsleitung (l_{sl}), Öffnungsdruck der Einspritzdüse (p_0) und Vordruck (p_0). Damit können die Einspritzeigenschaften wie Einspritzrate, Einspritzdauer oder Strahleindringtiefe erheblich geändert werden. Wie als Beispiel in Bild 3.23 sichtbar, kann das gleiche Einspritzvolumen in 0,9ms oder

1,0ms eingespritzt werden, abhängig von der Systemkonfiguration. Das Maximum der Einspritzrate kann dabei verschoben werden. Diese Möglichkeit, die Form der Einspritzrate mittels konstruktiver Kenngrößen oder funktioneller Parameter des Einspritzsystems zu ändern, erlaubt die Systemanpassung an die Anforderungen des Gemischbildungsvorgangs.

Um die Genauigkeit der vorgeschlagenen Simulationskette von ein- zu dreidimensionaler Simulation zu überprüfen, wurde bewusst eine ungünstige Parameterkombination im Einspritzsystem modelliert. Eine unvollständige Dämpfung der Sekundärdruckwellen im System führt in diesem Fall zur Entstehung einer zweiten Druckspitze über dem Öffnungsdruckniveau, wie in Bild 3.24a sichtbar. Diese Druckwelle führt zu einer Sekundäreinspritzung, wie in Bild 3.24b für ein Einspritzvolumen von $16\text{mm}^3/\text{Asp}$ dargestellt. Die Einspritzcharakteristiken des Strahls, der mittels dieser eindimensionalen Eingangsdaten bei einem Luftdruck von 1bar im Druckraum modelliert wurde, zeigt eine deutliche Trennung der zwei aufeinander folgenden Einspritzungen.

Die experimentelle Strahlaufnahme am Prüfstand für gleiche Systemkonfiguration und gleiche Druckkammerbedingungen zeigt eine gute Übereinstimmung mit dem Modell. Eine klare Trennung (die helle Region in Bild 3.24c) ist zwischen dem Hauptstrahl und dem Sekundärstrahl sichtbar. Nach 0.8ms wird die Primäreinspritzung beendet. Es kann in der Nähe der Einspritzdüse kein Flüssigkraftstoff (dunklen Regionen in den Abbildungen) mehr beobachtet werden. Nach 1ms, entsprechend dem Ende der Einspritzung ist der Kegel, der der Sekundäreinspritzung entspricht, sehr gut sichtbar. Er verschwindet dann wieder bis zu dem dargestellten Zeitschritt 1.2ms nach EB. Die Strahleindringtiefe und der Strahlwinkel, die für diese eingespritzte Quantität vorausberechnet wurden, sind den gemessenen Werten weitgehend ähnlich, wie Bild 3.25 zeigt.

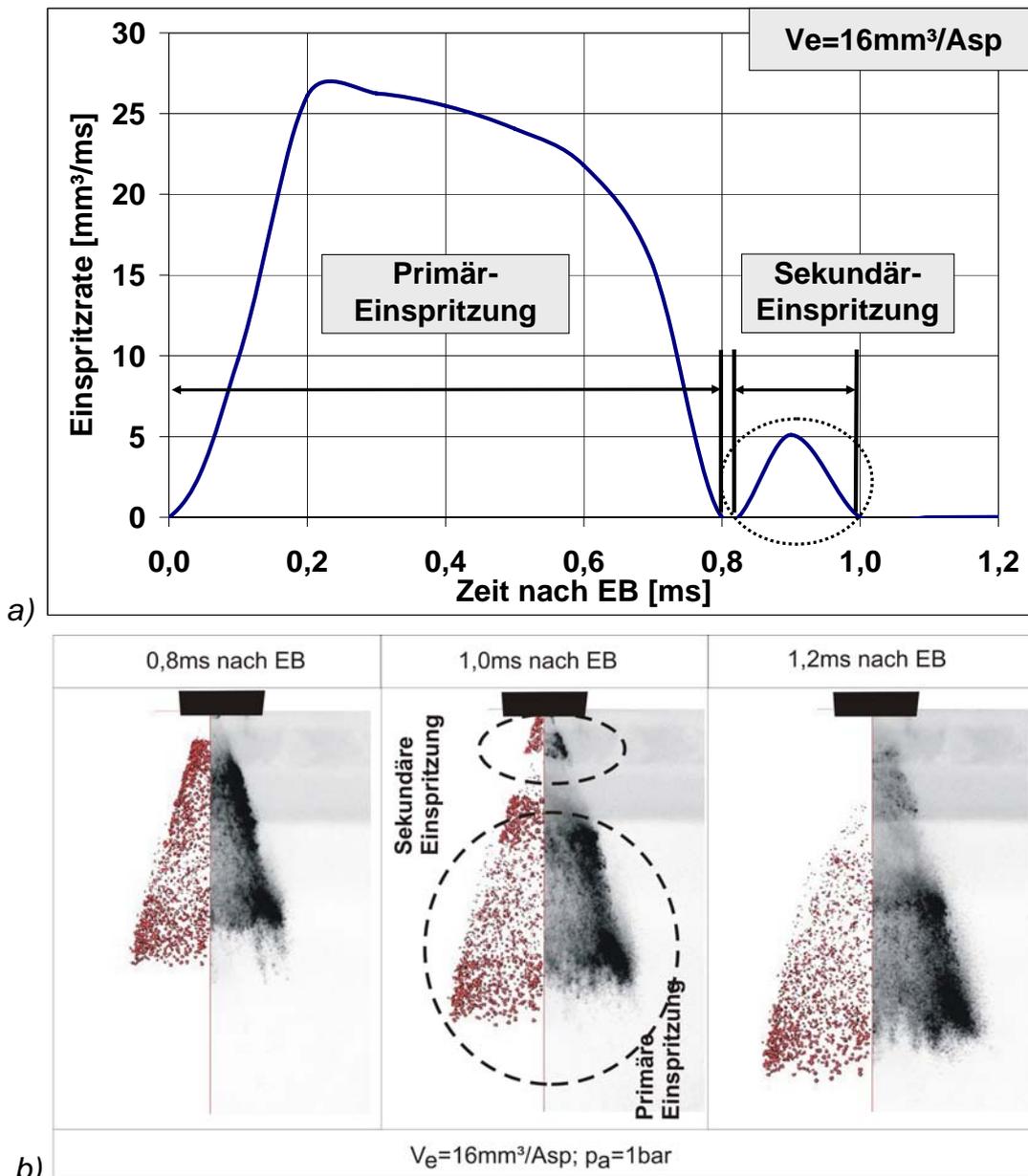


Bild 3.24 Entstehung einer Sekundäreinspritzung als Folge einer ungünstigen Parameterkombination:

a). Einspritzcharakteristik generiert mittels AMESim

b). Strahlmodell generiert mittels FIRE (links in jedem Bild) und die Strahlvisualisierung mittels Hochgeschwindigkeitskamera für die modellierte Einspritzsystemkonfiguration (rechts in jedem Bild)

Diese Sekundäreinspritzung findet auf einem niedrigen Druckniveau statt, resultierend in einem Strahl mit verhältnismäßig großen Tröpfchendurchmesser und infolgedessen einer längeren Zeit bis zu ihrer kompletten Verdampfung. Dieses führt im Modell zu einer erhöhten Strahleindringtiefe in dem Fall, in dem nur die Primäreinspritzung in Betracht gezogen wird, wie in Bild 3.25 sichtbar.

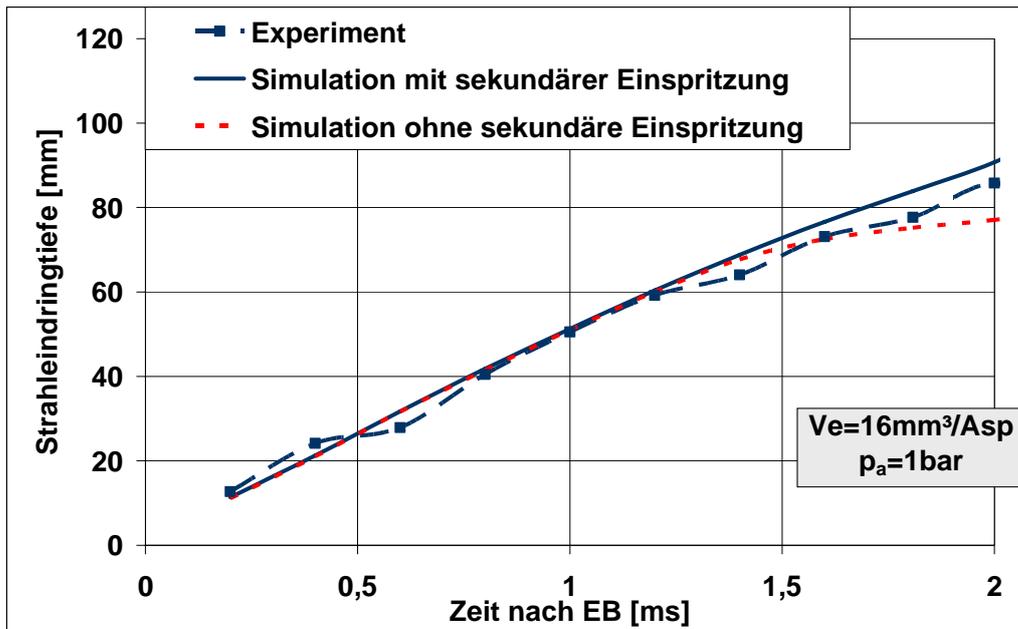


Bild 3.25 Vergleich zwischen berechneter und gemessener Strahleindringtiefe für die Einspritzcharakteristik entsprechend Bild 3.24

3.4 Interaktion Luft/Kraftstoff während der inneren Gemischbildung mittels Direkteinspritzung

Die Forderung nach immer höherer hubraumbezogener Leistung (P_e/V_H) bei modernen Verbrennungsmotoren führt zu eigenständigen Lösungswegen, die für Ladungswechsel, Gemischbildung und Verbrennung teilweise zu widrigen Eingangsbedingungen führen können, wie aus den folgenden Zusammenhängen ableitbar ist:

$$\frac{P_e}{V_H} = w_e \cdot n \cdot \frac{T_U}{T_A}$$

Gl. 3.39

mit	P_e	- effektive Leistung
	V_H	- Hubvolumen
	w_e	- spezifische Arbeit
	n	- Motordrehzahl
	T_U	- Takte je Umdrehung
	T_A	- Takte je Arbeitsspiel

Der Arbeit sind prozessbedingt Grenzen gesetzt. Alle Kolbenmotoren haben darüber hinaus zwei Takte je Umdrehung. Allein von der Zahl der Takte je Arbeitsspiel her gesehen empfehlen sich die Zweitaktmotoren – zwei anstatt vier – jedoch sind ungünstigere Werte hinsichtlich Lebensdauer, Geräusch und zum Teil

Schadstoffemission, trotz Direkteinspritzung Grund für das zurückdrängen dieser Art von Motoren. Es bleibt damit – sofern man die Aufladung außer acht lässt – nur die Drehzahl als Parameter zur Leistungssteigerung. Selbst bei einer etwas geringeren Lebensdauer moderner Motoren sind der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei gegebenen Reibpaarungen Kolben/Zylinder Grenzen gesetzt. Es gilt:

$$c_m = 2sn \quad \text{Gl. 3.40}$$

mit c_m - mittlere Kolbengeschwindigkeit
 H - Kolbenhub
 n - Motordrehzahl

Eine deutliche Drehzahlerhöhung bei begrenzter mittlerer Kolbengeschwindigkeit bedingt die entsprechende Reduzierung des Kolbenhubs. Bei unverändertem Hubvolumen führt das zur Bohrungsvergrößerung:

$$V_h = \frac{\pi D^2}{4} \cdot s \quad \text{Gl. 3.41}$$

$$D = \sqrt{\frac{4V_h}{\pi} \cdot \frac{2n}{c_m}} \quad \text{Gl. 3.42}$$

mit D - Bohrung (Kolbendurchmesser)

Andererseits ist ein hohes Verdichtungsverhältnis maßgebend für den Wirkungsgrad des Motors. Die zwingende Senkung des Hub-/Bohrungsverhältnisses führt jedoch zur drastischen Reduzierung des Abstands zwischen Kolben und Zylinderkopf im oberen Totpunkt, auf Werte um 0,8 - 1 mm, wie in Bild 3.26 dargestellt. Die Kompensierung des Muldenvolumens durch eine Verkleinerung des Abstandes zwischen Kolbenboden und Kopf (Bild 3.26a) ist bei solchen Motoren nicht mehr möglich, da eine weitere Verkleinerung des Abstandes zu einer Berührung des Kolbens mit dem Kopf führen würde (Bild 3.26b). Dieser Umstand ist von besonderem Nachteil für alle inneren Vorgänge:

- für den Ladungswechsel – wegen der begrenzten Ventilhubhöhe, trotz größerer Durchmesser
- für die Gemischbildung – wegen der Tumble-Eindämmung: jegliche Mulde im Kolben würde das Verdichtungsverhältnis beeinträchtigen wie aus Bild 3.26b

sichtbar. Die selbe Bedingung begrenzt die Möglichkeiten einer Benzin-Direkteinspritzung mittels eines strahlgeführten Verfahrens

- für die Verbrennung – wegen der Klopfneigung bei der Fortpflanzung der Flammenfront in einem engen Spalt, auf langen Wegen, entsprechend dem großen Kolbendurchmesser

Diese eher ungünstigen Voraussetzungen für die inneren Vorgänge in einem Verbrennungsmotor, die einer Optimierung zwischen Leistung, Emissionen und Verbrauch entgegen wirken, können durch neue Konzepte des Ladungswechsels, der Gemischbildung und der Verbrennung aber durchaus kompensiert werden.

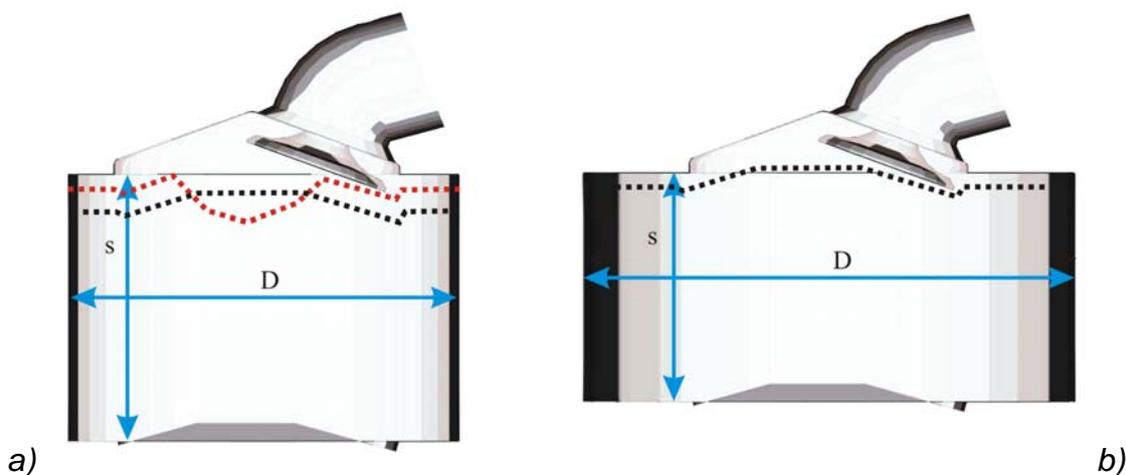


Bild 3.26 Auswirkung des Hub-/Bohrungsverhältnisses auf die Brennraumgestaltung

Im Allgemeinen erlaubt die Benzin-Direkteinspritzung (GDI) eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses bis zu Werten von 14 – 14,5 [79]. Eine kurze Dauer zwischen Gemischbildung und Zündung sowie die spezifische geschichtete Mischungsstruktur führen zur Vermeidung des Klopfens. Die innere Gemischbildung in Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung wird, wie in Kap. 1 erwähnt, im Allgemeinen – in Bezug auf die stützenden Hauptelemente – in wand-, luft- und strahlgeführt eingestuft.

Das Potenzial der wandgeführten Verfahren wurde nach verhältnismäßig kurzer Zeit, wegen des Nachteils einer höheren HC-Emission wieder verlassen. Kolben mit einer Kolbenmulde zur Unterstützung der Direkteinspritzung können bei solch hohen Verdichtungsverhältnissen nur verwendet werden, wenn das Muldenvolumen durch die Form des Zylinderkopfes und den Abstand zwischen dem Zylinderkopf und dem Kolben kompensiert wird. Dieses ist in den modernen Motoren, wie bereits erwähnt, fast

unmöglich. Die kompakte, dachförmige Geometrie der Brennräume und entsprechend auch der Kolben bietet praktisch kaum die Möglichkeit zur Anwendung eines wandgeführten Einspritzkonzeptes.

Als weitere Verbesserung sind die *luftgeführten Verfahren* Gegenstand der Entwicklung vieler Automobilhersteller und haben bereits ein interessantes Potenzial gezeigt [20]. Jedoch führt der beträchtliche Enthalpieunterschied zwischen dem direkt eingespritzten Kraftstoff und der strömenden Luft – auch unter Betrachtung der unterschiedlichen Dichten – zu einer starken Beschränkung der Luftunterstützung für die innere Gemischbildung auf enge Drehzahl- und Lastbereiche.

Die aktuelle Tendenz geht zur Entwicklung von *strahlgeführten Verfahren* [77]. Es wird im Allgemeinen anerkannt, dass die grundlegende Unterstützung der inneren Gemischbildung nur durch den Kraftstoff selbst gewährleistet werden kann. Die notwendige Anpassungsfähigkeit der Strahleigenschaften an unterschiedliche Last-/Drehzahlkombinationen sowie an transiente Bedingungen muss durch das Einspritzsystem selbst getragen werden.

Ausgehend von den luftgeführten zu den strahlgeführten Konzepten, erscheint als ein neuer Aspekt der inneren Gemischbildung die Änderung der Kausalität bei der gegenseitigen Beeinflussung der Kraftstoff- und Luftströmung [70, 71]. Der Kraftstoffstrahl verursacht selbst Drall-ähnliche Luftbewegungen, hinter der Strahlfrontseite, die zur Verdampfung der restlichen Strahloberflächen beitragen, wie aus Bild 3.27 ersichtlich.

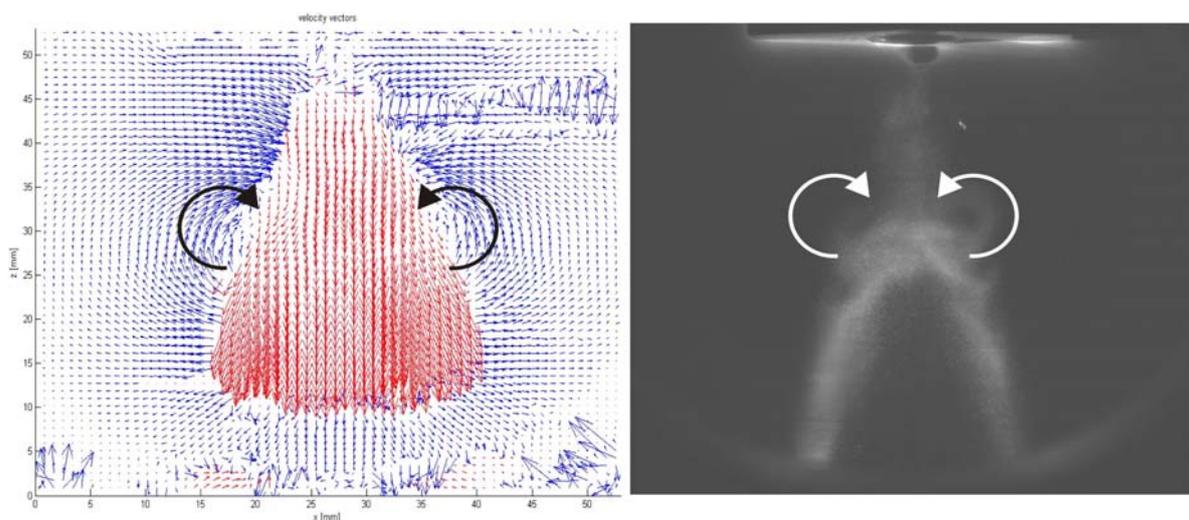


Bild 3.27 Visualisierung der Position des vom Einspritzstrahl verursachten Luft-Tumbles mittels PIV-Messungen (links – 0,875ms nach EB) und CCD-Aufnahme (rechts – 1ms nach EB) bei 200°C [70]

Das Verhalten des Einspritzstrahles kann auch bei erhöhter Umgebungstemperatur sehr gut nachgestellt werden, wie aus Bild 3.27 ersichtlich ist. Wenn auch eine direkte Messung der Tropfengeschwindigkeit in der Umgebungsluft nicht möglich war, sprechen die Messwerte in der Strahlperipherie im Bereich der Turbulenz dafür, dass neben der räumlichen Verteilung des Geschwindigkeitsfeldes auch die absoluten Werte gut reproduziert werden können.

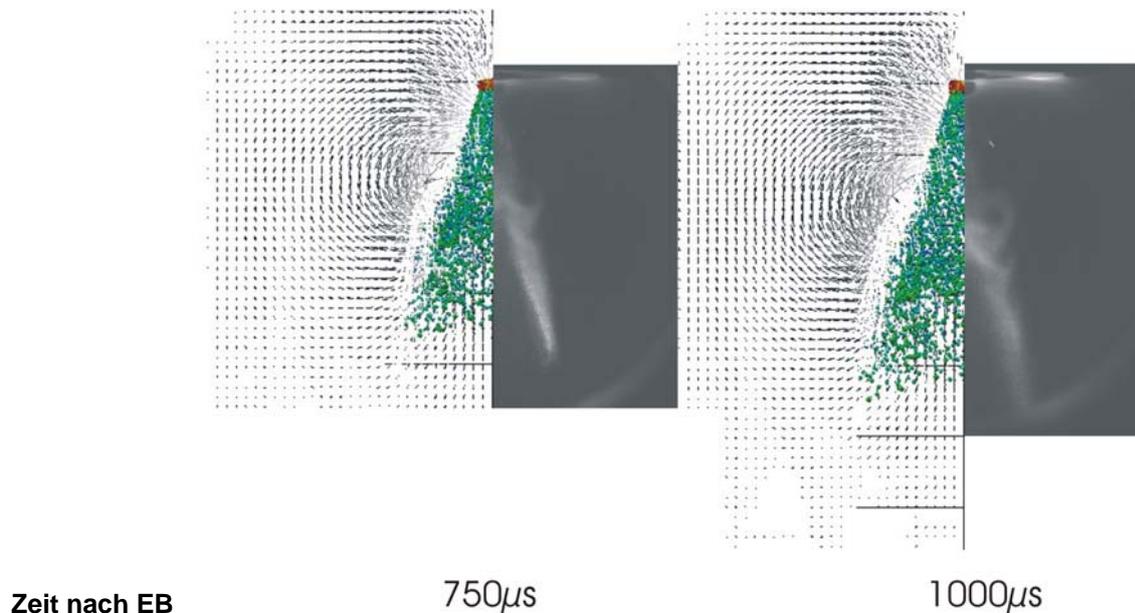


Bild 3.28 Vergleich der Strahlentwicklung sowie des Geschwindigkeitsfeldes bei einer Kammertemperatur von 200°C – Simulation (jeweils links) und Experiment, Einspritzmenge 3,75 mg/Asp, atmosphärischer Druck

Bei entsprechender Vergrößerung der Skalierung der Darstellung in der Auswertung der PIV-Messungen – in Bild 3.8 dargestellt – kann im Bereich der Turbulenz eine Geschwindigkeit von ca. 3...4 m/s detektiert werden (zum Zeitpunkt 1000µs nach Einspritzbeginn).

Dadurch wird die Luftbewegung, welche die Kontaktfläche zwischen Kraftstoff und Luft vergrößert, durch den Kraftstoffstrahl selbst erzeugt – als Umkehrung der Kausalität. Diese Aspekte unterstreichen noch einmal die Hauptrolle des Kraftstoffs im Gemischbildungsverfahren.

Der Forschungsmotor, der für diese Arbeit eingesetzt wurde, ist ein 125cm³/1Zylinder/4Takt/4Ventil-Motorradmotor. Seine technischen Daten sind in der Tabelle 5.1 (Kap.5) beschrieben. Die Geometrie der Brennkammer sowie der Einlass- und Auslasskanäle im Zylinderkopf sind in Bild 3.29 dargestellt.

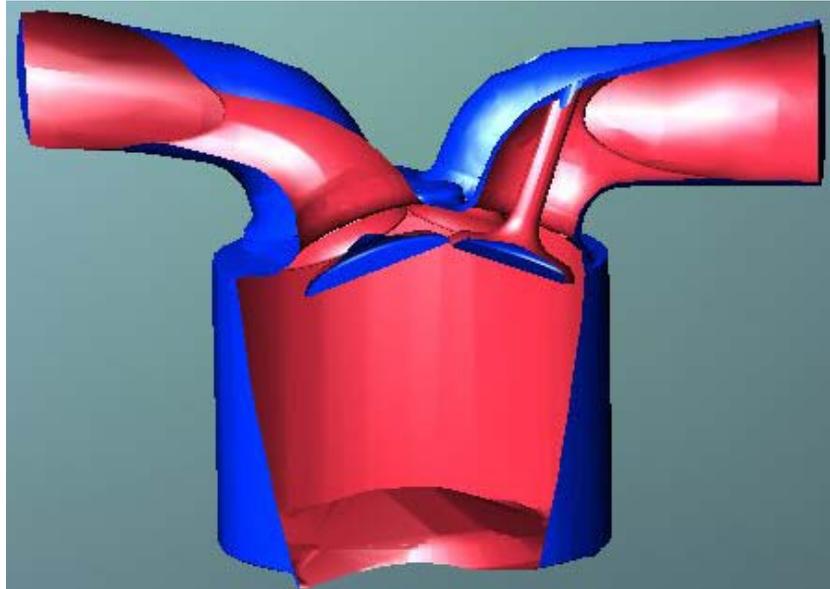


Bild 3.29 Geometrie der Brennkammer sowie der Einlass- und Auslasskanäle im Zylinderkopf des angewendeten Forschungsmotors

Für die Simulation des zylinderinternen Prozesses wurden die Druck- und die Temperaturverläufe vor Zylindereinlass und nach Zylinderauslass – die mittels des 1D-Codes BOOST berechnet wurden [12] – als Randbedingungen gewählt. Ein Beispiel für den Verlauf des Drucks im Ansaugtrakt für unterschiedliche Lasten bei 5000min^{-1} wird in Bild 3.30 gezeigt.

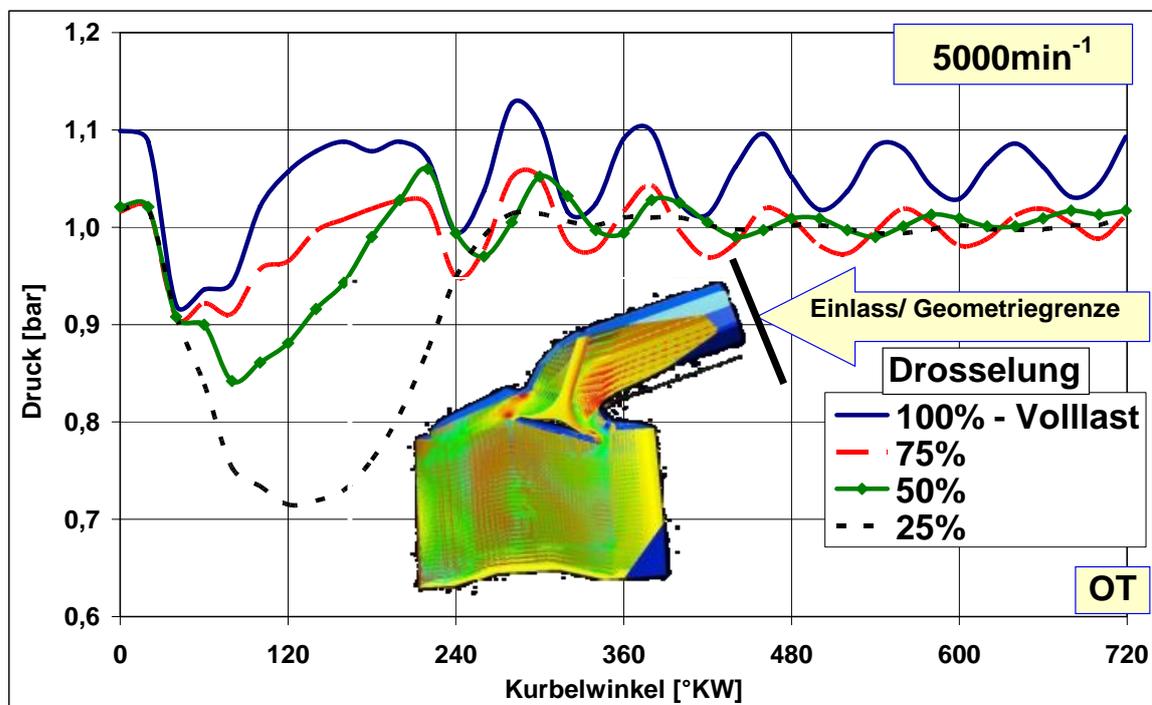


Bild 3.30 Druckverlauf im Einlasskanal ermittelt mittels 1D-Code BOOST als Eingangsbedingung für die 3D-Simulation

Die Drosselung des Motors wurde mit Hilfe des Druck- und Temperaturverlaufs im Einlasskanal (wie in Bild 3.30 als Beispiel für den Druckverlauf dargestellt) an der Eingangsgrenze der 3D-Geometrie modelliert.

Die Validierung des mathematischen Modells des unbefeuerten Motors konnte durch den Vergleich mit Indiziermessungen auf dem unbefeuerten, geschleppten Motor durchgeführt werden. Der Unterschied zwischen gemessenen und simulierten Höchstdruck beträgt für jede Motordrehzahl und Last weniger als 1bar,. Als Beispiel für die gute Übereinstimmung zwischen simulierten und realen Ergebnisse zeigt Bild 3.31 den Schleppdruckverlauf bei 5000min^{-1} .

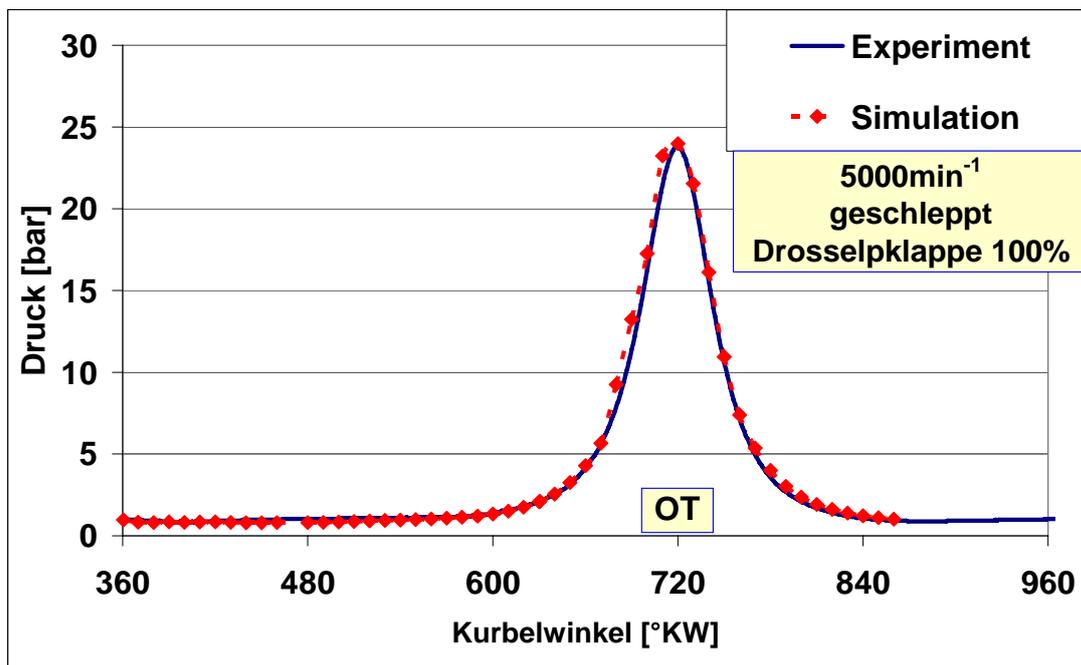


Bild 3.31 Druckverlauf im Zylinder bei 5000min^{-1} und Drosselklappe voll geöffnet

Die Abwesenheit einer Kolbenmulde in diesem Motor führt zu einer nur sehr geringen Unterstützung der Luftbewegung für die Gemischbildung. Die Luft-Tumblebewegung, wie in Bild 3.32 dargestellt, erzielt nur für kurze Zeit und mit hoher Motordrehzahl, während der Einlassphase, Tumblezahl-Werte im Bereich von 1. Dieser Wert verringert sich schnell und wird, nachdem der Kolben der unteren Totpunkt (UT) erreicht hat, vernachlässigbar klein.

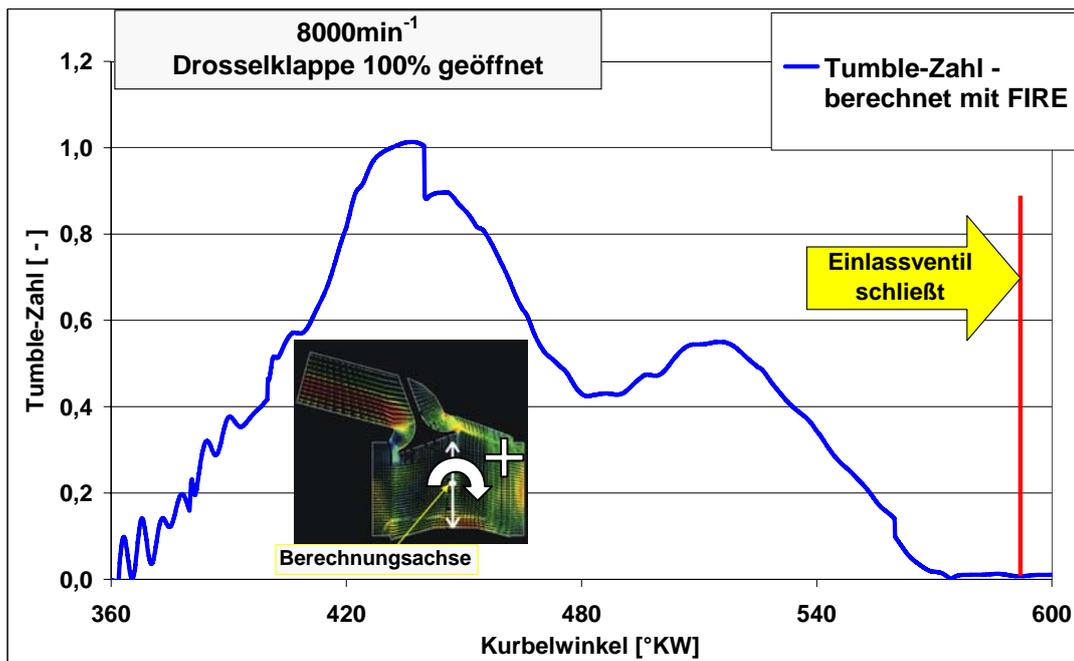


Bild 3.32 Luft-Tumblebewegung bei 8000min^{-1} und Vollast – berechnet

Während der Einspritzung innerhalb der Einlassphase unterscheidet sich der Druck innerhalb des Zylinders nur geringfügig vom atmosphärischen Druck. Aus den Simulationen wird ersichtlich, dass die Charakteristiken der Strahl-Kolben-Wechselwirkung und der Strahlform mit oder ohne Luftbewegungseinfluss fast gleich bleiben. Die Geschwindigkeit sowie der Aufprallzeitpunkt sind vergleichbar, während die Strahlrichtung leicht durch die Luftbewegung geändert wird. In Bild 3.33 werden die Ergebnisse der Simulation für den Zeit-Schritt 255°KWv.OT dargestellt (Einspritzbeginn: 290°KWv.OT) beim Einsetzen einer Zentraleneinspritzung.

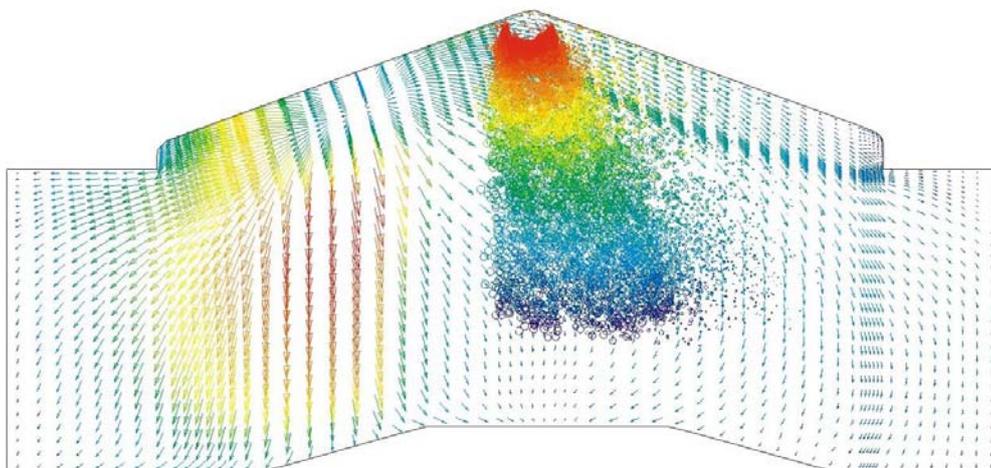


Bild 3.33 Einspritzstrahl und Luftgeschwindigkeitsvektoren für eine Einspritzung während der Einlassphase bei 8000min^{-1} und Vollast – berechnet

Eine ergänzende Luftbewegungsunterstützung für die Gemischbildung konnte erreicht werden, indem ein Einlassdrall durch eine angepasste Form der Einlasskanäle eingeleitet wurde. Der Nachteil solch einer Lösung ist ein wichtiger Enthalpieverlust der frischen Ladung, die durch die Drall-Bewegung verursacht wird, und infolgedessen eine schlechtere Zylinderfüllung mit Luft.

Die empfehlenswerte Lösung für diese Brennraumgeometrie ist die Anpassung des Einspritzsystems auf eine flache Brennraum ohne Kolbenmulde mittels eines strahlgeführten Einspritzkonzeptes.

Bezüglich der Lage der Einspritzdüsen im Brennraum, wurden zwei Konzepte analysiert, wie in Bild 3.34 schematisch dargestellt.

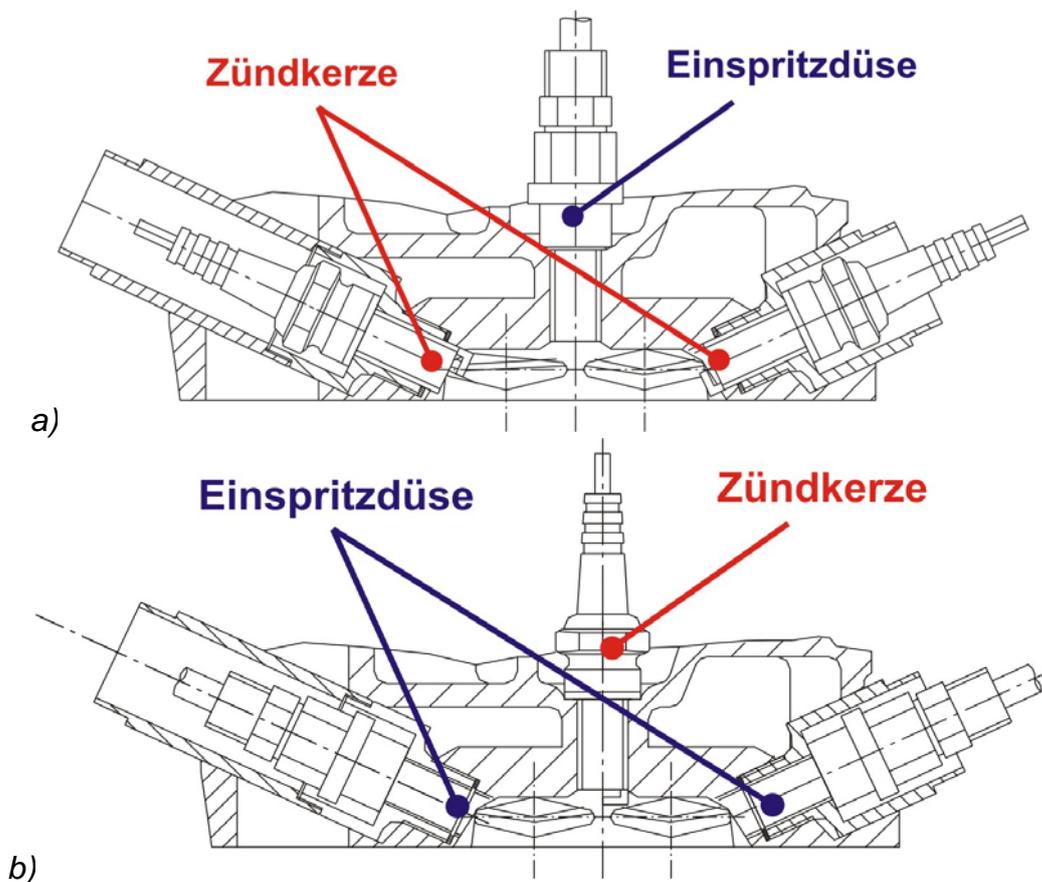


Bild 3.34 Lage der Einspritzdüsen und der Zündkerzen im Brennraum

a) Einzelne zentrale Einspritzdüse / Zwei seitliche Zündkerzen

b) Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen / Eine zentrale Zündkerze

Diese Konzepte werden in Abschn.3.5 erläutert.

3.5 Strahlgeführte Gemischbildungskonzepte

3.5.1 Zentrale Einspritzdüse (SIS) / Zwei seitliche Zündkerzen

Dieses Konzept, welches in Bild 3.34a dargestellt ist, erlaubt eine gute Gemischbildung allein durch die Strahleigenschaften, ohne nennenswerte Luft- und Wandunterstützung. Ein partieller Kontakt der Strahlspitze mit dem Kolbenboden, wie in Bild 3.35 dargestellt, führt zu einer partiellen Koaleszenz der Tropfen. Wegen der relativ langen Zeit, die für die Wiederverdampfung dieser Tropfen notwendig ist, ist eine späte Einspritzung in diesem Fall nicht möglich. Infolgedessen ist eine kontrollierte Schichtung des Gemisches nur für begrenzte Last- und Drehzahlarbeitsbedingungen erreichbar. Das Konzept wurde hauptsächlich für homogene Gemischbildung durch Direkteinspritzung angewendet.

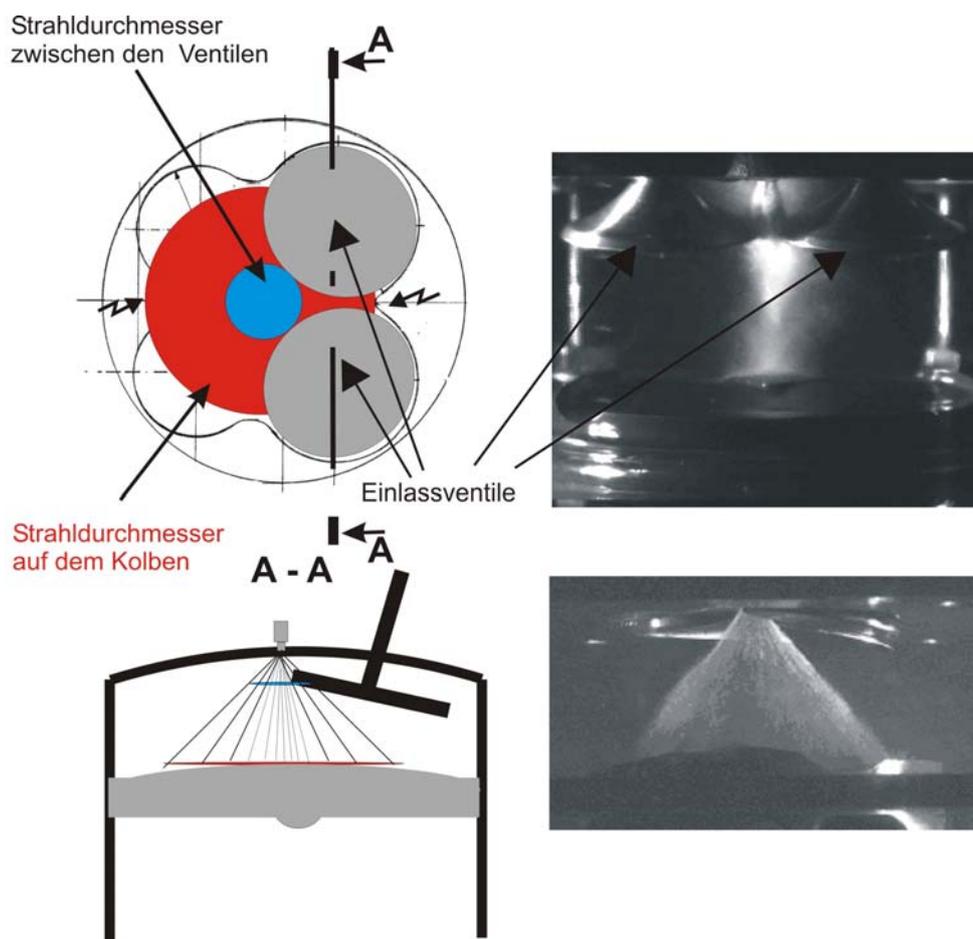


Bild 3.35 Einspritzstrahl eines Benzindirekteinspritzsystems zwischen partiell offenen Einlassventilen – schematisch und experimentell dargestellt

Die Ausbreitung des Einspritzstrahls – möglichst im gesamten Brennraum - erfordert angesichts des sehr geringen Hub-/Bohrungsverhältnisses einen großen Strahlwinkel. Bei Einspritzung vom Zylinderkopf zum Kolben, beispielsweise mit einer zentralen Einspritzdüse, stellen die zum Teil noch offenen Einlassventile ein Hindernis für den Einspritzstrahl dar, wie aus Bild 3.35 ersichtlich ist.

Ein geringerer Strahlkegelwinkel mindert die Aufprallzone auf den offenen Einlassventilen, die Kraftstoffverteilung im Brennraum wird dabei allerdings ungünstiger und die Strahleindringtiefe nimmt zu, was wiederum den Aufprall auf den Kolbenboden begünstigt. Eine spätere Einspritzung, beispielsweise erst in der Schließphase der Einlassventile, wobei der Kolben noch im Bereich des unteren Totpunktes ist, würde für den Verlauf der inneren Gemischbildung das Optimum darstellen. Allerdings reicht dabei die Zeit für eine genügende Kraftstoffverdampfung und Gemischbildung vor Zündbeginn nicht mehr aus.

Die Optimierung der Vorgänge gewinnt dadurch an Komplexität.

Für die dargestellte Anwendung erwies sich ein Strahlkegelwinkel von 30° – wie in Bild 3.36 dargestellt – als vorteilhaft von diesem Gesichtspunkt, trotz des Nachteils einer längeren Strahleindringtiefe.

Die Gemischbildungsoptimierung kann dabei durch die Gestaltung des Einspritzverlaufs selbst erreicht werden. Bei Einspritzsystemen mit Hochdruckmodulation [3] kann der Einspritzverlauf durch die Amplitude und die Dauer der Hochdruckwelle gesteuert werden. Dadurch können beispielsweise der Auftreffpunkt des Einspritzstrahls auf dem Kolben und die entsprechende Aufprallgeschwindigkeit bestimmt werden.

Für die Anpassung der Strahlcharakteristiken an die Motoranforderungen wurde die dargestellte 1D-3D-Simulationskette angewendet. Folgendes Beispiel illustriert diese Anwendung in Bezug auf die Gemischbildung für eine Motordrehzahl von 8000min^{-1} bei Vollast – der Punkt des maximalen Drehmoments des eingestzten Motors. Weitere Ergebnisse für dieses Beispiel in Bezug auf die Verbrennung werden in Kap. 5 dargestellt.

Wie schon erwähnt, bewirkt eine kürzere Beschleunigungsleitung – bei Verwendung des Zwickauer Direkteinspritzsystems mit Hochdruckmodulation – eine Senkung der Einspritzdauer bei unveränderter Einspritzmenge. Die erfolgt durch eine Zunahme der Druckamplitude und somit durch eine höhere Strahlgeschwindigkeit. Die Strahleindringtiefe nimmt jedoch dabei zu – wie in Bild 3.36 dargestellt. Bei gleichem Einspritzbeginn trifft der Strahl bei kurzer Druck-/Einspritzdauer nicht nur in kürzerem

Abstand, sondern auch bei höherer Geschwindigkeit, den Kolben – wie in Bild 3.36a zu sehen ist. Die Folgen sind Koaleszenzerscheinungen der aufprallenden Tropfen, wodurch Flüssigerne auf der Kolbenoberfläche entstehen. Eine bessere Lösung stellt ein System mit einer längeren Beschleunigungsleitung dar, wenn der Einspritzbeginn nicht geändert wird, um die Gemischbildungsdauer ähnlich lang zu behalten. Der Aufprall findet dann bei einer Drehzahl von 8000min^{-1} ca. $0,2\text{ms}$, bzw. ca. 10° später statt. Gleichzeitig ist in diesem Fall eine kleinere Aufprallgeschwindigkeit während der ganzen Einspritzzeit festzustellen – wie in Bild 3.36b dargestellt.

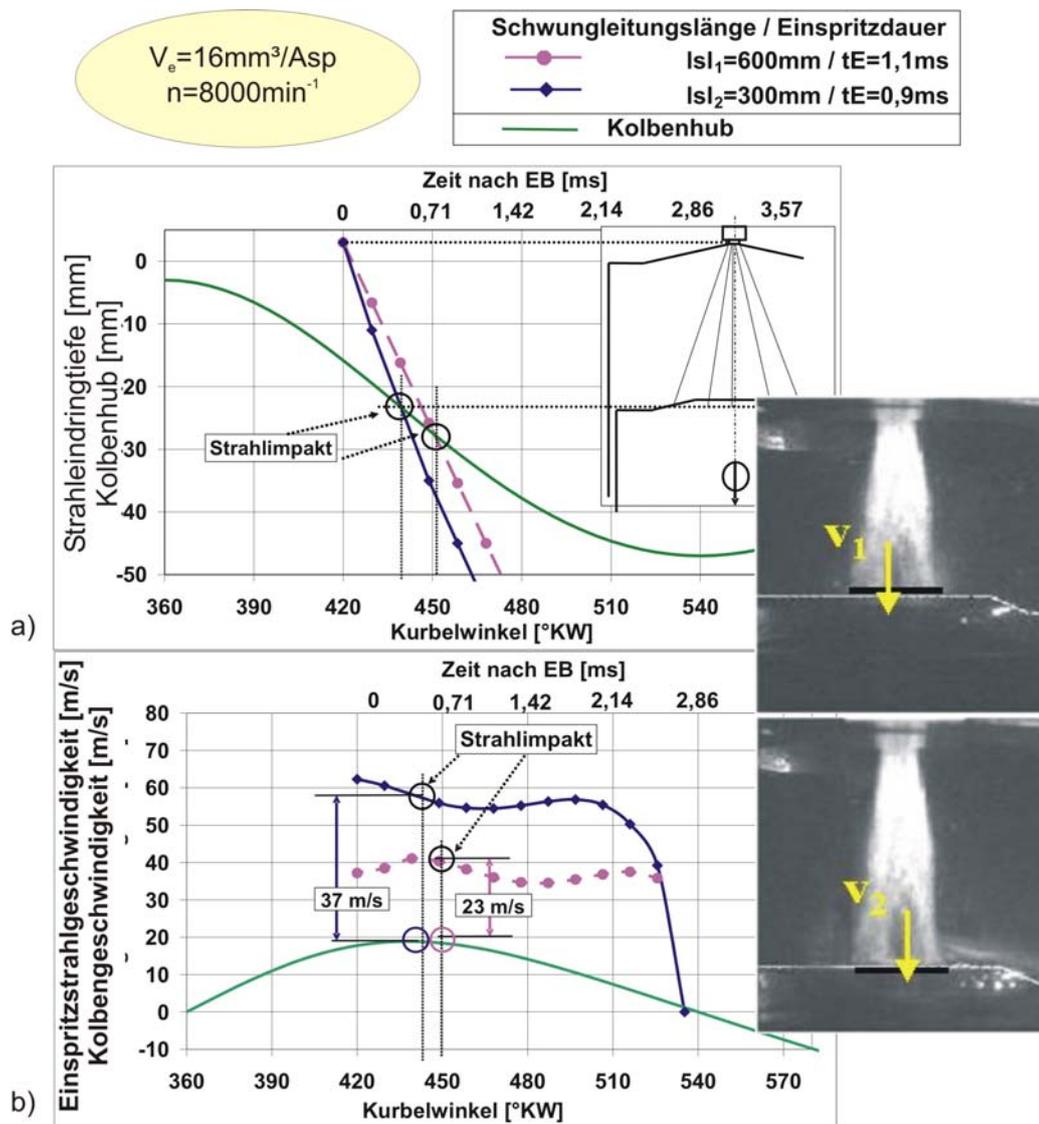


Bild 3.36 Einspritzstrahlcharakteristik im Zusammenhang mit der Kolbenbewegung in Abhängigkeit des Einspritzverlaufs – gemessen

Der weichere Aufprall der Tropfen – der eine kleinere Intensität der Koaleszenz bewirkt – kompensiert die etwas verringerte Zeit für die Wiederverdampfung des Kraftstoffs und

für die Gemischbildung, die bei der Anwendung der längeren Beschleunigungsleitung zur Verfügung steht, wie die Ergebnisse in Bild 3.37 zeigen. Die Strahlspitze ist in beiden Fällen – 600mm und 300mm Schwungleitungslänge – nur am Ende der Einspritzung derart gebremst, dass die relative Aufprallgeschwindigkeit vernachlässigbar wird.

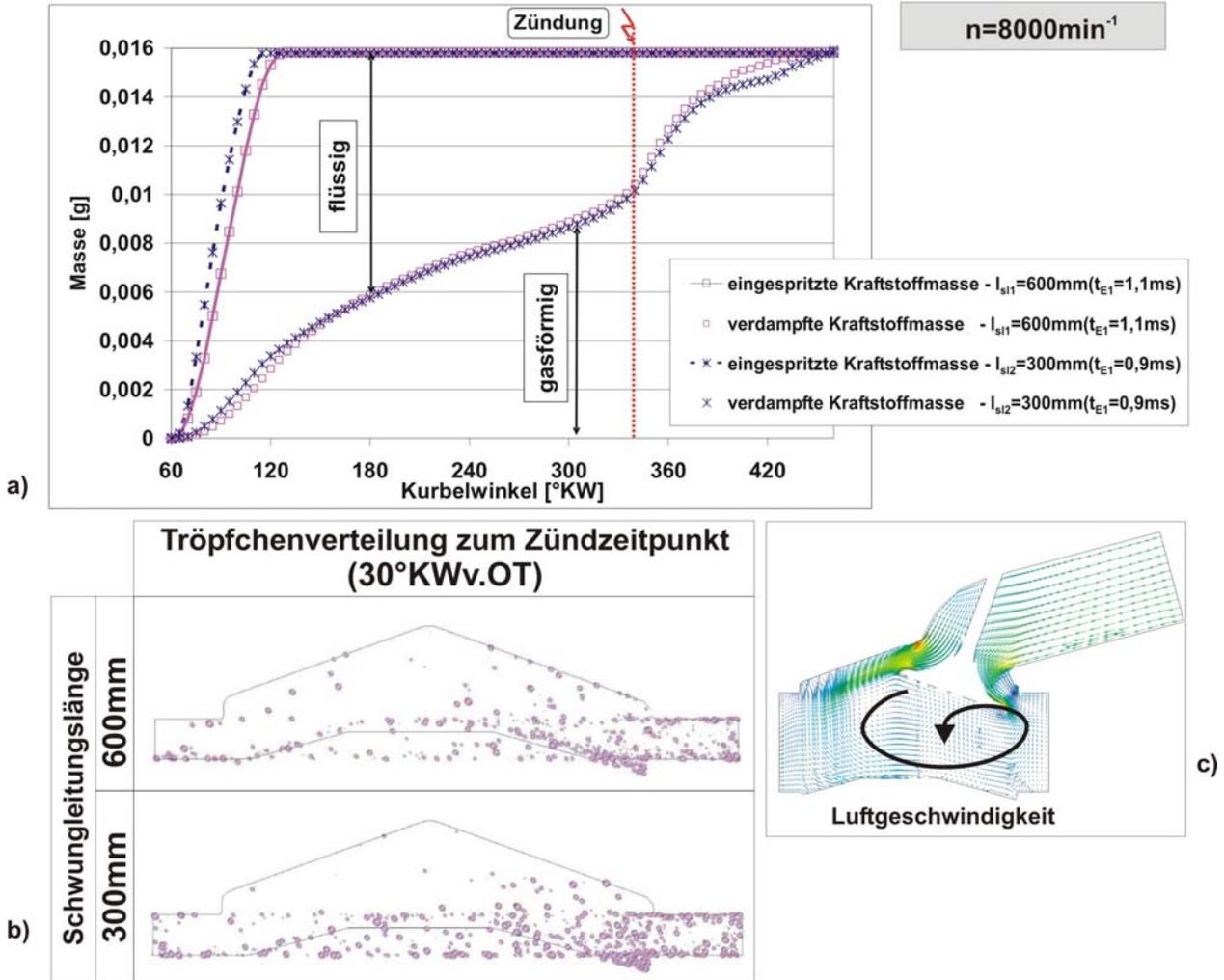


Bild 3.37 Kraftstoffverdampfung und -verteilung während eines Direkteinspritzvorgangs in Abhängigkeit vom Einspritzverlauf / 8000min^{-1} , Vollast, $Ve=16\text{mm}^3/\text{Asp}$ – numerische Simulation

In Bild 3.37 sind Kraftstoffverdampfung und -verteilung während eines Direkteinspritzvorgangs zusammen mit dem Einspritzverlauf über dem Kurbelwinkel dargestellt. Die Verdampfungsdauer ist etwa fünfmal länger als die Einspritzdauer, mit sinkender Tendenz für die längere Einspritzdauer. Wegen einer höheren Tropfengeschwindigkeit bei Verwendung einer kürzeren Schwungleitung wird eine bessere Zerstäubung in der ersten Phase der Einspritzung erreicht. Diese höhere Geschwindigkeit führt aber, wie schon erwähnt, zu einer höheren Intensität der

Koaleszenz und dadurch zu einer kleineren Verdampfungsrate des eingespritzten flüssigen Kraftstoffs. Obwohl in diesem Fall die Einspritzung weniger lang dauert und dadurch mehr Zeit für die Gemischbildung zur Verfügung steht, befindet sich am Anfang der Verbrennung ein größerer flüssiger Anteil im Brennraum, besonders auf der Kolbenoberfläche. Der Einfluss des Luft-Tumbles, der unter den Ventilen entsteht – wie in Bild 3.37b dargestellt – ist auch in Bild 3.37c deutlich zu erkennen. Die (flüssigen) Tröpfchen werden von diesem Drall unter die Einlassventile geführt. Infolgedessen befindet sich in dieser Hälfte des Brennraums der größte Teil des flüssigen Kraftstoffs. Andererseits zeigen die Ergebnisse aus Bild 3.37, dass die komplette Verdampfung des Kraftstoffs erst während der Verbrennung stattfindet. Die Verdampfung wird nach dem Zündzeitpunkt wegen erhöhter Temperatur und Turbulenz während der Verbrennung beschleunigt.

Eine weitere Lösung, um eine niedrige relative Aufprallgeschwindigkeit der Tröpfchen an der Strahlspitze auf den Kolben zu erhalten, besteht in einer vorteilhaften Änderung des Einspritzbeginns.

In Bild 3.38 sind beispielhaft der Hub und die Geschwindigkeiten des Kolbens und der Einlassventile des Versuchsmotors während des Einlass- und Kompressionstakts gegenüber der Strahleindringtiefe und der Strahleindringgeschwindigkeit für zwei unterschiedliche Einspritzbeginnwinkel bei einer Drehzahl von 8000min^{-1} dargestellt. Die zwei gewählten Einspritzbeginne in Bild 3.38 – kurz nach dem oberen Totpunkt während der Einlassphase – entsprechen einem homogenen Gemischbildungskonzept. Auch hier ist deutlich sichtbar, dass die freie Eindringtiefe des Strahls länger als der Kolbenweg ist. Ein Aufprall des Strahls auf dem Kolben ist folglich nicht vermeidbar. Die zwei Einspritzbeginnwinkel führen zu zwei unterschiedlichen Aufprallzeitpunkten des Strahls auf dem Kolben. Gemäß dem Diagramm in Bild 3.38a, scheint ein früherer Einspritzbeginn für die Verzögerung des Strahlaufpralls von Vorteil. Die Einbeziehung der Geschwindigkeiten von Einspritzstrahl und Kolben – wie in Bild 3.38b dargestellt – führt zu einer anderen Schlussfolgerung: Die Strahlspitze wird in beiden Fällen die Kolbenoberfläche mit einer relativ großen Geschwindigkeit treffen. Sie erreicht die Geschwindigkeit Null, nachdem sie längst den maximalen Kolbenweg von 44mm überschritten hat. Im Fall der früheren Einspritzung ist aber die relative Aufprallgeschwindigkeit um 25% kleiner als für die spätere Einspritzung. Dadurch entstehen ein gedämpfter Aufprall und zusätzlich eine längere Restzeit für die Wiederverdampfung der – durch die Koaleszenz entstandenen – größeren Tropfen.

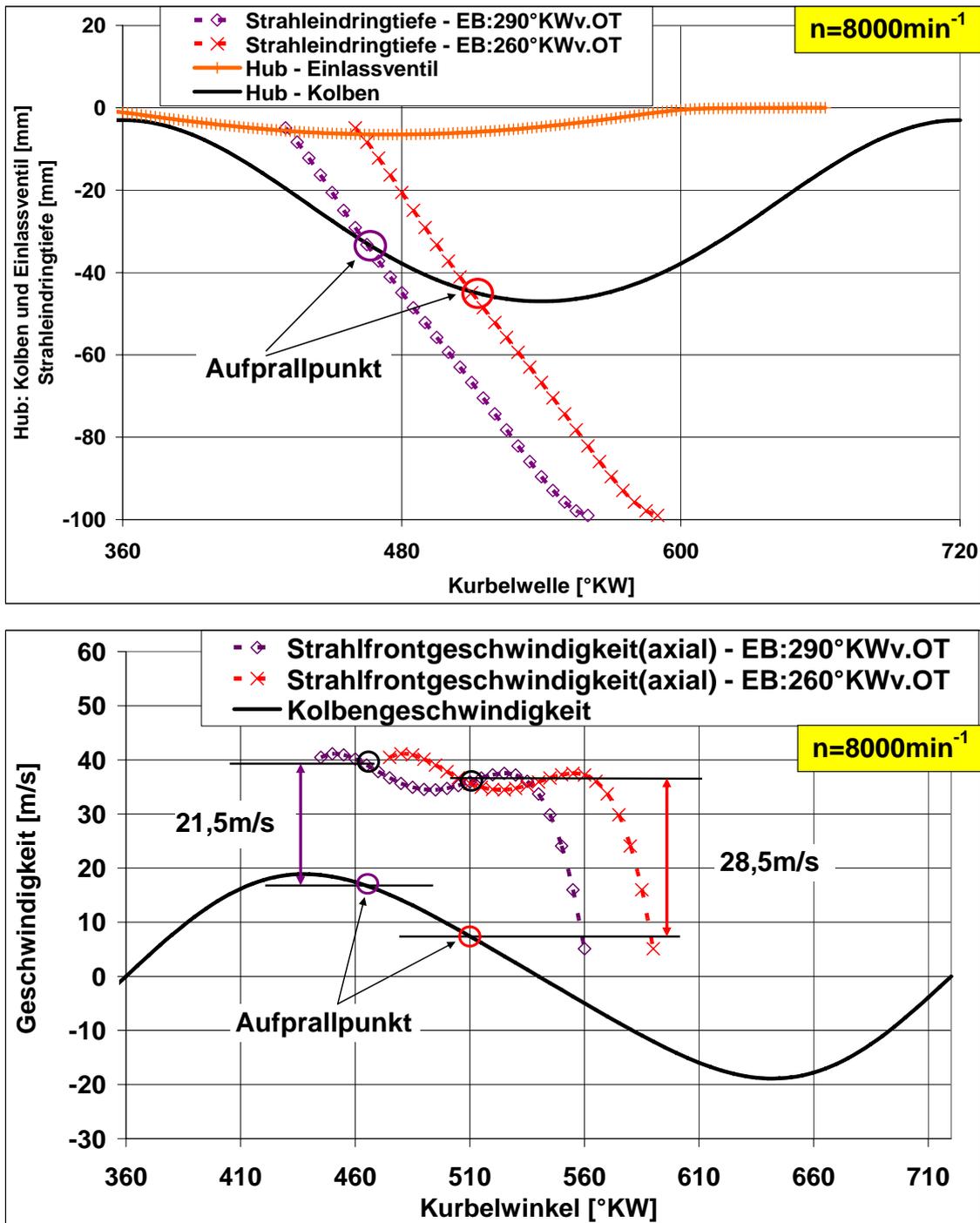


Bild 3.38 Hub und Geschwindigkeit des Kolben und der Einlassventile während des Einlass- und Kompressionstaktes, gegenüber der Strahleindringtiefe und -eindringgeschwindigkeit für zwei unterschiedliche Einspritzbeginnwinkel

Ein früher Einspritzbeginn ist folglich für das Vermeiden eines heftigen Kolbenaufpralls von Vorteil. Um einen ungünstigen Kontakt mit den kalten Oberflächen der Ventile zu vermeiden, muss jedoch die Strahlentwicklung zwischen den geöffneten Einlassventilen sehr genau angepasst werden.

3.5.2 Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen (DIS) / Eine zentrale Zündkerze

Für das Erreichen einer kontrollierten Kraftstoffverteilung innerhalb der Luft in der Brennkammer, bei jeder Kombination von Last und Geschwindigkeit, wurde ein neues Einspritzkonzept entwickelt, wie in Bild 3.34b dargestellt [22, 23]. Dieses erlaubt eine weitere Verbesserung der Gemischbildungssteuerung ohne Änderung der Kolben- und Brennraumgeometrie. Dafür wird die Kraftstoff-Direkteinspritzung durch zwei oder mehrere Mikro-Einspritzdüsen je Brennraum realisiert, wobei die – von jeder Düse teilweise oder vollständig gebildete – Kraftstoff-Mantelfläche die Mantelfläche der anderen Düsen in einem bestimmten Winkel durchdringt. Damit ist eine bessere und schnellere Atomisierung durch Vergrößerung der Kontaktfläche des Kraftstoffstrahlmantels mit der Luft möglich.

Die Zunahme der Anzahl der Düsen je Brennraum bewirkt andererseits aber auch eine Zunahme des gesamten Durchflussquerschnittes. Für eine vorgegebene Einspritzmenge kann dabei sowohl die Austrittsgeschwindigkeit und damit die Strahllänge je Düse reduziert, als auch die Einspritzdauer verkürzt werden (in Bild 3.39: $8\text{mm}^3/\text{Asp}$ und $0,6\text{ms}$ Einspritzdauer statt $16\text{mm}^3/\text{Asp}$ und $0,9\text{ms}$ Einspritzdauer). Weiterhin wird dabei die Kontaktfläche zwischen Luft und Kraftstoff durch zwei oder mehrere Mantelstrahlen entsprechend vervielfacht.

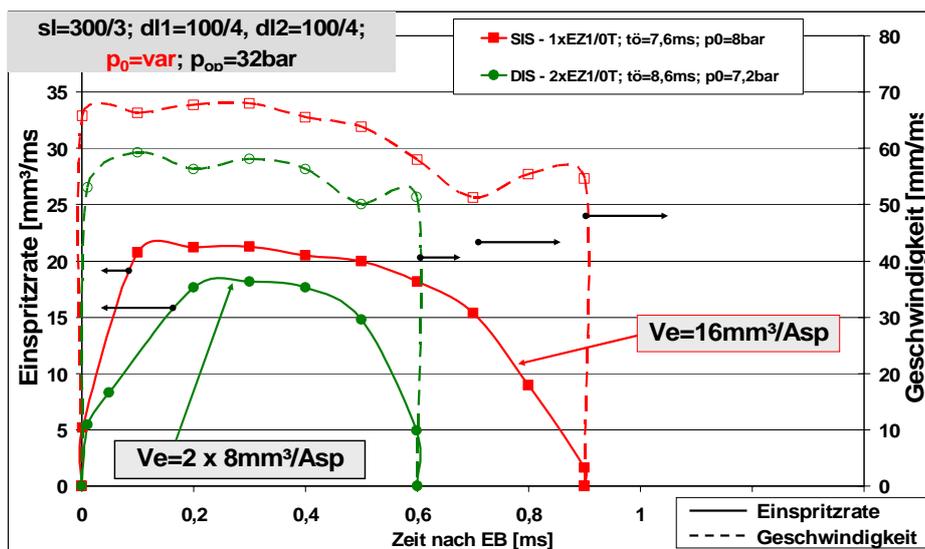


Bild 3.39 Einspritzrate für gleiche Einspritzvolumina ($16\text{mm}^3/\text{Asp}$) bei der Anwendung eines Systems mit einer Einspritzdüse (SIS - rote Kurve) und eines Systems mit zwei Düsen (DIS - grüne Kurve)

Wie beim System mit nur einer Einspritzdüse wurde auch dieses Einspritzsystem mit nach außen öffnenden Einspritzdüsen ausgerüstet. Die Positionierung der Einspritzdüsen zwischen den Einlass- und den Auslassventilen war aufgrund der besonders Kompaktheit ohne erhebliche Änderungen der kompakten Zylinderkopfkonstruktion möglich, wie in Bild 3.34b gezeigt.

Das Verfahren ist dadurch gekennzeichnet, dass die – mit Luftkern in sich geschlossene – Kraftstoffoberfläche durch die Auftreffwinkel der Symmetrieachsen der zwei oder mehr Mikro-Düsen, immer in einer bestimmten Zone des Brennraumes, vorzugsweise in der Nähe der Zündkerze, gebildet wird, wie in Bild 3.40 dargestellt. Die Kraftstoffwolke bleibt in der gleichen Position im Brennraum, unabhängig von der Strahllänge, die sich durch eine Variation der Einspritzmenge ändern kann. Andererseits ist diese Position von der Luftströmung kaum beeinflussbar. Damit ist die Position der entstandenen Kraftstoffoberfläche weitgehend last- und drehzahlabhängig. Der hohle Kegel einer Einspritzdüse – der unter einem optimierten Winkel bezüglich der Zylindermittellinie gelegen ist – schneidet unter einem definierten Winkel den hohlen Kegel der gegenüberliegenden Einspritzdüse. Der Aufprall der zwei Strahlen beeinflusst zwar geringfügig die Qualität der Tropfen in Bezug auf Koaleszenzerescheinungen in der Kollisionszone, führt aber zu einer wichtigen relativen Verkleinerung der Strahlspitzengeschwindigkeiten.

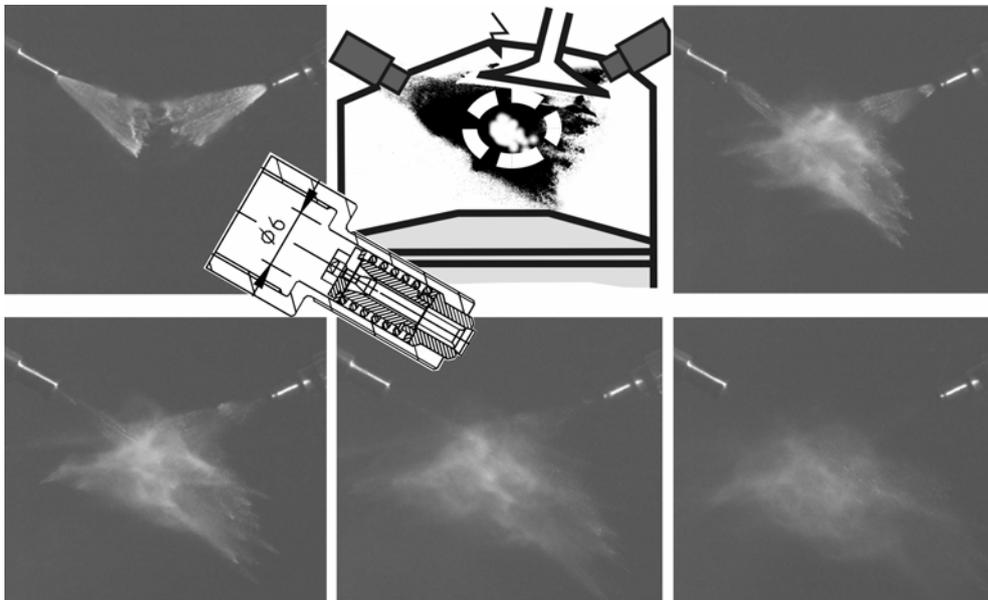


Bild 3.40 Darstellung der Gemischwolke (schematisch) und zeitlicher Verlauf von zwei kegelförmigen Kraftstoffstrahlen vor und nach ihrem Zusammentreffen

Für die Optimierung der relativen Lage einer Einspritzdüse gegenüber der anderen wurde eine Reihe von Simulationen durchgeführt und mittels des experimentellen Aufbaus, der in Bild 3.41 dargestellt ist, validiert. Die Strahleingangsparameter wurden weiterhin auf Basis von 1D-Simulationen mittels AMESim ermittelt.

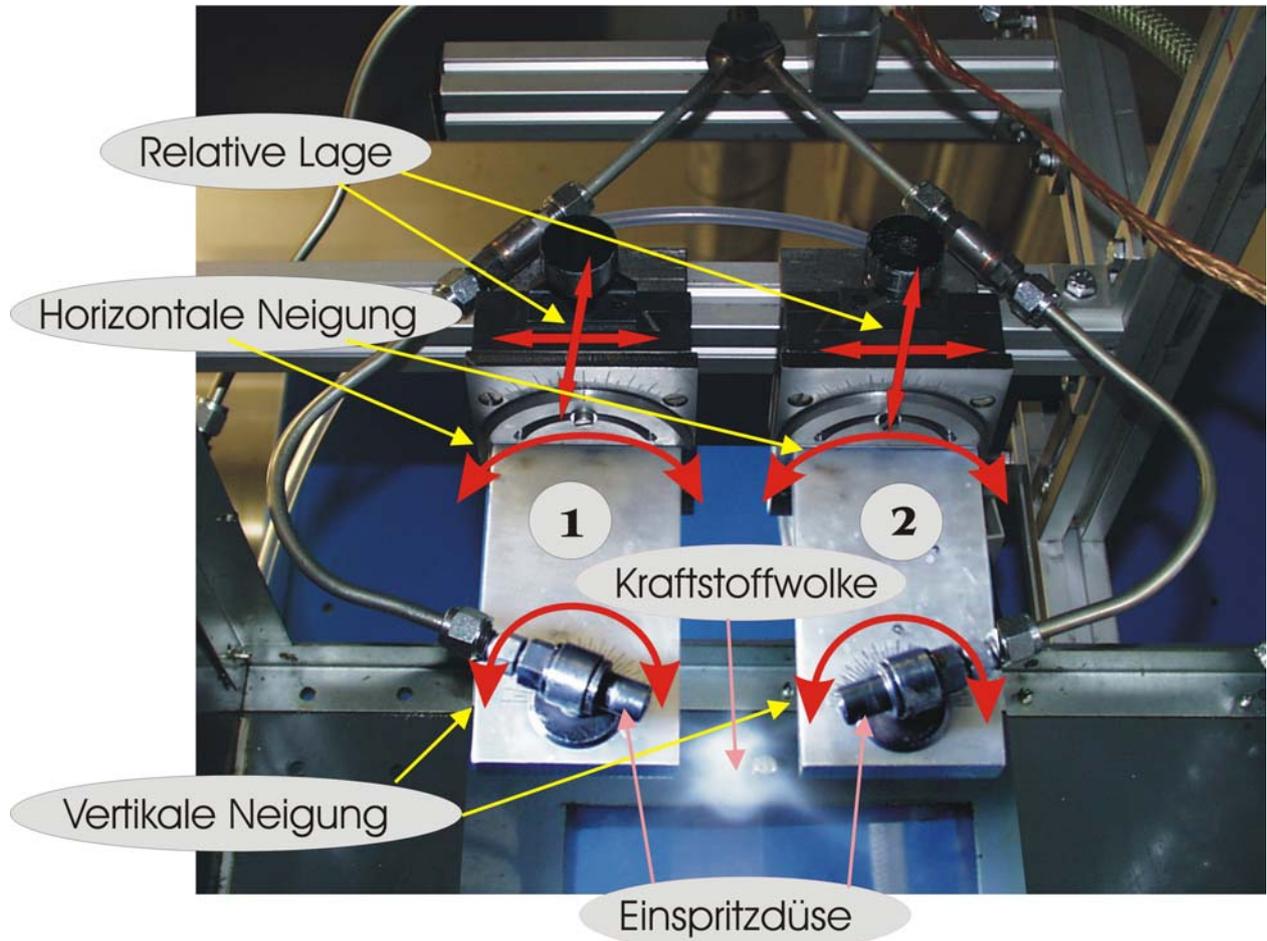


Bild 3.41 Experimenteller Aufbau zur Validierung der relativen Lage der Einspritzdüsen.

Wie aus Bild 3.41 ersichtlich, können die Einspritzdüsen derart positioniert werden, dass die Symmetrieachsen der Strömungen in horizontaler und vertikaler Projektion unterschiedliche Winkel aufweisen. Durch eine geeignete Kombination der Strahlwinkel und der Achsenlage jeder Düse ist es möglich, den Kraftstoff auch bei geöffneten Einlassventilen ohne direkten Kontakt des Einspritzstrahls mit einem Einlassventil einzuspritzen. Eine solche Verlängerung der Gemischbildungsdauer in die Ladungswechselphase hinein ist insbesondere bei Direkteinspritzung in Motoren mit besonders hohen Drehzahlen für die Erreichung eines homogenen Gemisches im Vollastbereich von Vorteil.

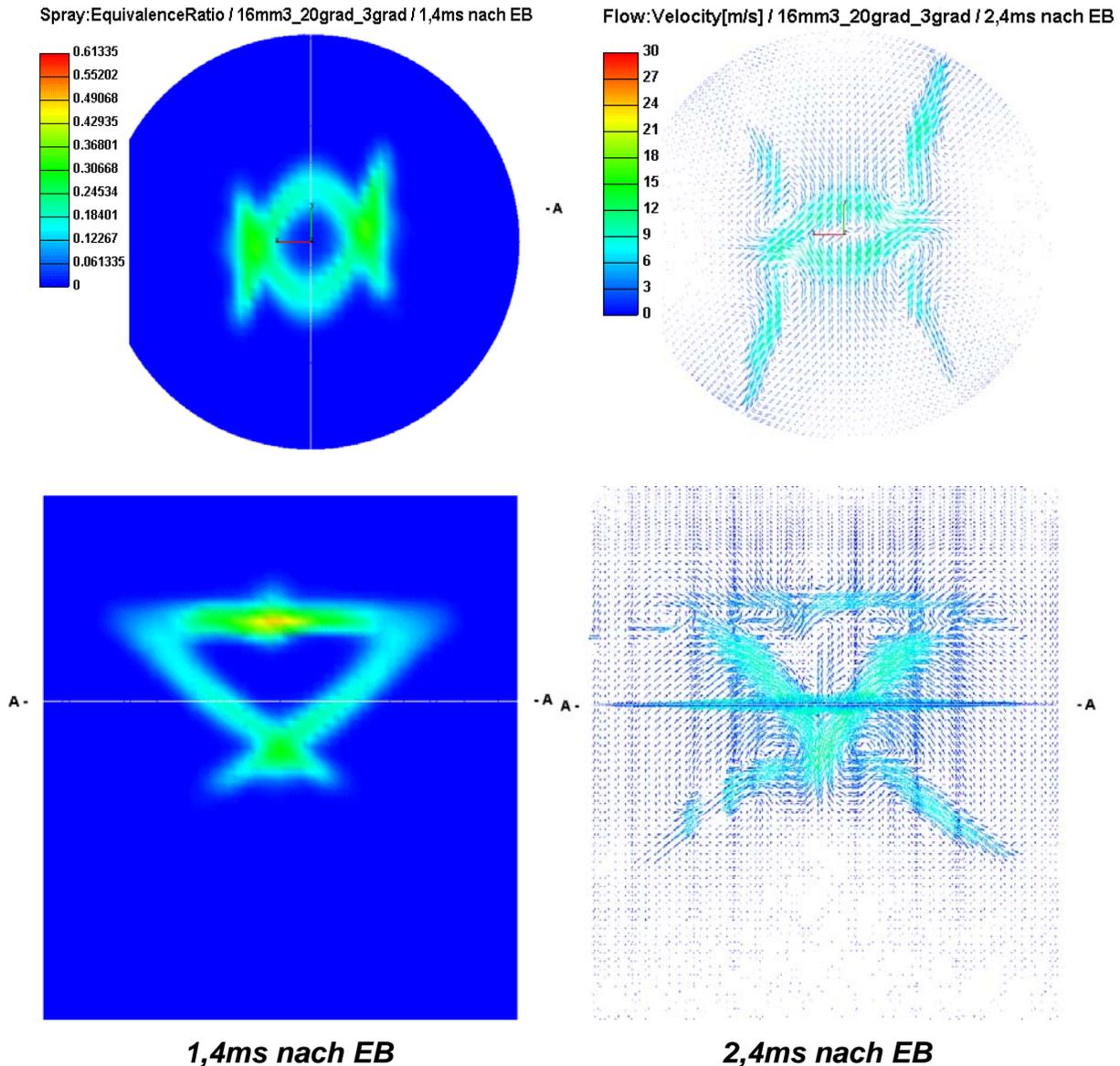


Bild 3.42 Relative Positionierung der Einspritzdüsen mit 3° horizontalem Achsenversatz und 20° vertikaler Neigung: Kraftstoffverteilung (links) und Luftgeschwindigkeit infolge der Tropfenbewegung (rechts)

Durch einen geringfügigen horizontalen Achsenversatz wird die Wahrscheinlichkeit des Zusammenpralls von Tropfen unterschiedlicher Strömungen gemindert. Es entsteht dabei eine drallähnliche Bewegung der Luft an der Kraftstoffoberfläche, die die Gemischbildung teilweise begünstigt. Der Nachteil dieser Lösung ist die unterschiedliche Länge der Strahlseiten, wie in Bild 3.42a dargestellt. Dadurch prallen immer noch viele Kraftstofftröpfchen mit großer Geschwindigkeit auf die Wand. Eine Positionierung ohne Achsenversatz verursacht zwar intensivere Koaleszenzerscheinungen, führt allerdings auch zu einer verstärkten Bremsung der Strahlspitzen in der Nähe der Kollisionszone.

Die vertikale Lage der gebildeten Gemischwolke ändert sich abhängig von der vertikalen Neigung der Düsen. Ein Beispiel dafür ist in Bild 3.43 für zwei unterschiedliche Neigungswinkel dargestellt. Dadurch wird einerseits vermieden, dass die Strahlen oben den Zylinderkopf berühren, während es andererseits ermöglicht wird, dass auch eine späte Einspritzung ohne Kolbenberührung nach unten stattfinden kann.

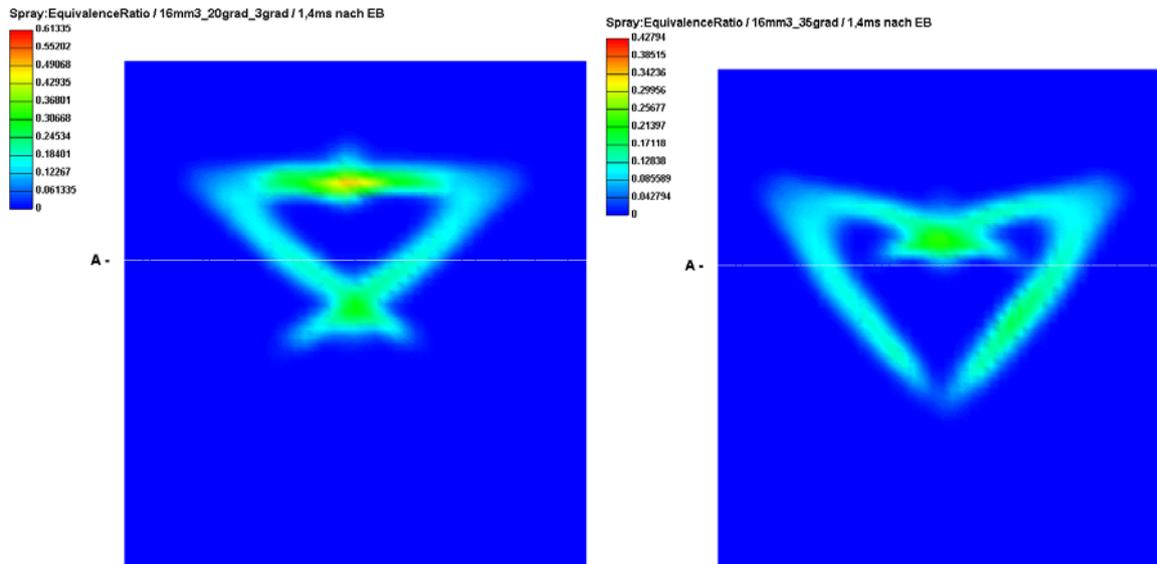
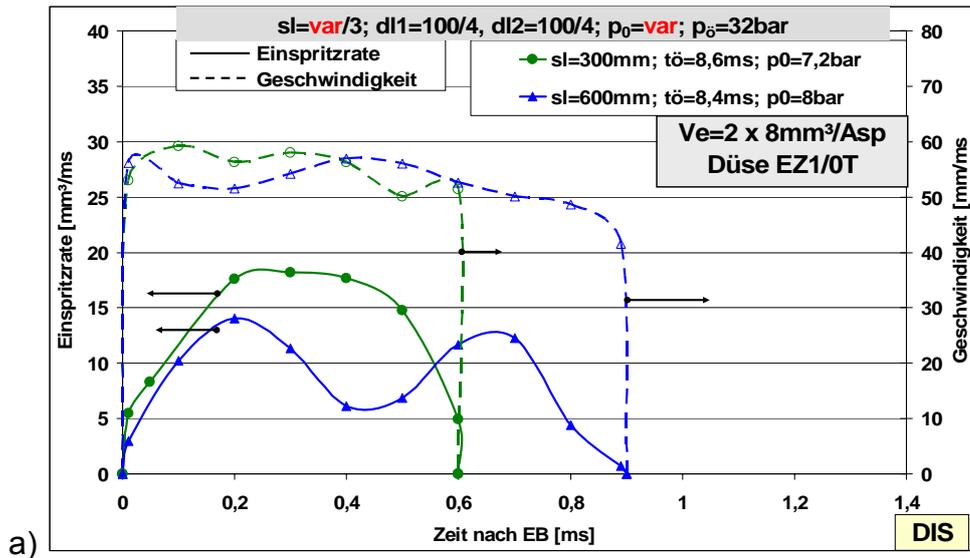


Bild 3.43 Relative Positionierung der Einspritzdüsen mit 0° horizontalem Achsenversatz und 20° (links) bzw. 35° (rechts) vertikaler Neigung

Für die Anwendung im Motor wurde ein Achsenversatz der Einspritzdüsen von 0° horizontal kombiniert mit einer vertikalen Neigung von 20° ausgewählt.

Wie die Ergebnisse in Bild 3.44 zeigen, führt eine Verlängerung der Beschleunigungsleitung des Einspritzsystems zu einer Einspritzung mit einer erhöhten Druck-/Einspritzdauer und dadurch mit einer kleineren Strahlspitzengeschwindigkeit – bei gleichem Einspritzvolumen – zu einer kaum erhöhten Verzögerung der Strahlspitzen in der Nähe der Schnittachse der beiden Strahlen. Dadurch können die Einspritzsystemkenngrößen und -parameter und folglich die Strahlparameter für eine verbesserte Verdampfung und kürzere Einspritzdauer optimiert werden. Damit wird eine bessere Unterstützung einer geschichteten Ladung erzielt.



1,0ms nach EB

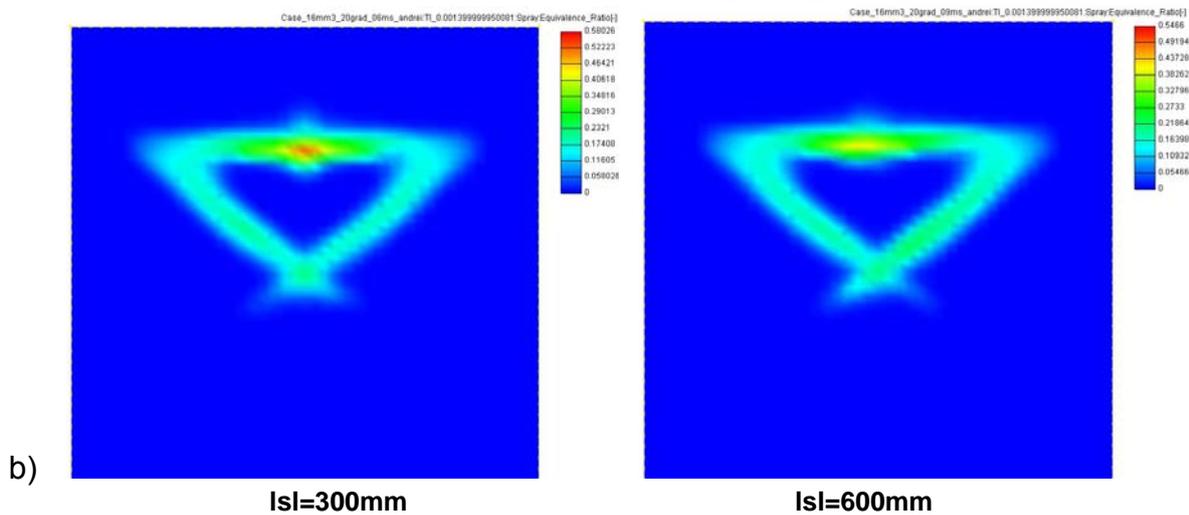


Bild 3.44 Einfluss der Länge der Beschleunigungsleitung auf die Strahlparameter (a) und auf die gebildete Gemischwolke(b) für ein Einspritzvolumen von $16\text{mm}^3/\text{Asp}$

Teillastbetrieb (gedrosselt und ungedrosselt)

In einem ersten Schritt wurden die innere Gemischbildung und die Verbrennung im Teillastbereich und insbesondere die Möglichkeit eines Schichtladungsbetriebes ohne Drosselung der Einlassluft analysiert.

Um maximale Zylinderdruckwerte für unterschiedliche Einspritzvolumina – Lastvariation bei ungedrosseltem Betrieb – zu erreichen, wurden die Einflüsse von unterschiedlichen Einspritzbeginnwerten analysiert. Sehr frühe Zeitpunkte des Einspritzbeginns ($EB > 310 \dots 330^\circ \text{KWv.OT}$) führen, speziell bei höheren Drehzahlen, zu einem Kontakt der

Strahlen mit den noch geöffneten Einlassventilen und dadurch zu einer wesentlichen Verschlechterung der Gemischbildung.

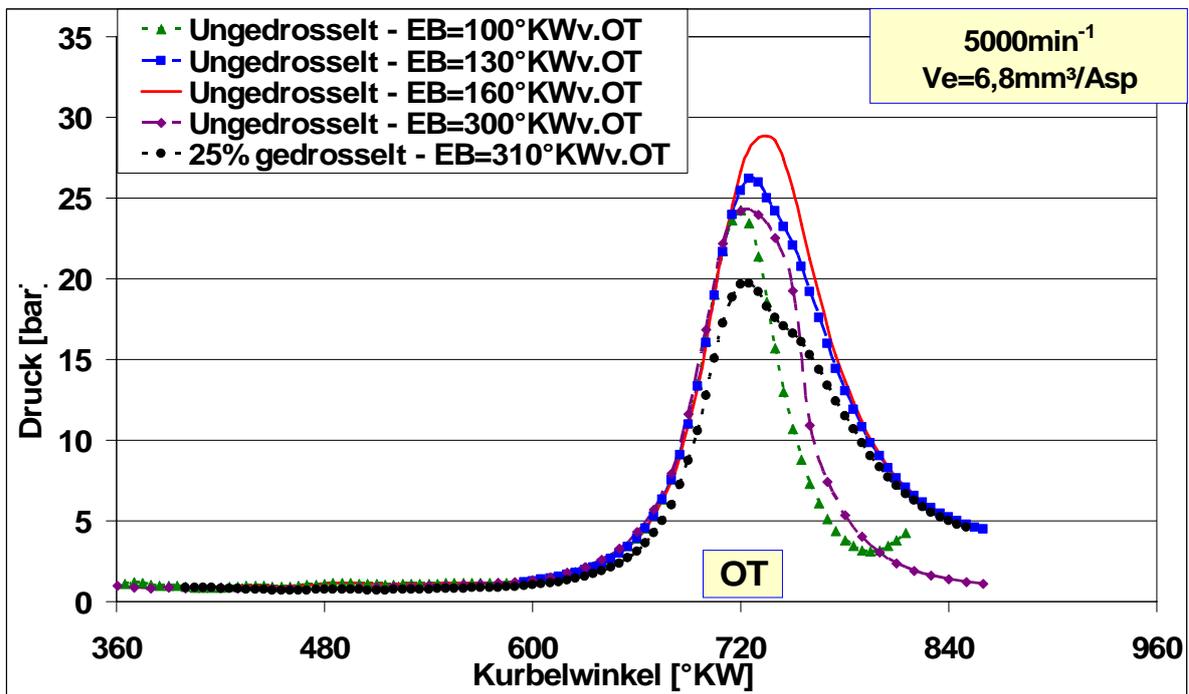


Bild 3.45 Zylinderdruck bei gedrosselten und ungedrosselten Bedingungen für variablen Werte der Einspritzbeginn – $V_e=6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$

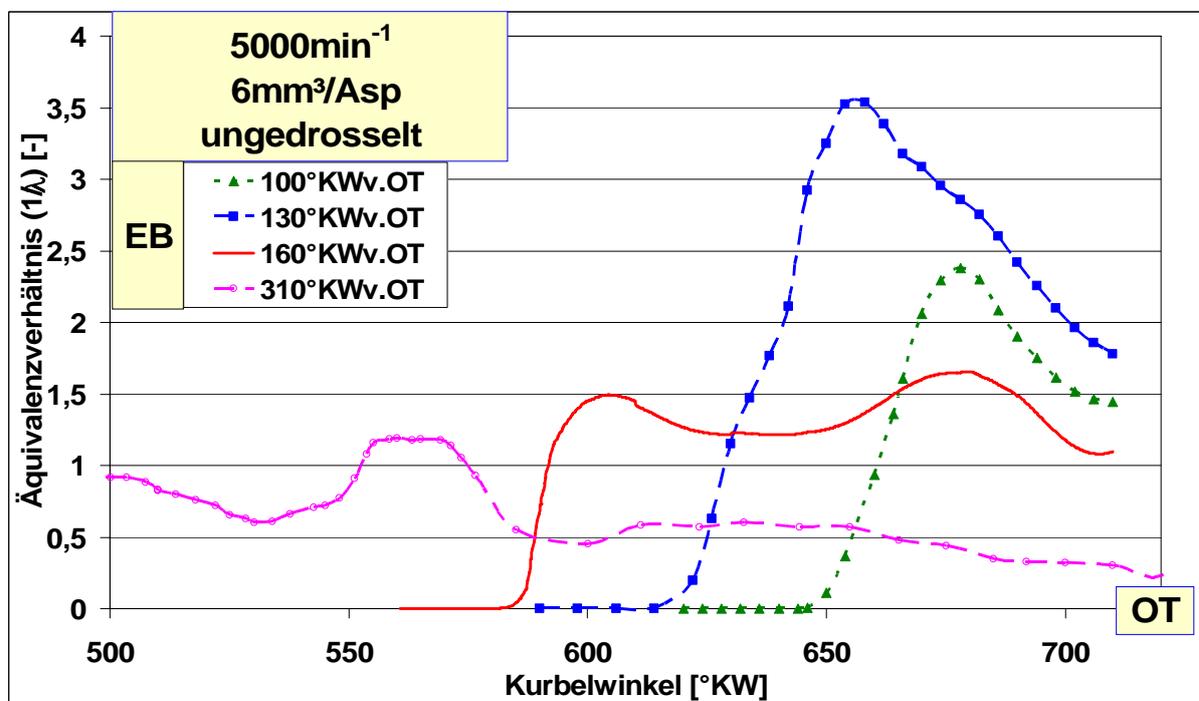


Bild 3.46 Äquivalenzverhältnis ($1/\lambda$) in der Nähe der Zündkerze für verschiedene Werte des Einspritzbeginns bei 5000min^{-1} , $V_e=6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$

In Bild 3.45 sind als Beispiel Zylinderdruckverläufe bei 5000min^{-1} für ein Einspritzvolumen von $6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$ unter gedrosseltem ($\text{DK}=25\%$, homogenes Gemisch $\lambda=0.95$) und ungedrosseltem Betrieb (bei der Variation des Einspritzbeginns) dargestellt. Die besten Ergebnisse wurden in diesem Fall für den Einspritzbeginn $\text{EB}=160^\circ\text{KWv.OT}$ erreicht. Frühere Einspritzbeginne erlauben eine sehr lange Verdampfung- und Gemischbildungszeit, wie auch in Bild 3.47b sichtbar. Im Zusammenhang mit der intensiveren Luftbewegung, die im Brennraum während der Einlassphase herrscht, entsteht bei solchen Einspritzbeginnen ein fast homogenes, mageres Gemisch. Solche Werte des Einspritzbeginns sind nur für einen gedrosselten Betrieb des Motors, bei dem eine Homogenisierung des Gemisches angestrebt wird, anwendbar. Spätere Einspritzbeginne führen im Gegenteil zu einem zu fetten Gemisch vor der Zündkerze und zu einer unvollständigen Verdampfung der eingespritzten Menge vor der Zündung, wie in Bild 3.46 dargestellt. Dadurch wird die Flammenfront wegen der Überlappung der Verbrennung mit der Verdampfungsphase verzögert.

Der Einfluss des Einspritzbeginns auf die Verdampfungsrate ist nochmals in Bild 3.47 verdeutlicht. Im Fall einer frühen Einspritzung unterstützt die hohe Turbulenz der Luft während der Einlassphase eine schnellere Verdampfung. Eine späte Einspritzung führt hingegen zu einer sehr geringen Unterstützung der Kraftstoffverdampfung durch die Luftbewegung. Besonders bei hohen Motordrehzahlen verringert sich die Verdampfungsrate gleichzeitig mit der Verminderung der Luftbewegung im Zylinder (ca. 200°KWv.OT wie in Bild 3.32 dargestellt).

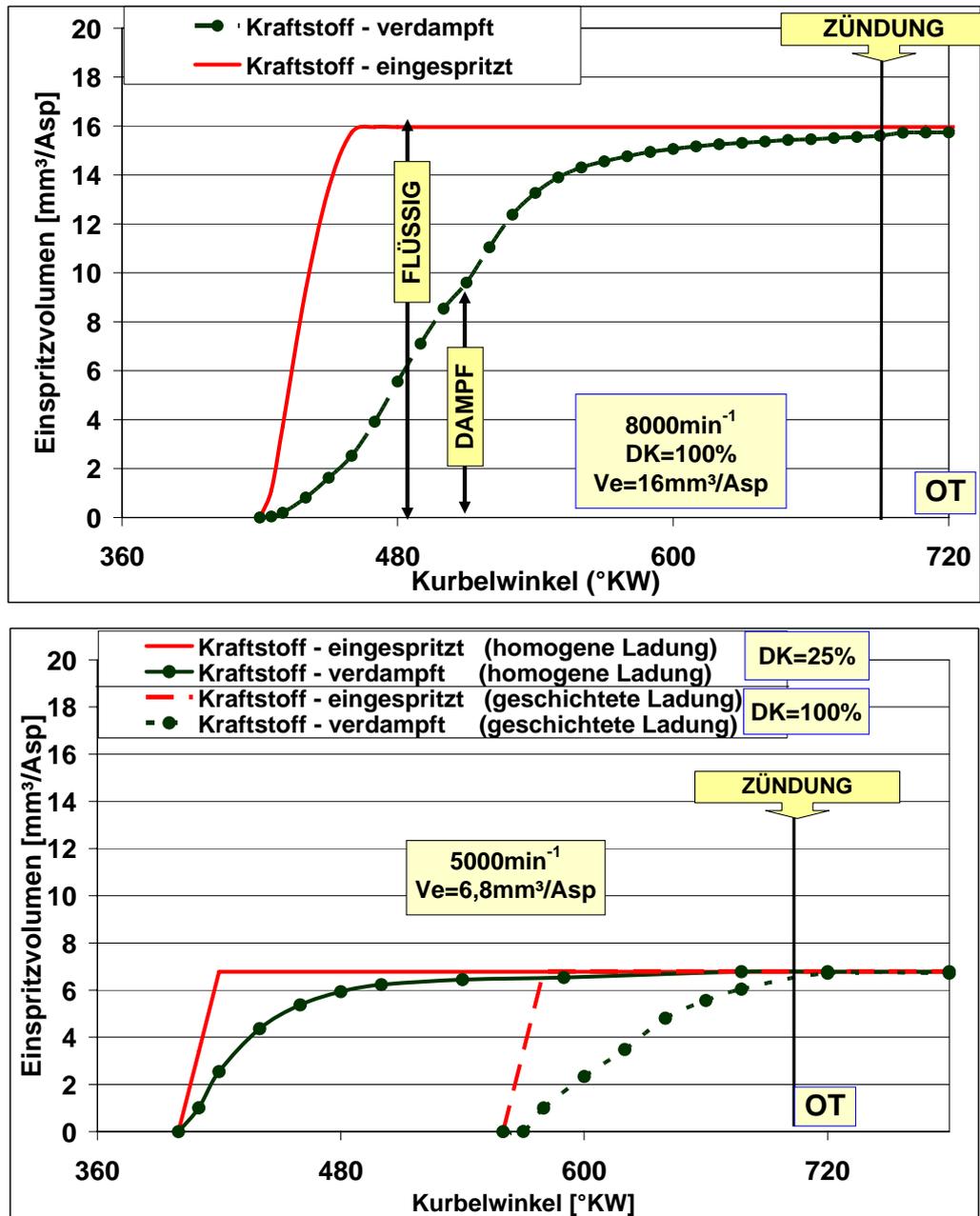


Bild 3.47 Verdampfungsrate für unterschiedliche Einspritzmenge / Drehzahl-Kombinationen, gedrosselt und ungedrosselt

Der berechnete Gemischbildungsprozess im ungedrosselten Motor mit der ausgewählten Einspritzsystemkonfiguration und Düsenpositionierung bei 5000min^{-1} ist in Bild 3.48 für eine Einspritzmenge von $6,8\text{mm}^3/\text{Asp}$ in einem vertikalen Schnitt unter der Zündkerze dargestellt.

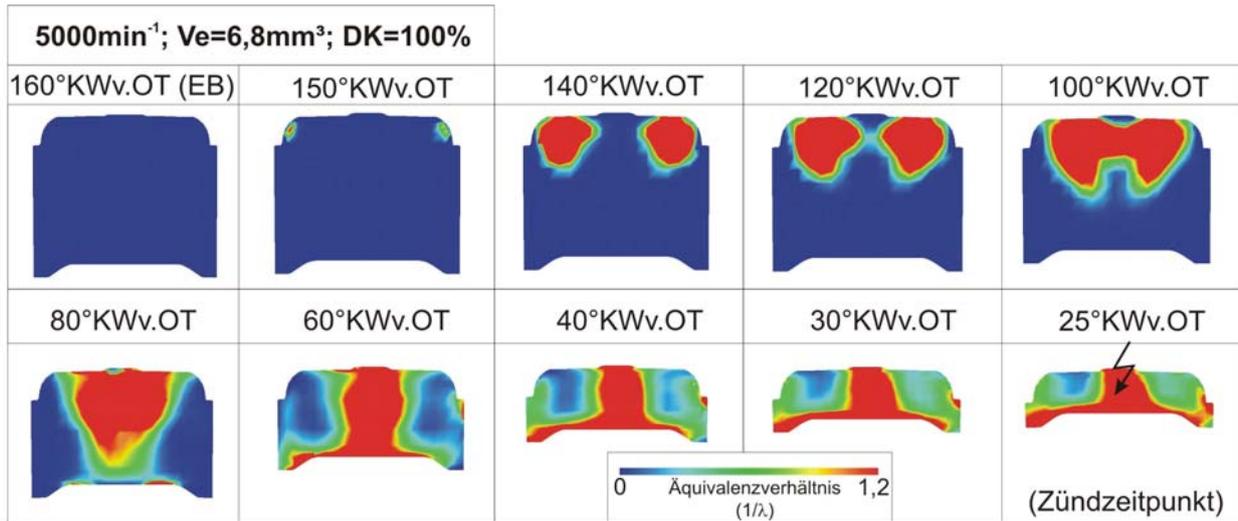


Bild 3.48 Gemischbildungsvorgang bei 5000min⁻¹ für eine Einspritzmenge von 6,8mm³/Asp und einen Einspritzbeginn bei 160°KWv.OT – Simulationsergebnisse in einem vertikalen Brennraumschnitt, unter der Zündkerze [79]

Vollastbetrieb

Für den Vollastbetrieb wurde mittels Simulation analysiert, unter welchen Bedingungen das betrachtete Doppel-Einspritzsystem zu einem homogenen stöchiometrischen Gemisch im gesamten Brennraum führen kann, ohne die Motoreigenschaften (Leistung, Moment) zu beeinträchtigen. Die Ergebnisse dieser Simulation wurden danach mit den Indiziermessungen verglichen. Die erreichten Ergebnisse zeigten, dass ähnlich wie bei der Simulation zum geschleppten Motor eine gute Übereinstimmung mit den Experimenten erreicht wird (Bild 3.49). Die allgemeine Tendenz, dass in der Simulation eine schnellere Verbrennungsgeschwindigkeit als im Experiment erreicht wird, macht jedoch noch eine genauere Untersuchung der Verbrennungsprozesse sowie eine weitere verbesserte Kalibrierung der Verbrennungsmodelle notwendig.

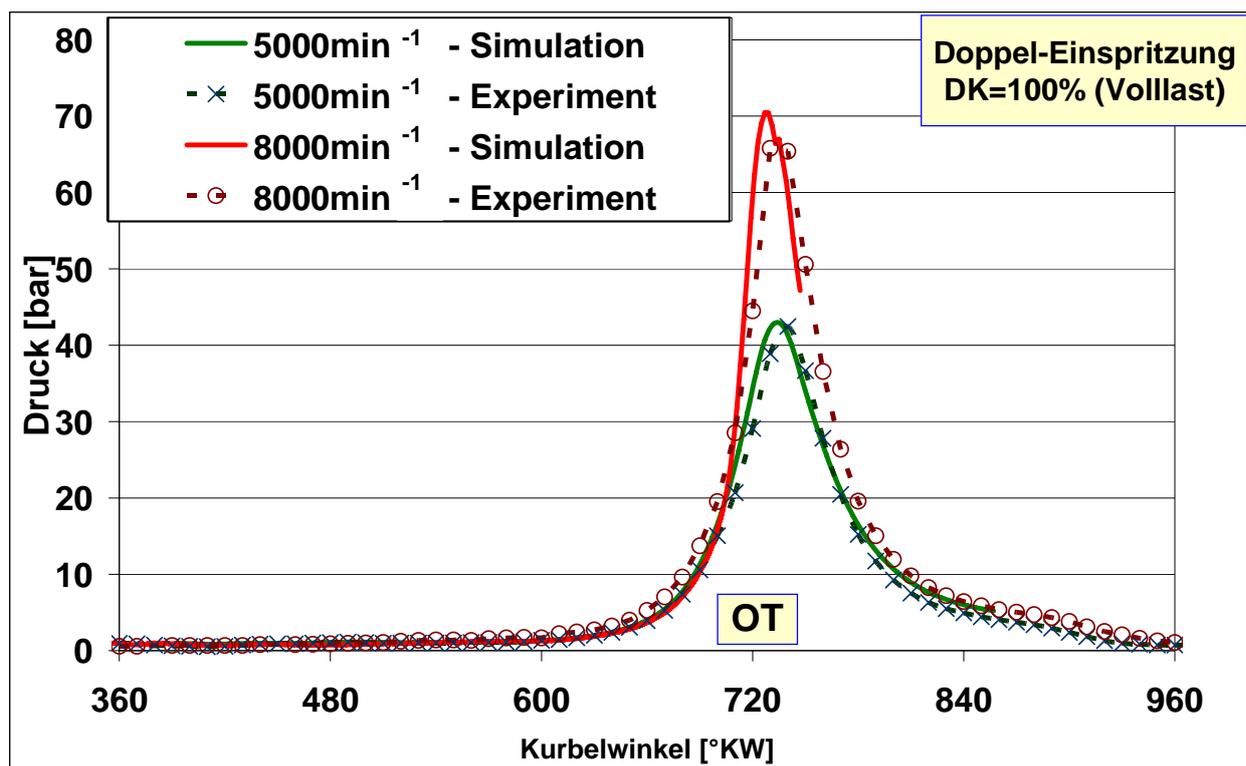


Bild 3.49 Zylinderdruckverlauf bei 5000min⁻¹ bzw. 8000min⁻¹ und voll geöffneter Drosselklappe (DK 100%) / Doppelspritzung – vergleich zwischen Experiment und Simulation

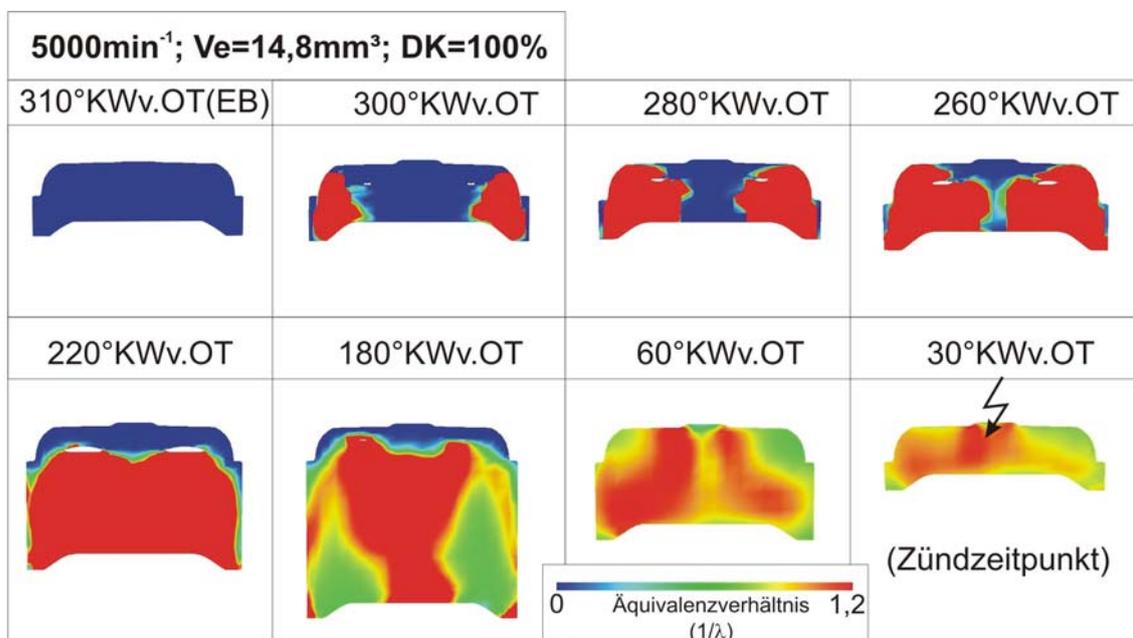


Bild 3.50 Gemischbildungsentwicklung mittels Doppel-Einspritzung bei 5000min⁻¹ und Vollast [79]

In Bild 3.50 ist der Gemischbildungsprozess für den Einspritzbeginn 280°KWv.OT bei 5000min⁻¹ dargestellt. Durch die Anwendung von frühen Einspritzbeginnswerten

(320-280°KWv.OT) wurde im gesamten Drehzahlbereich des Motors ein fast homogenes Gemisch in dem gesamten Brennraum erreicht. Die leicht erhöhte Kraftstoffkonzentration in der Nähe der Zündkerze – wie auch in Bild 3.50 sichtbar – wurde hier als vorteilhaft betrachtet, da sie die Entflammung des Gemisches begünstigt. Auch bei Vollast stellte sich eine Systemkonfiguration mit einer kürzeren Beschleunigungsleitung als vorteilhaft heraus. die damit verbundene kürzere Einspritzdauer kommt einer kompletten Kraftstoffverdampfung speziell bei hohen Drehzahlen, wie in Bild 3.47a dargestellt, entgegen.

Eine noch genauere Abstimmung zwischen Drehzahl, Einspritzmenge und Einspritzbeginn, um optimale Werte in Bezug auf Leistung, Verbrauch und Abgaswerte zu erreichen, wurde auf dem Motorprüfstand durchgeführt. Ergebnisse dieser im Rahmen von [13, 39, 79] durchgeführten Anpassung werden in Kap. 5 vorgestellt.

4 Simulation der Verbrennungsvorgänge

Das komplexe Zusammenspiel der dargestellten thermodynamischen Maßnahmen hat ein einziges Ziel: Druck erzeugen, um den Kolben auf dem Arbeitsweg zu schieben – möglichst mit hoher Effizienz und niedriger Schadstoffproduktion. Die dafür erforderliche chemische Umsetzung der Gemischkomponenten in einer exothermen Reaktion – der Verbrennung – sollte idealerweise gleichzeitig von mehreren Stellen aus initiiert werden und mit hoher Turbulenz ablaufen [81]. Die Basisbedingungen für die Turbulenz werden hauptsächlich über Ladungswechsel, Kraftstoffeinspritzung und Gemischbildung geschaffen. Die gleichzeitige Zündung an mehreren Stellen im Brennraum ist in der bisher üblichen Form, mittels Zündkerzen, technisch problematisch und – durch die Positionierung an der Brennraumperipherie – begrenzt in der Wirkung [82]. Die Kurzhubigkeit von modernen down-sized Motoren führt infolge der notwendigen hohen Drehzahlen darüber hinaus zu einer sehr ungünstigen Brennraumform – einem dünnen und breiten Spalt, was die Klopfgefahr erhöht. Unter solchen Bedingungen ist eine hohe Gemischturbulenz eine besonders wichtige Voraussetzung für einen schnellen und damit kloppfreien Verlauf der Verbrennung. Bei der – in Kap. 3 erwähnten – Eingrenzung hinsichtlich Brennraummulden und Spiralkanälen im Einlass, ist wiederum eine vom Einspritzstrahl verursachte Gemischturbulenz bei Kraftstoffdirekteinspritzung maßgebend für die Verbrennung [83]. Derartig gekoppelte Vorgänge von Gemischbildung und Verbrennung werden infolge weitreichender Simulationsmöglichkeiten zunehmend steuerbar [13].

Bild 4.1 zeigt als Beispiel einige Hauptkenngrößen die bei der Analyse der inneren Gemischbildung und Verbrennung betrachtet wurden: die Verteilung der flüssigen bzw. gasförmigen Kraftstoffphasen auf die Luft im Brennraum, den Sättigungszustand des Dampfes in verschiedenen Brennraumzonen bzw. die Luftüberschussgebiete.

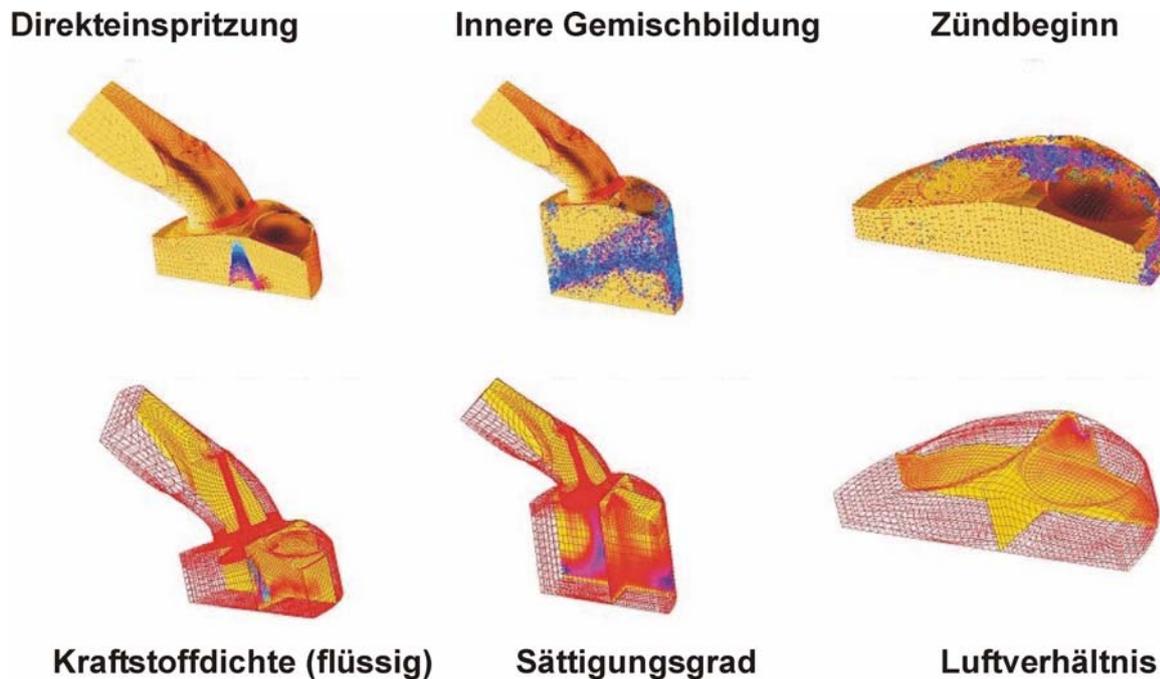


Bild 4.1 Hauptkenngößen zur Analyse der inneren Gemischbildung und Verbrennung

In den letzten Jahren wurden zahlreiche Veröffentlichungen der Simulation der Verbrennungsvorgänge bei der Anwendung von Gemischbildungsergebnissen gewidmet [83, 84, 85, 86, 87]. Entsprechend ist die Verbrennungssimulation in dieser Arbeit auf Basis existierender dreidimensionaler Simulationsmodelle gestaltet.

4.1 Grundlagen der ottomotorischen Verbrennung

Der ottomotorische Verbrennungsprozess lässt sich in

- eine Zünd- und Entflammungsphase
- eine Phase der vorwiegend turbulenten Flammenausbreitung
- eine Phase des Erlöschens der Flamme im wandnahen Bereich gegen Ende der Verbrennung

aufteilen.

Die Interaktion der chemischen und der physikalischen Vorgänge (der gleichzeitig ablaufenden und sich gegenseitig beeinflussenden Mischungs- und Reaktionsprozesse) spielt dabei die dominierende Rolle. Das Flammenwachstum während der Zündverzugszeit – vom Einleiten der Zündung bis zur Ausbildung einer voll turbulenten Flammenfront – ist durch molekulare Diffusionsprozesse, chemische Reaktionen und die starke volumetrische Expansion der heißen Verbrennungsprodukte hinter der Reaktionszone bestimmt. Die Hauptverbrennung – vom Ende der Zündverzugszeit bis

zum Erlöschen der Flamme im wandnahen Bereich – wird hauptsächlich vom Strömungsfeld im Brennraum und von der Intensität der lokalen Turbulenz bestimmt. Gegen Ende der Verbrennung nimmt der Einfluss der Turbulenz in den wandnahen Bereichen ab und die Reaktionskinetik wird zunehmend geschwindigkeitsbestimmend [83].

Am Ende des Kompressionsvorganges wird durch die Zündkerze die Verbrennung eingeleitet. Dies erfolgt bei den heute üblichen Motoren je nach Drehzahl und Last im Bereich zwischen 5-35°KW vor dem oberen Totpunkt. Es breitet sich zunächst eine laminare Flammenfront aus, die sehr schnell turbulent wird. Die turbulente Flammenfront pflanzt sich fort, bis sie die Brennraumwände an Kolben, Zylinderkopf und Zylinderlauffläche erreicht. Je nach Brennraumgeometrie bleibt diese Flammenfront kürzer oder länger erhalten. In Motoren mit externer Gemischbildung wird von einer kugelförmigen Ausbreitung der Flammenfront im homogenen Gemisch ausgegangen. Im Gegensatz dazu ist bei den Motoren mit Direkteinspritzung die Ausbreitung der Flammenfront sehr von der lokalen Kraftstoff/Luft-Konzentration abhängig. Lokales Erlöschen der Flamme wegen eines lokal mageren Gemischs muss berücksichtigt werden.

Im Gegensatz zur Flammenausbreitung in vorgemischter Ladung kommt es bei Verwendung von Benzin-Direkteinspritzung in Ottomotoren, speziell im Teillastbereich, bei der Verbrennung geschichteter Luft / Kraftstoff / Restgasladung, je nach Grad der Vormischung in der Kraftstoffwolke, zu einem inhomogenen, vorgemischtem oder diffusionsgesteuerten Verlauf des Verbrennungsprozesses. Durch die Gleichzeitigkeit von Gemischbildung und Verbrennung herrschen dabei im Reaktionsgebiet zeitlich und räumlich stark veränderliche Bedingungen [89, 90] – Temperatur, Gemischkonzentration, Druck, Turbulenzintensität. Finite-Rate von chemisch-kinetischen Effekten spielen auch eine sehr wichtigere Rolle, speziell auf der mageren Seite der Gemischwolke [91].

4.1.1 Entflammung durch Kettenreaktionen und lokale Erhitzung

Bei der Entflammung durch Kettenreaktion wird die Reaktionswärme zunächst als Anregungsenergie von aktivierten Teilchen – so genannten freien Atomen oder Radikalen – aufgenommen. Ein aktives Teilchen kann weiter reagieren und die dabei freigesetzte Energie wieder als Anregungsenergie zur Bildung eines neuen aktivierten Zwischenproduktes aufwenden. Entstehen bei einem Einzelschritt einer solchen

Kettenreaktion zwei neue aktive Zentren, wird die Reaktionsgeschwindigkeit, durch die damit verbundene und sich wiederholende Kettenverzweigung, schnell erhöht. Gleichzeitig treten in Brennraumwandnähe Kettenabbruchreaktionen auf. Solange also bei diesen Vorgängen die Reaktionsenergie immer wieder von anderen Zwischenprodukten aufgenommen wird, braucht die Temperatur des Reaktionsgemisches noch nicht merklich anzusteigen. Nach Ablauf des Zündverzuges setzen exotherme Reaktionen ein, die schließlich einen nahezu explosiven Stoffumsatz herbeiführen. Das Verhältnis der Häufigkeit von Ketteneinleitungs-, Kettenfortsetzungs-, Kettenverzweigungs- und Kettenabbruchreaktionen ist in verschiedenen Druck- und Temperaturbereichen sehr unterschiedlich. So kann der Fall eintreten, dass in einem bestimmten Druckgebiet Reaktionen, die eine Umbildung aktiver Zwischenprodukte zu reaktionsträgen Substanzen herbeiführen, mit zunehmender Temperatur rascher erfolgen als Kettenfortsetzungs- oder Verzweigungsreaktionen. Ursache dafür sind das Fehlen von Reaktionspartnern, inerte Gase wie Stickstoff und Abbruchreaktionen an der Brennraumwand [88].

Wird ein brennbares Gasgemisch in einem Behälter nur an einer kleinen Wandzone aufgeheizt, werden in unmittelbarer Umgebung dieses Heißpunktes wärmefreisetzende Reaktionen initiiert. In etwas größerer Entfernung bleiben aber die Gastemperaturen und damit die Reaktionsgeschwindigkeiten vernachlässig gering. Durch die rasche Konzentrationsabnahme der Ausgangsstoffe wird auch die Umsatzrate in dieser kleinen Reaktionszone stark begrenzt. Soll also die gesamte Ladung durch eine nur lokal erhitzte Oberfläche entflammt werden, muss die Temperatur der Glühstelle wesentlich höher sein als die für die Einleitung einer Verbrennung notwendige Temperatur, bei einer Aufheizung der gesamten Gasmasse.

4.1.2 Laminare und turbulente Flammenausbreitung

Die Ausbildung einer *laminaren Flammenfront* erfordert eine stark ausgeprägte Radikalenquelle. Durch Wärmeübergang und Diffusion der aktiven Zentren aus der Flammenfront in das unverbrannte Gemisch und die Freisetzung der gebundenen chemischen Energie des Gemisches bilden sich Radikale in großer Menge. Die restlichen Teilchen werden beschleunigt, und es findet ein intensiver Energieaustausch zum unverbrannten Gemisch hin statt. Bei der Ausbreitung einer Flamme in einem ruhenden brennbaren Gemisch oder in einer laminaren Strömung wird von einer laminaren Flammenfront gesprochen [4]. Die Flamme setzt sich aus einer

Vorwärmzone, in der keine Reaktionen ablaufen, einer dünnen Reaktionszone und einer Oxidationszone zusammen. Dabei findet in der Reaktionszone der Stoffumsatz von Kraftstoff zu Kohlenmonoxid und Wasserstoff und in der Oxidationszone deren Ausbrand statt. In der Vorwärmzone existiert ein Gleichgewicht von konvektiven und diffusiven Prozessen, während in der Reaktionszone chemische Reaktion und Diffusion im Gleichgewicht stehen [85].

Turbulente Flammenfronten bilden sich aufgrund einer turbulenten Strömung der Ladung und der chemischen Reaktionen aus. Die Gaselemente werden durch die Strömung zueinander verschoben. Durch Verzerrung und laufende Veränderung der Oberfläche der Flammenfront wird diese stark vergrößert. So kann die pro Zeiteinheit freigesetzte Wärme ansteigen. Die Verbrennungsreaktion breitet sich infolge zweier Mechanismen aus: zum einen durch die Turbulenz, mit ihren Verschiebungen der Flammenzungen, und zum anderen durch die Molekulardiffusion der Radikale.

4.1.3 Verbrennung bei Ladungsschichtung

Im Gegensatz zur Flammenausbreitung in vorgemischter Ladung bildet sich bei der Verbrennung geschichteter Luft/Kraftstoff/Restgasladung nicht eine ausgeprägte, den Brennraum durchlaufende Flammenfront, sondern ein verteiltes Reaktionsgebiet. Je nach dem Grad der Vormischung in der Kraftstoffwolke läuft der Verbrennungsprozess dabei inhomogen vorgemischt oder diffusionskontrolliert ab. Durch die Gleichzeitigkeit von Gemischbildung und Verbrennung herrschen dabei im Reaktionsgebiet zeitlich und räumlich stark veränderliche Bedingungen vor. Die Verbrennungsgeschwindigkeit wird dabei durch die Gemischbildungsgeschwindigkeit gesteuert. Diese Art von Verbrennung wird als Diffusionsverbrennung bezeichnet [86]. Der eingespritzte Kraftstoff wird zerstäubt und verdampft. Dabei hängt die Gemischbildungsgeschwindigkeit von der Geschwindigkeit der Diffusionsvorgänge des Kraftstoffes in der Luft ab, wobei die Geschwindigkeit der chemischen Reaktion viel größer ist als die Gemischbildungsgeschwindigkeit. Die Diffusionsgeschwindigkeit hängt von der Verdampfungsgeschwindigkeit der Tropfen ab. Die Verdampfung der Tropfen bei einer Diffusionsverbrennung ist wesentlich intensiver als bei einer Verdampfung unter Umgebungsbedingungen [86].

Bei einem Vergleich der Verbrennung unter Teillastbedingungen zwischen einem homogenen Gemisch und einem geschichteten ist festzustellen, dass sich die Dauer

der Hauptverbrennung bei Ladungsschichtung auf ca. 15° bis 20°KW reduziert, was im Vergleich zur konventionellen Verbrennung eine Reduzierung um 50% darstellt [86, 93].

4.2 Modelle zur Verbrennungssimulation

Für die Berechnung der ottomotorischen Verbrennung sind neben der Simulation des Strömungsfeldes noch Erhaltungsgleichungen für die einzelnen Spezies und ein Reaktionsschema zur Beschreibung der chemischen Umsetzung zu lösen. Dies erfordert erheblichen Rechenaufwand.

Die verwendeten Modelle für die Simulation der ottomotorischen Verbrennung – beispielweise mittels des 3D-CFD-Programms FIRE – können in drei Hauptgruppen unterteilt werden:

- Eddy-Break-Up-Modelle
- Flamelet-Modelle
- PDF-Modelle

Eddy-Break-Up-Modelle

Die *Eddy-Break-Up*-Modelle beruhen auf der Annahme, dass die chemische Umsetzung des Kraftstoffes wesentlich schneller als der turbulente Mischungsprozess abläuft, wodurch dieser geschwindigkeitsbestimmend für die Ausbreitung der Flammenfront wird. In turbulenten Flammen führen die Wirbel zu einer makroskopischen Mischung zwischen verbrannten und unverbrannten Bereichen. Die mikroskopische Mischung wird durch die Dissipation der kleinsten Wirbel verursacht. Der Reaktionsumsatz in diesem Modell wird somit durch die charakteristische Mischungsdauer für die makroskopische Durchmischung, multipliziert mit einem Ausdruck zur Beschreibung der Verfügbarkeit von Reaktionspartnern und Zündkeimen, bestimmt.

Die Initialzündung muss bei diesem Modell gesondert modelliert werden. In hochturbulenten Systemen, in denen die chemischen Prozesse nicht wesentlich schneller als die turbulenten Mischungsvorgänge ablaufen, versagen die Eddy-Break-Up-Modelle [83, 86]. Dadurch wird deren Anwendung für die Modellierung von DI-Motoren stark begrenzt.

Flamelet-Modelle:

In vielen turbulenten Flammen sind die kleinsten Wirbel wesentlich größer als die laminare Flammenfrontdicke, welche in der Größenordnung von 0,1mm liegt. Demzufolge führen die turbulenten Vorgänge nur zu einer makroskopischen Mischung der Reaktanten und zu einer Streckung der laminaren Flammenfront. Die Kinetik in diesen Flammenfronten wird nur durch die mikroskopischen Diffusionsprozesse beeinflusst.

Flamelet-Modelle nutzen diese Eigenschaft turbulenter Flammen nur in der Weise, dass von der 3D-Simulation Mittelwerte für Gemischzusammensetzung, Temperatur und Dissipationsrate als Maß für die Flammenstreckung berechnet werden. Die Erfassung der Kinetik, die heute bereits für viele einfache Kohlenwasserstoffverbindungen mittels detaillierter Reaktionsmechanismen möglich ist, erfolgt durch die Interpolation aus der Matrix der 1D-Flammen.

Durch die genaue Erfassung der auftretenden Reaktionskinetik sind die Flamelet-Modelle somit in der Lage, Effekte wie Zündung und Flammenauslöschung zu erfassen. Sie versagen aber ebenfalls in hochturbulenten Systemen, bei denen die kleinsten auftretenden Wirbel so klein sind, dass sie die Transportvorgänge in der Flammenfront selbst beeinflussen. Eine weitere Begrenzung besteht darin, dass für viele technische Kraftstoffe noch keine zuverlässigen Reaktionsmechanismen existieren [83, 86, 94].

Im CFD-Code FIRE wird dieses Modell als CFM (Coherent Flame Model) bezeichnet.

Es lässt sich für homogene und leicht inhomogene Anwendungen benutzen, jedoch nur für vorgemischte Ottomotoren, bei einem niedrigen Turbulenzniveau (Drehzahlen unter 4000min^{-1}). Dadurch ist die Anwendung für schnelldrehende direkteinspritzende Ottomotoren nicht möglich.

PDF-Modelle:

Auf Grund der starken Konzentrations- und der exponentiellen Temperaturabhängigkeit der Reaktionsraten genügt es nicht, nur die globalen Werte von Temperatur und Konzentration zu kennen. Vielmehr wird der Reaktionsumsatz in jedem Punkt einer Berechnungszelle durch die lokalen Momentanwerte von Temperatur und Konzentration bestimmt. Mathematisch bedeutet dies, dass zusätzlich zu den Zellenmittelwerten auch die Wahrscheinlichkeitsdichteverteilung oder PDF-Verteilung (probability-density-function) bestimmt werden müssen. Dazu wird jede Zelle mit einer Vielzahl von

einzelnen Partikeln (Monte-Carlo-Partikeln) belegt, wobei es sich dabei nicht um einzelne Spezies, sondern um Träger vollständiger Datensätze wie Temperatur, Enthalpie und Spezieskonzentrationen handelt. Das Verhalten dieser Partikel wird auf der Basis von Zufallswerten, entsprechend den PDF-Verteilungen für die einzelnen Größen, berechnet. Die Mittelwertbildung für alle Partikel einer Berechnungszelle liefert die Eingangsgröße für die Simulation des Strömungsfeldes.

Der Vorteil der PDF-Methode für die dreidimensionale Modellierung besteht darin, dass reaktionskinetische Vorgänge entsprechend der Zuverlässigkeit des verwendeten Mechanismus auch für hochturbulente Systeme richtig wiedergegeben werden. Als Nachteil sind hingegen die große Anzahl an Partikeln (ca. 100 pro Zelle) zur Erzielung der geforderten statistischen Unabhängigkeit und der damit verbundene, sehr große numerische Aufwand zu sehen, so dass diese Modelle für Parameterstudien nur sehr eingeschränkt, in Verbindung mit leistungsstarker Computertechnik, verwendet werden können. Laut AVL lässt sich, bei der Anwendung eines solchen Modells in dem Programm FIRE, die Partikel-Anzahl bis auf etwa 50 pro Zelle reduzieren, um bei hinreichender Genauigkeit die Berechnung zu beschleunigen.

Dieses Modell kam ausschließlich zur Anwendung für die Simulation der Verbrennungsphase, da in dem betrachteten schnelldrehenden DI-Motor auch unter Vollastbedingungen eine gewisse Inhomogenität des Gemisches im Brennraum herrscht.

Die in Bild 4.2 gezeigten Simulationsergebnisse wurden bei der Berechnung der Gemischbildung unter Einsatz einer zentralen Einspritzdüse mit einem Strahlwinkel von 30° in dem untersuchten Motormodell erhalten. Dadurch herrscht hier kein vorgemischtes Luft-Kraftstoff-Gemisch vor. Die zwei Zündquellen sind seitlich zwischen den beiden Ein- und Auslassventilen angeordnet. Der Zündbeginn beträgt 32°KWv.OT . Es lassen sich gut die von den Zündkerzen ausgehende seitliche Flammenausbreitung, sowie eine von der lokalen Kraftstoffkonzentration abhängige Gemischentflammung erkennen.

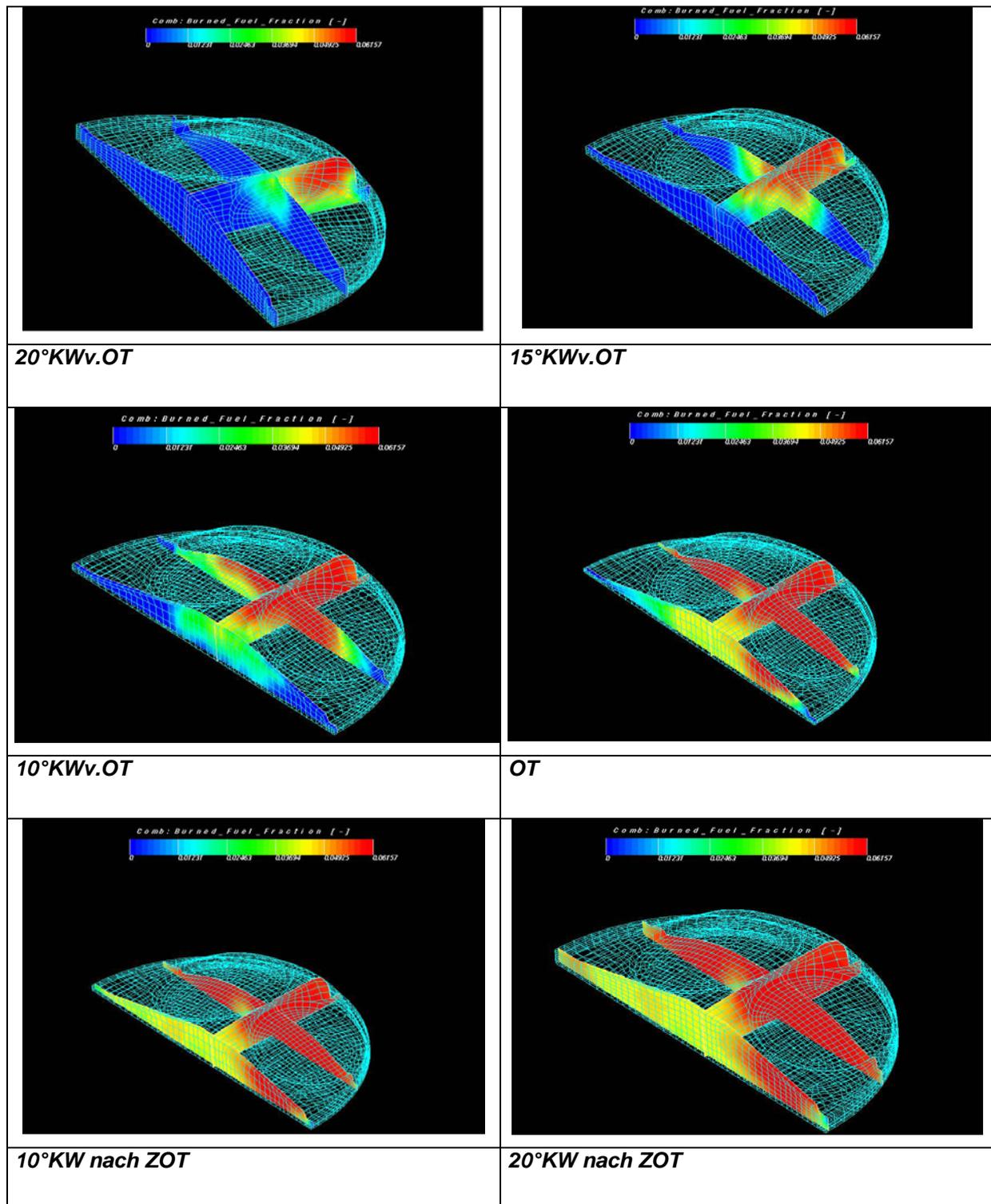


Bild 4.2 Ergebnisse einer Verbrennungssimulation mit dem PDF-Modell – Benzindirekteinspritzung mittels Druckstoßeinspritzanlage mit zentraler Einspritzdüse in dem Versuchsmotor

4.3 Möglichkeiten zur Beeinflussung des Verbrennungsablaufs durch die Anwendung der ein- und dreidimensionalen Simulationskette

Bild 4.3, Bild 4.4 und Bild 4.5 stellen jeweils einen Vergleich zwischen zwei Einspritzratenformen – die in Kap. 3 in Bild 3.23b dargestellt wurden – für die Verbreitung der Flammenfront im Brennraum während der Verbrennung dar. Der Brennraum ist mit zwei seitlichen Zündkerzen und einer zentralen Zapfendüse für Benzindirekteinspritzung mittels eines Systems mit Hochdruckmodulation ausgestattet (wie in Bild 3.34a dargestellt).

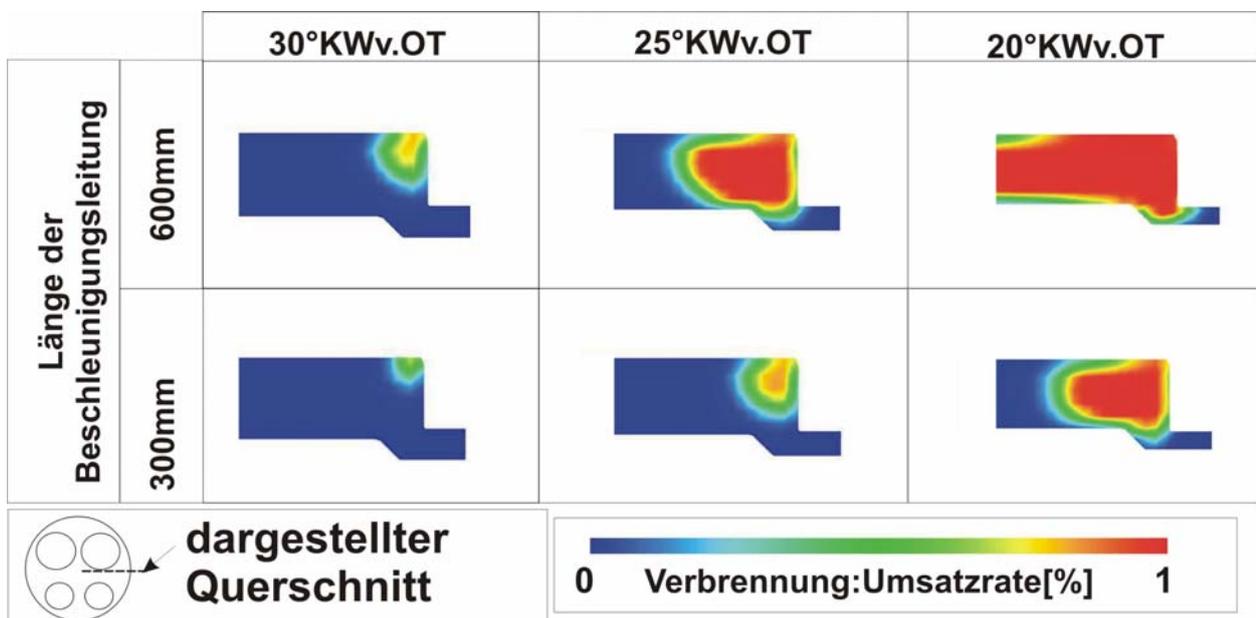


Bild 4.3 Flammenfronentwicklung für zwei Konfigurationen des Einspritzsystems bei 8000min^{-1} , Vollast [41]

Für die Konfiguration mit einer 300mm Beschleunigungsleitung ist der Brennverlauf auch in Bild 4.2 dargestellt. Gleich nach der Zündung (34°KWv.OT) kommt es zunächst zur Ausbildung eines Flammenkerns mit einer bevorzugten Ausbreitungsrichtung im Bereich des stöchiometrischen Gemisches. Kraftstoffreiche Zonen im Bereich der Kolbenoberfläche bleiben zunächst teilweise unverbrannt. An der Peripherie der Kraftstoffwolke kommt es, wegen der Zunahme von Temperatur und Turbulenz während der Verbrennung, zu einer fortschreitenden Durchmischung des Kraftstoffes mit Luft – wie aus Bild 4.4 ersichtlich – und damit zu einer kontinuierlichen Abmagerung des Gemisches. In einigen dieser Gebiete kann es zur Unterschreitung der fetten

Zündgrenzen kommen und damit zu einem lokalen Verlöschen der Flamme. Damit entstehen unverbrannte Kohlenwasserstoffe.

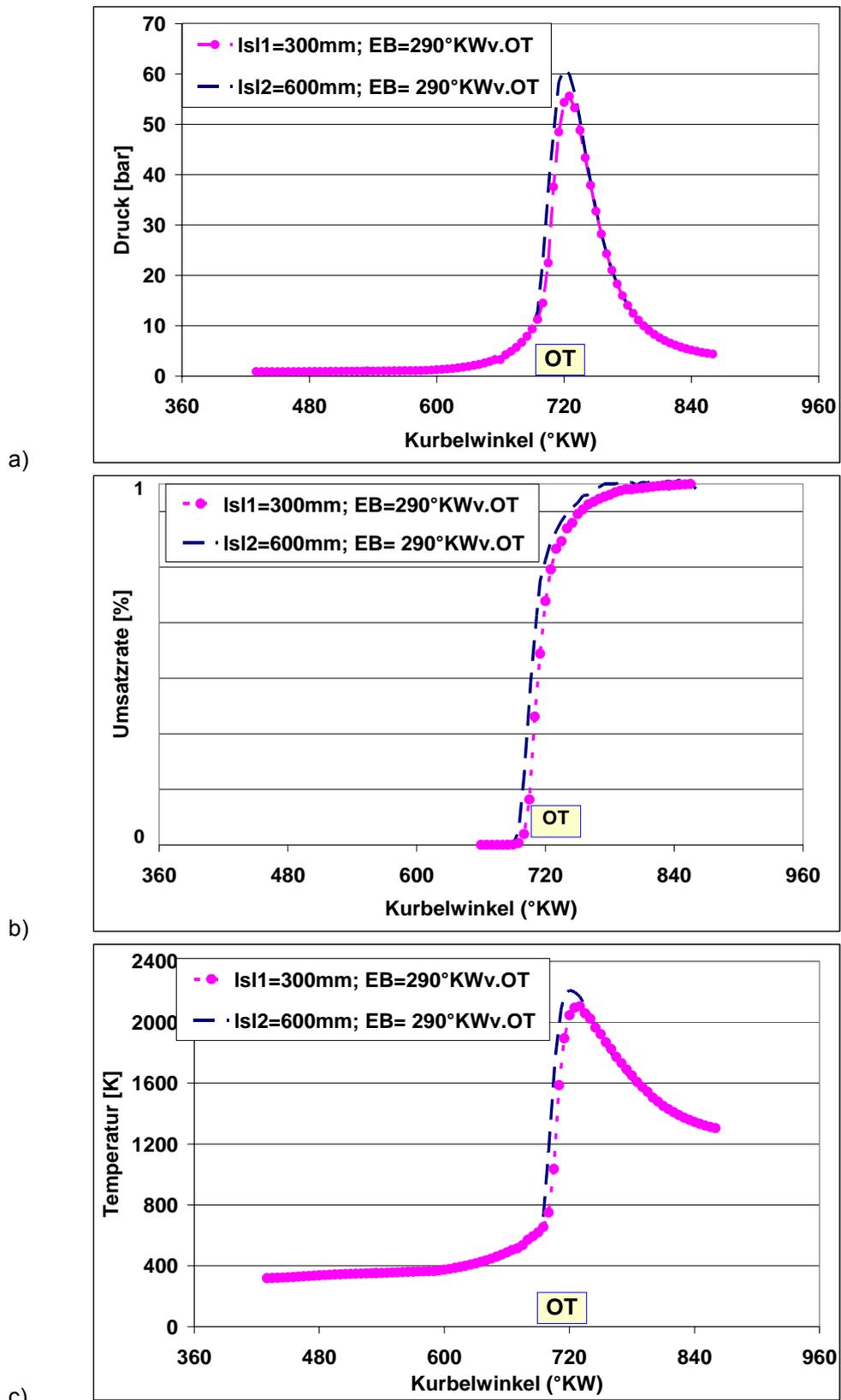


Bild 4.4 Druck-, Umsatzraten- und Temperaturverlauf im Brennraum während der Verbrennung für zwei unterschiedliche Formen der Einspritzrate

Der maximale Zylinderdruck bei der Anwendung des Systems mit kürzerer Beschleunigungsleitung ist um ca. 5bar geringer (Bild 4.4a), was zu einem geringeren Drehmoment führt. Die Verbrennung dauert dabei, wegen der langsameren Verdampfung des Kraftstoffs, um ca. 8°KW länger (Bild 4.4b). Die längere Verbrennung ist begleitet von geringeren maximalen Temperatur (Bild 4.4c). Infolgedessen ist die Konzentration von NO_x im Abgas um ca. 20% geringer (Bild 4.5a). Gleichzeitig ist eine Zunahme der CO-Konzentration (Bild 4.5b) bei Verwendung einer kürzeren Beschleunigungsleitung als nachteilig zu erwähnen.

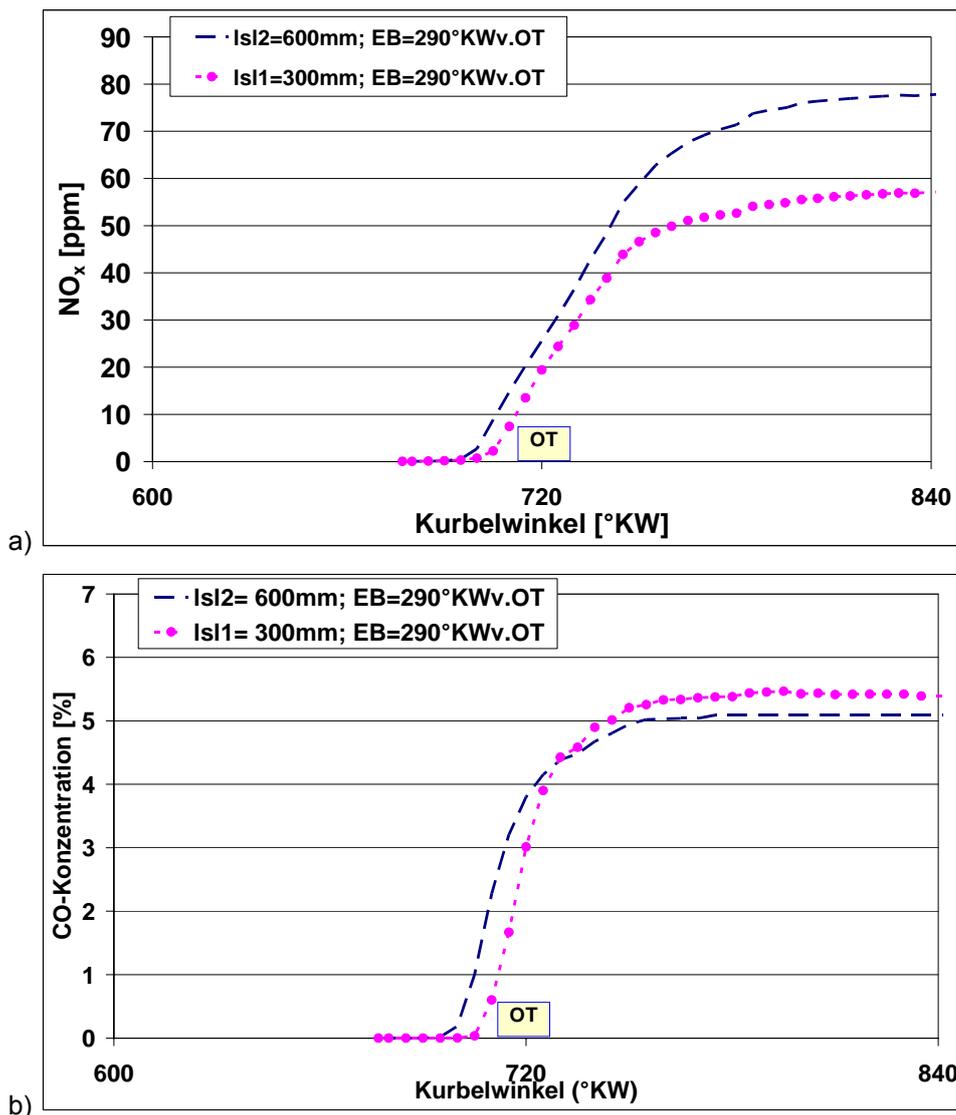


Bild 4.5 Verlauf der Abgasemission für zwei unterschiedliche Formen der Einspritzrate

Der Vergleich der zwei Konfigurationen des Einspritzsystems am Motorprüfstand, bei gleichem Einspritzbeginn, führte zu den gleichen Tendenzen, wie sie in der Simulation ermittelt wurden. Die gemessene CO-Konzentration wurde um ca. 18% höher für das

System mit der kürzeren Schwungleitung. Wegen einer größeren Kraftstoffmenge, welche flüssig auf der Kolbenoberfläche bleibt, wurde eine um 22% erhöhte HC-Konzentration gemessen.

Für diesen Vergleich wurden Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt konstant gehalten, weil die Ergebnisse für den Vergleich und die Kalibrierung der Simulation dienen sollten. Bei angepassten Werten für Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt ergibt sich allerdings eine andere Tendenz. Ein späterer Einspritzbeginn bei der Anwendung des Systems mit einer 300mm Beschleunigungsleitung (wie es in Kap. 3 für diese Einspritzsystemkonfiguration/Drehzahl/Last-Kombination dargestellt wurde) führt zu einem verbesserten Gemischbildungsprozess. Dadurch ergibt sich Druckverlauf, mit einem um 10bar höheren Spitzendruck im Vergleich zum System mit einer 600mm Beschleunigungsleitung, wie in Bild 4.6 dargestellt.

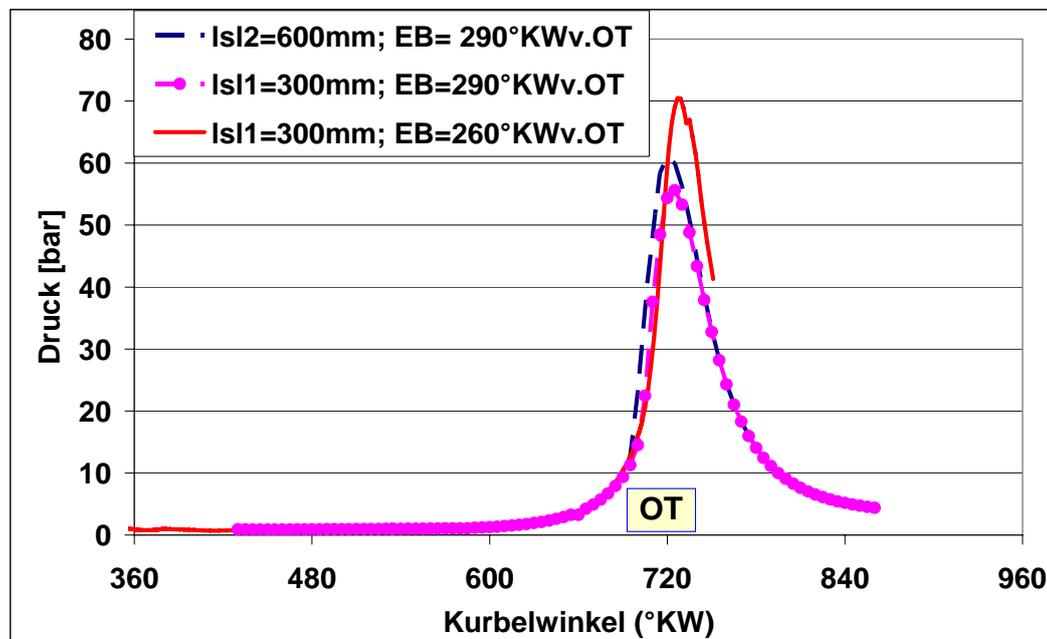


Bild 4.6 Druckverlauf bei einem optimierten Einspritzbeginn – Vergleich mit Bild 4.4a

Weiterhin erlaubt die 3D-Verbrennungssimulation die Auswahl der günstigsten unter den möglichen Zündkerzenpositionen im Brennraum. Bild 4.7 zeigt die konstruktiv möglichen Positionen der Zündkerzen, die für die Anwendung eines SIS-Einspritzsystems ermittelt wurden.

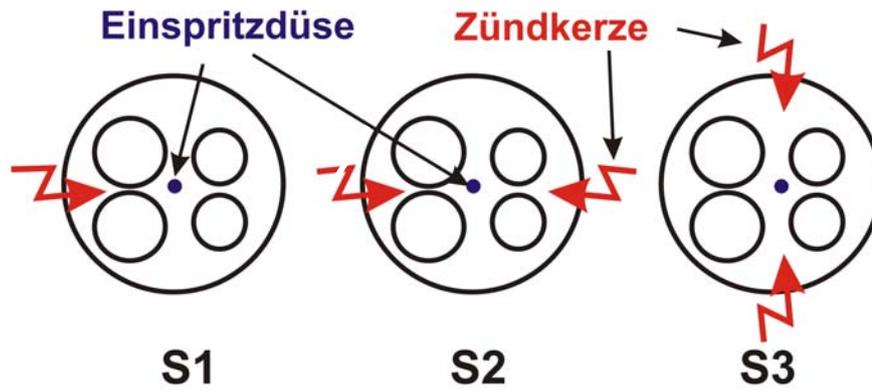


Bild 4.7 Mögliche Positionen der Zündkerzen im Brennraumkopf für ein SIS-System – schematisch

Die Lösung mit nur einer seitlichen Zündkerze wurde nicht weiter verfolgt, da schon die ersten Ergebnisse eine viel zu langsame Ausbreitung der Flammenfront gezeigt haben.

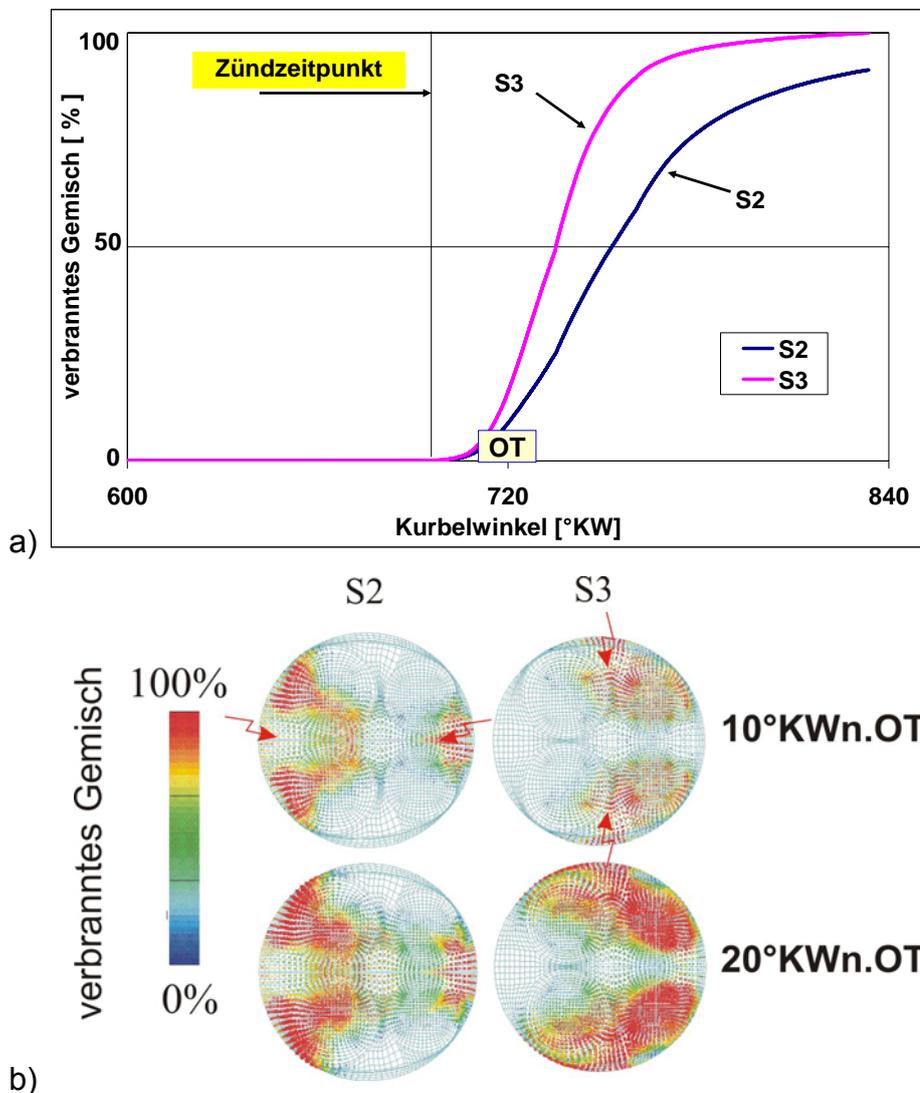


Bild 4.8 Verbrennungsablauf bei der Anwendung der Konfigurationen S2 und S3 für die Platzierung der Zündkerzen – 5000min^{-1}

Die Verbrennungsgeschwindigkeit erhöht sich erheblich, wenn zwei Zündkerzen anstelle nur einer verwendet werden. Die Flamme pflanzt sich schneller, von zwei Seiten des Brennraums fort, wie aus Bild 4.8b sichtbar.

Die besten Ergebnisse wurden mit der Konfiguration S3 erreicht. Die Konfigurationen S2 sowie S1 haben den Nachteil einer unvollständigen Verbrennung. Wegen der Inhomogenität des Gemisches erlöschen die Flammen in diesen Fällen, bevor eine vollständige Verbrennung des Kraftstoffs erreicht wird.

Bei der Verwendung der Konfiguration S3 wurden um bis zu 20bar höhere Druckspitzen erreicht als in dem Fall der Konfiguration S2 und um 30bar höhere als bei der Konfiguration S1.

Auch für die Konfiguration mit zwei Einspritzdüsen (DIS) hat die Simulation der Verbrennungsabläufe im Motor die Tendenzen, die bei der Simulation der Gemischbildung beobachtet wurden, bestätigt. In diesem Fall wurde eine zentrale Platzierung der Zündkerze bevorzugt und keine anderen Konfigurationen untersucht, da diese Lage auch für die Entstehung der Gemischwolke wegen der Kreuzung der Einspritzstrahlen optimal ist.

Bild 4.9 stellt als Beispiel den Verbrennungsablauf zum Gemischbildungsablauf aus Bild 3.50 dar, beginnend am Zündzeitpunkt bis hin zu 90°KW nach OT. Wegen der guten Homogenisierung des Gemisches, pflanzt sich die Flamme durch die Brennkammer ohne das Auftreten von Auslöschzonen fort und führt zu einer kompletten Verbrennung des Kraftstoffs.

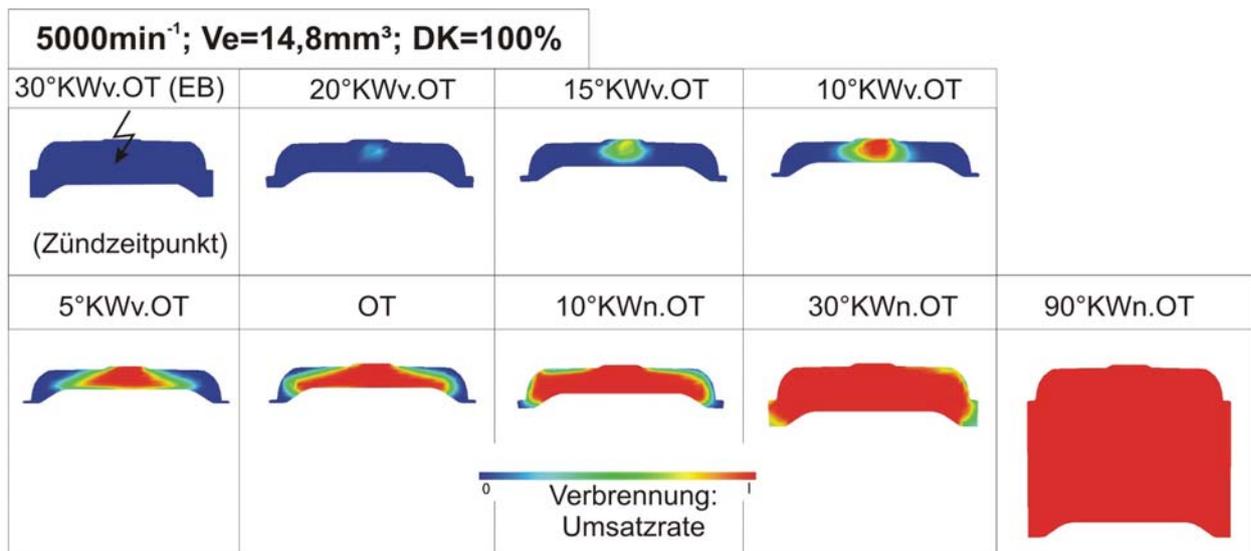


Bild 4.9 Verbrennungsablauf bei 5000min⁻¹ / Volllast, entsprechend dem Gemischbildungsablauf in Bild 3.50 [79]

Nach der Ermittlung der Grundtendenzen mittels Simulation wurde im Bezug auf Leistung, Verbrauch und Abgaswerte Einspritzbeginn- und Zündzeitpunktkennfeldern auf dem Motorprüfstand ermittelt. Ergebnisse dieser in Rahmen von [13, 39, 79] durchgeführten Anpassung werden in Kap. 5 vorgestellt.

5 Validierung des Verfahrens auf dem Motorprüfstand und in Fahrversuchen

5.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger dient ein schnelldrehender Einzylinder-Viertaktmotor (Motorradmotor). Er wurde sowohl mit externer Gemischbildung wie auch mit einem Direkteinspritzsystem mit Hochdruckmodulation ausgestattet. Dadurch sind Vergleiche zwischen beiden Betriebsmodi möglich.

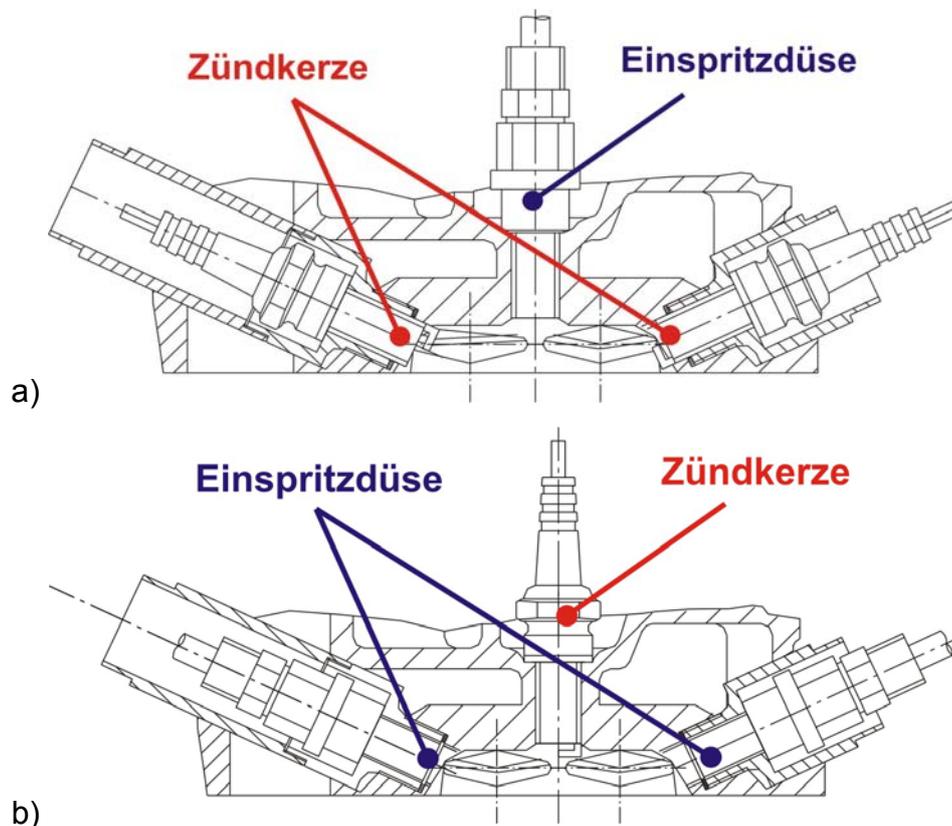


Bild 3.34 Lage der Einspritzdüsen und der Zündkerzen im Brennraum

a) Einzelne zentrale Einspritzdüse / Zwei seitliche Zündkerzen

b) Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen / Eine zentrale Zündkerze

Der Motor hat vier Ventile und einen Hubraum von 125cm^3 . Für die Anpassung der in Kap. 3 erwähnten Einspritzsystemkonfigurationen (Bild 3.34) wurden im Zylinderkopf zwei zusätzliche Bohrungen vorgesehen. Bei der Lösung (a) in Bild 3.34 wurden in der originalen Zündkerzenbohrung die Einspritzdüse und in den zwei zusätzlichen

Bohrungen die zwei Zündkerzen platziert. Für die Lösung (b), mit zwei Mikro-Düsen, wurde die Zündkerze an der originalen Position belassen und die Einspritzdüsen wurden in den zusätzlichen Bohrungen platziert. Die Geometrie des Brennraums und des Kolbenbodens sowie die Verdichtung des Motors wurden dabei nicht geändert.

Die technischen Daten des Grundmotors sind aus *Tabelle 5.1* zu entnehmen. Der Motor wurde mit Normal-Benzin betrieben.

Hersteller	Motorrad Werke Zschopau
Typ	MZ 125 / 37
Arbeitsverfahren	Viertakt, Otto
Zylinderzahl	1
Bohrung	60
Hub	49
Hubraum	125cm ³
Verdichtungsverhältnis	11,5
Direkteinspritzung	Direkteinspritzsystem mit Hochdruckmodulation in zwei Konfigurationen: - eine Einspritzdüse - zwei Einspritzdüsen
Zahl der Zündquellen	1 bzw. 2 / abhängig von Einspritzsystemkonfiguration

Tabelle 5.1 Technische Daten des Forschungsmotors

Auf den Prüfstands Aufbau und die Messmethodik wird an dieser Stelle nicht genauer eingegangen, da diese bereits zum Stand der Technik gehören. Eine schematische Darstellung des Motorprüfstands ist in der ANLAGE 4 präsentiert.

5.2 Validierung des Verfahrens auf dem Motorprüfstand

Die Anpassung der zwei Konfigurationen des Einspritzsystems an den Versuchsträger wurden auf Basis der Simulationsergebnisse durchgeführt. Dabei wurden zum einen die Konfiguration des Einspritzsystems und die Lage der Einspritzdüsen und der Zündkerzen festgestellt. Zum andern wurden die mit Hilfe der Simulation ermittelten Tendenzen in Bezug auf Einspritzmenge, Einspritzbeginn, Zündzeitpunkt und deren Korrelation weiterverfolgt.

Zentrale Einspritzdüse (SIS) / Zwei seitliche Zündkerzen

Die Einspritzung vom Zylinderkopf aus ist bei Direkteinspritzverfahren die meist verbreitete Lösung. Dazu muss für die Einspritzdüse genügend Freiraum im Zylinderkopf vorhanden sein. Dies ist besonders bei schlitzgesteuerten Zweitakt-Motoren der Fall, da dort die Freiheit bei der Positionierung der Einspritzdüse nicht durch Ventile und deren Trieb eingeschränkt wird. Bei modernen Viertakt/Vierventil-Motoren ist diese Freiheit extrem eingeschränkt. Die meist angewendete Lösung ist, die Einspritzdüse seitlich, zwischen den Ventilen, anzuordnen [21]. Für diese Einspritzsystemkonfiguration wurde aber dieser Raum für die Platzierung der Zündkerzen angewendet. Die Einspritzdüse wurde in der zentral angeordneten Zündkerzenbohrung untergebracht. Dabei musste darauf geachtet werden, dass die Zündkerze an einer Stelle angeordnet wird, von der aus ein gutes Durchbrennen gewährleistet werden kann. Ein großer Vorteil dieser Variante ist, dass die Düse zu keinem Zeitpunkt des Betriebs durch die Einlassventile verdeckt wird. Dadurch kann der Einspritzbeginn frei gewählt werden. Mit Hilfe der Strahlgeometrie können auch Vorteile in Bezug auf Wandkontakt des Kraftstoffs erzielt werden. Kontakte mit der Laufbuchse werden durch einen Einspritzstrahl mit einem angepassten Strahlkegelwinkel nahezu vermieden. Dabei besteht jedoch der Nachteil, dass der eingespritzte Kraftstoff vom Kolben erfasst wird. Dies ist gerade bei Ottomotoren ein unerwünschter Effekt, da dadurch die HC-Emission steigt, wenn keine ausreichende Nachverdampfung erfolgen kann.

Die Simulationsergebnisse erwiesen die Notwendigkeit, bei der Anwendung einer zentralen Einspritzung eine zweite Zündkerze im Brennraum zu platzieren, um speziell bei höheren Drehzahlen und Lasten eine schnelle, komplette Verbrennung zu gewährleisten. Mit zwei Zündkerzen werden sich auch zwei Flammenfronten ausbilden,

die jede einen entsprechend kürzeren Brennweg zu durchlaufen hat. Dies hat ein schnelleres Durchbrennen des Gemisches und damit eine schnellere Wärmefreisetzung zur Folge, wodurch der Wirkungsgrad gesteigert und der Kraftstoffverbrauch reduziert wird.

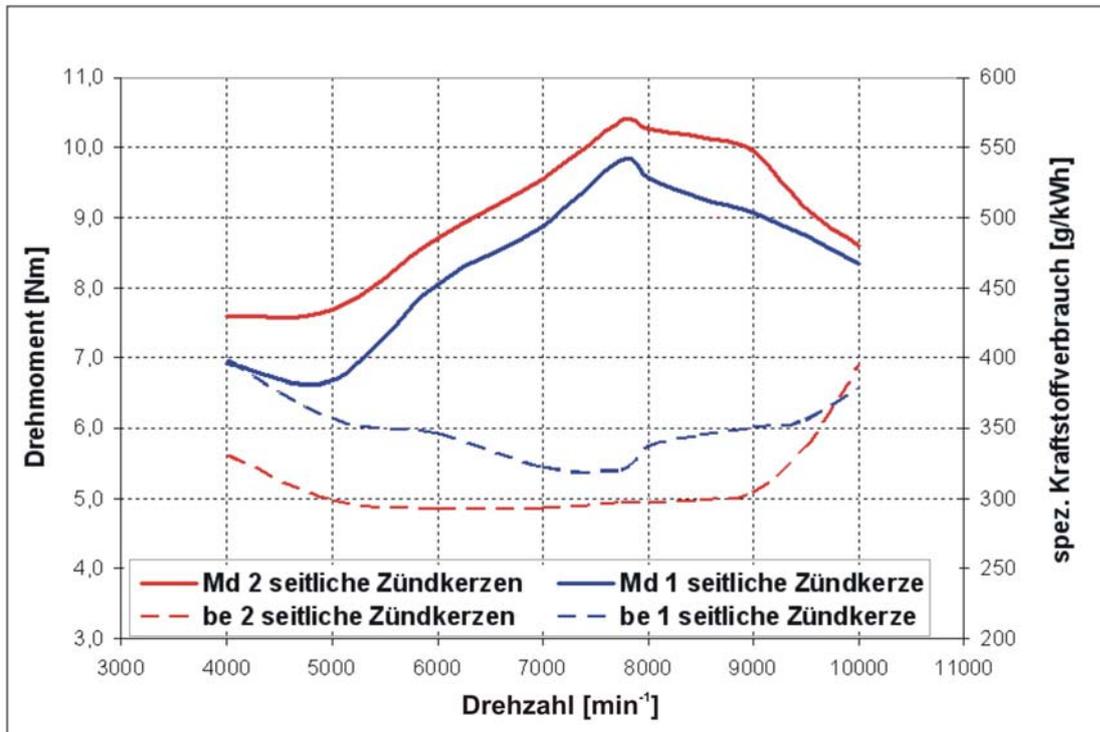


Bild 5.1 Volllastkennlinie, Vergleich der Direkteinspritzung mit 2 bzw. 1 seitlichen Zündkerze (zentrale Lage der Einspritzdüse) [38]

In Bild 5.1 und Bild 5.2 sind die experimentellen Ergebnisse für die Volllastkennlinie des Motors bei der Anwendung einer bzw. von zwei Zündkerzen dargestellt. Wie zu erwarten war, ist die Variante mit zwei Zündquellen deutlich besser. Damit wurden die theoretischen Vorüberlegungen bestätigt. Sehr gut erkennbar ist der größere Anteil der isochoren Wärmezufuhr, der wegen des Erreichens eines höheren Maximaldruckes zum Anstieg des Wirkungsgrades führt. Mit nur einer Zündkerze wurde ein geringerer Enddruck erreicht, weil die Verbrennung nicht vollständig und vor allem zu langsam verläuft, wie schon durch die Simulation bewiesen wurde.

Aufgrund dieser Ergebnisse wurde bei allen weiteren Optimierungsschritten mit einer zentralen Einspritzung und zwei seitlichen Zündquellen gearbeitet.

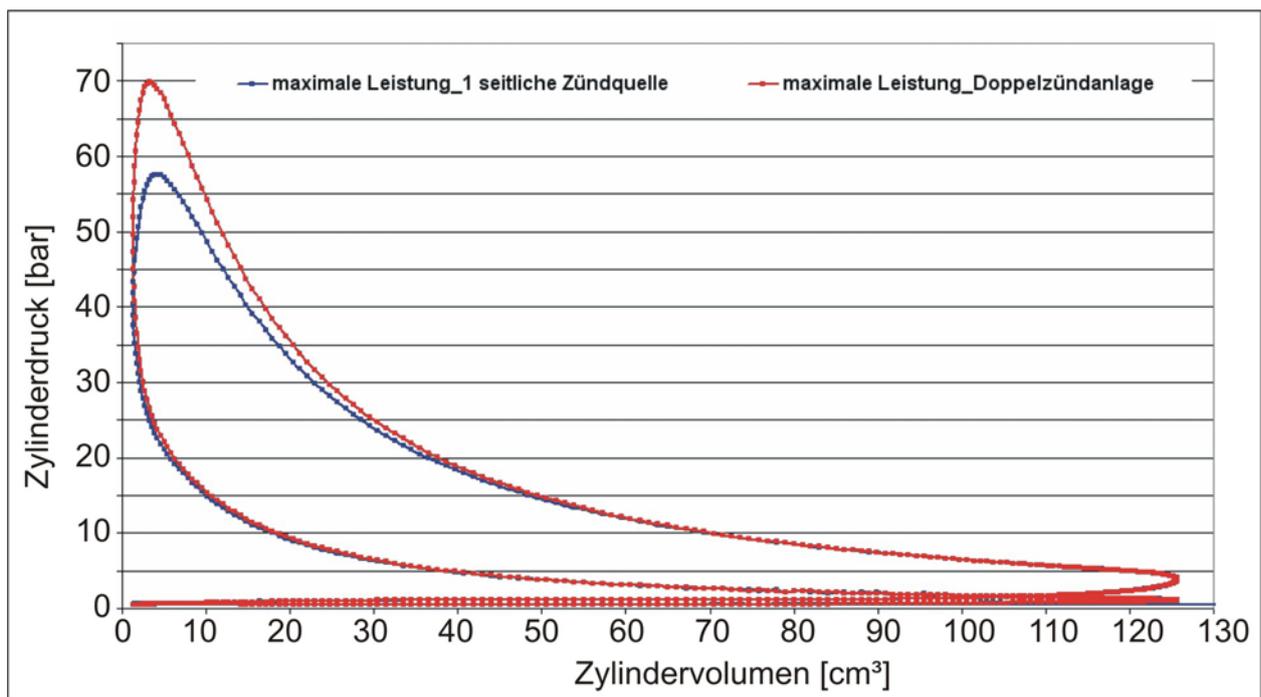


Bild 5.2 *p-V Diagramm für Doppel - und Einfachzündung bei 7000min^{-1} , Vollast*

Weiterhin wurden die durch Simulation berechneten Ergebnisse in Bezug auf den Einfluss der Beschleunigungsleitungslänge untersucht, um somit eine Verbesserung in Bezug auf Leistung und Abgasemissionen zu erreichen.

Zwischen beiden Varianten der Beschleunigungsleitungslängen bestehen in Bezug auf maximal erreichbares Drehmoment und spezifischen Kraftstoffverbrauch keine wesentlichen Unterschiede. Die Vorteile einer kürzeren Beschleunigungsleitung resultieren aus der kürzeren Einspritzdauer und somit auch der besseren Anpassbarkeit des Einspritzbeginns, wie in Kap. 3 und 4, durch die Simulation gezeigt. Der angepasste Einspritzbeginn macht sich auch bei der spezifischen HC-Konzentration im Abgas bemerkbar, durch einen optimierten Strahlaufprall auf dem Kolben. Die Konzentration liegt um bis zu 23% unter den Messergebnissen mit der 600 mm langen Beschleunigungsleitung.

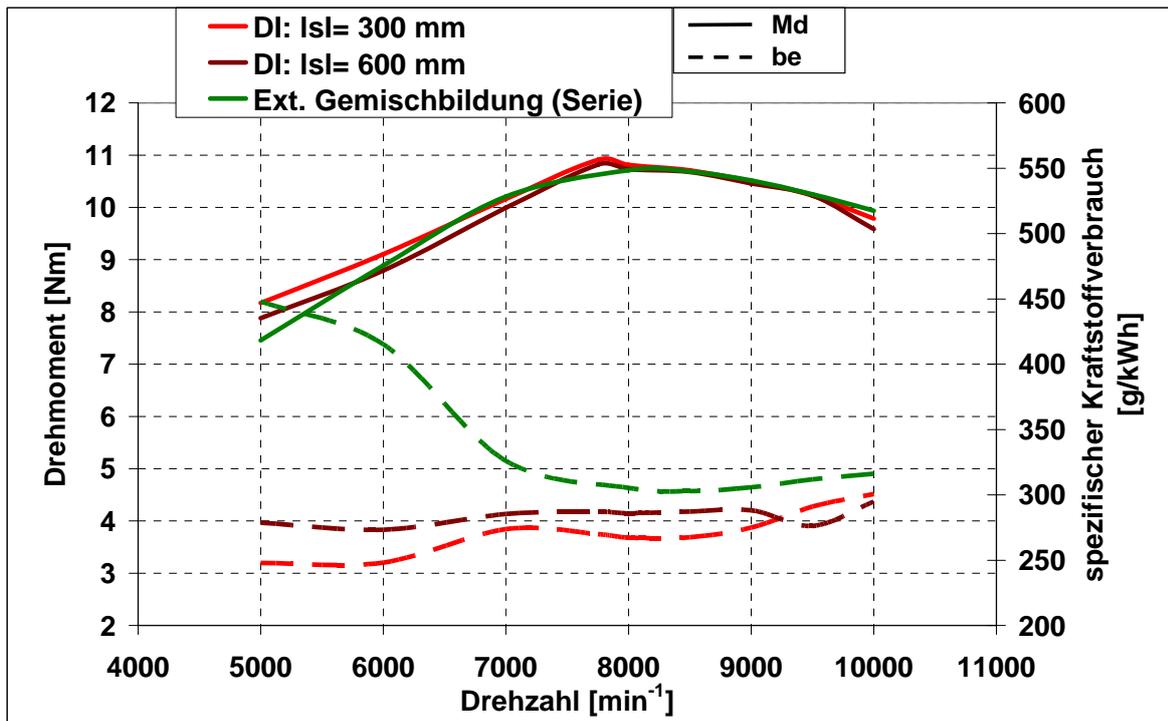


Bild 5.3 Vergleich bezüglich Drehmoment und spezifischem Kraftstoffverbrauch zwischen Gemischbildung mittels Direkteinspritzung – mit verschiedenen Beschleunigungsleitungslängen und Vordrücken – gegenüber externer Gemischbildung, bei Volllast

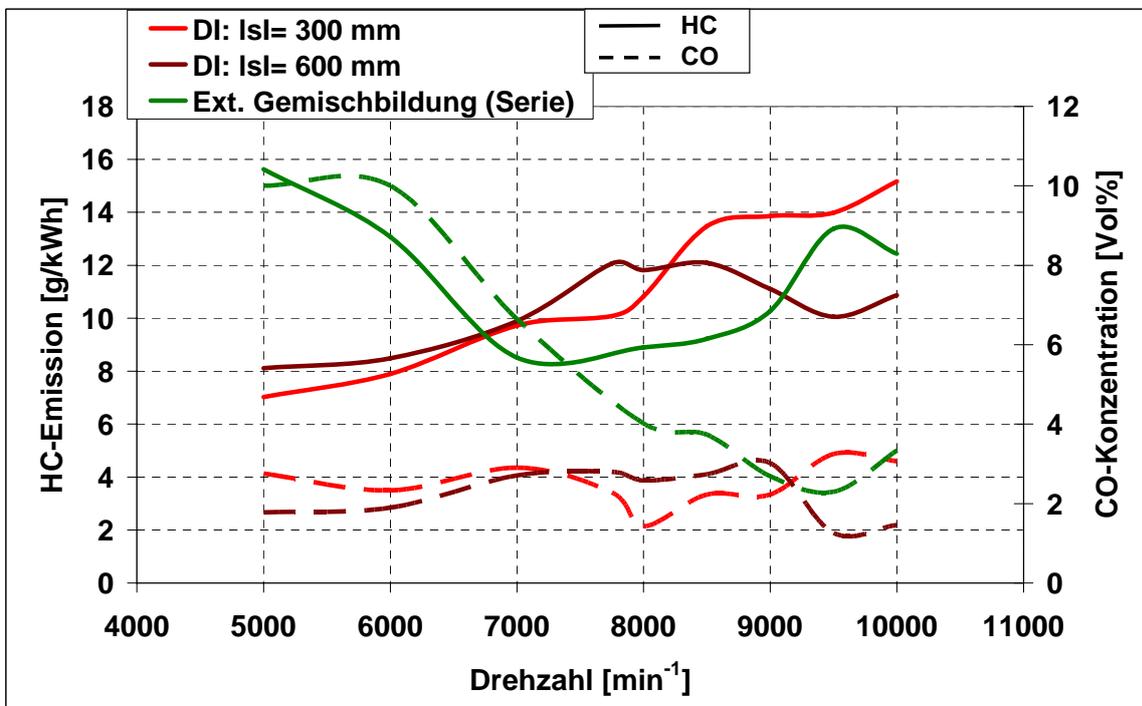


Bild 5.4 Vergleich bezüglich Abgasemissionen zwischen Direkteinspritzung mit verschiedenen Beschleunigungsleitungslängen und Vordrücken gegenüber externer Gemischbildung, bei Volllast

Der Vergleich der Drehmomentcharakteristik der Direkteinspritzung mit dem originalen Motor (mit externer Gemischbildung) zeigt, dass mit der Einspritzung ein annähernd gleicher Verlauf der Charakteristik in den oberen Drehzahlbereichen und eine leichte Verbesserung in den unteren Drehzahlbereichen erreicht werden kann. Ähnliche Ergebnisse wurden auch für die Verläufe der Leistungscharakteristiken erzielt [24]

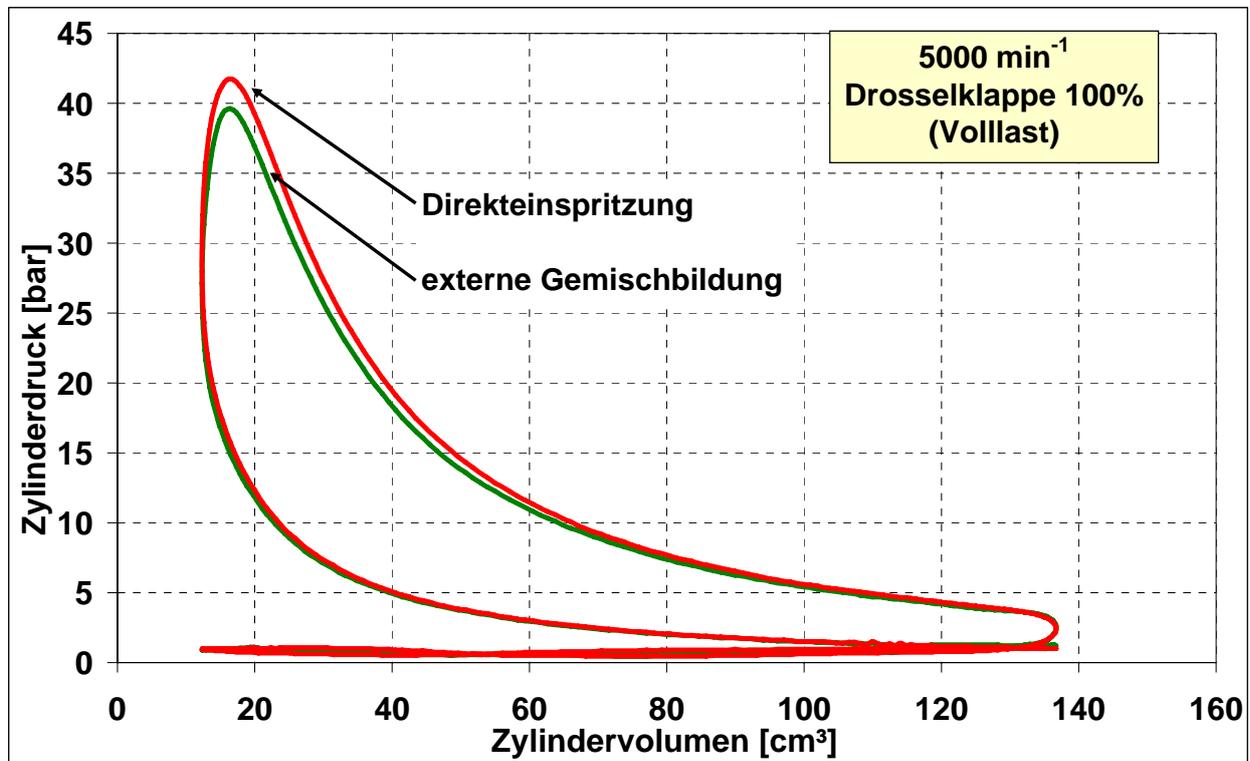


Bild 5.5 Zylinderdruckverlauf bei 5000min⁻¹, Vollast – Vergleich zwischen externer und interner Gemischbildung [12]

Aus den Ergebnissen der Indiziermessungen – Bild 5.5 als Beispiel bei 5000min⁻¹, Vollast – ist sichtbar, dass die Hauptunterschiede zwischen den zwei Gemischbildungsvarianten in der Verbrennungsphase entstehen. Bei ähnlichen Luft/Kraftstoffverhältnissen weist die Direkteinspritzung die höhere Turbulenz auf, was eine schnellere Verbrennung fördert. Dieser Vorteil verschwindet teilweise bei den höheren Drehzahlen, durch den Verzug der Verbrennung, der durch die Überlappung der Verdampfungs- und Verbrennungsvorgänge verursacht wird.

Die Einflüsse dieser Unterschiede in Bezug auf Kraftstoffverbrauch b_e , CO- und HC-Konzentration im gesamten Drehzahl/Last-Bereich des Motors werden in den Bildern 5.6, 5.7 und 5.8 dargestellt.

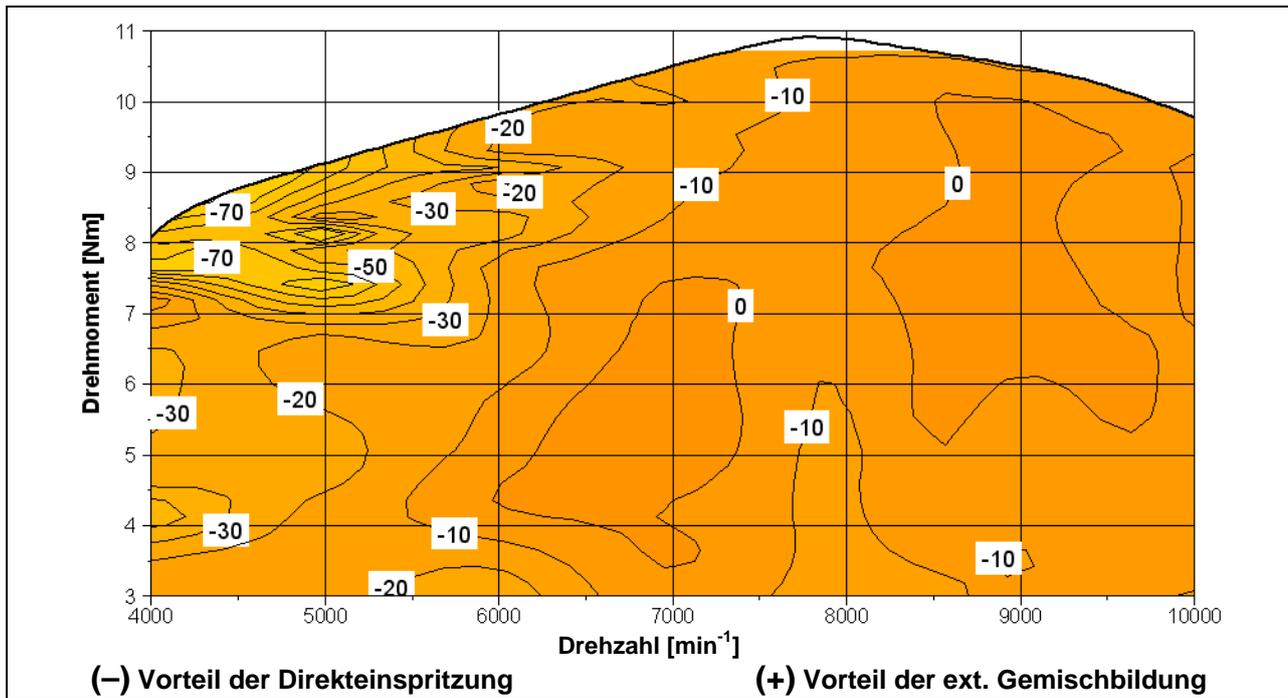


Bild 5.6 Differenzkennfeld für be in % bei Zentralkonjektions gegenüber externer Gemischbildung

Aus dem Differenzkennfeld ist zu erkennen, dass der spezifische Kraftstoffverbrauch bei Direkteinspritzung fast im gesamten Kennfeld geringer ist als bei externer Gemischbildung.

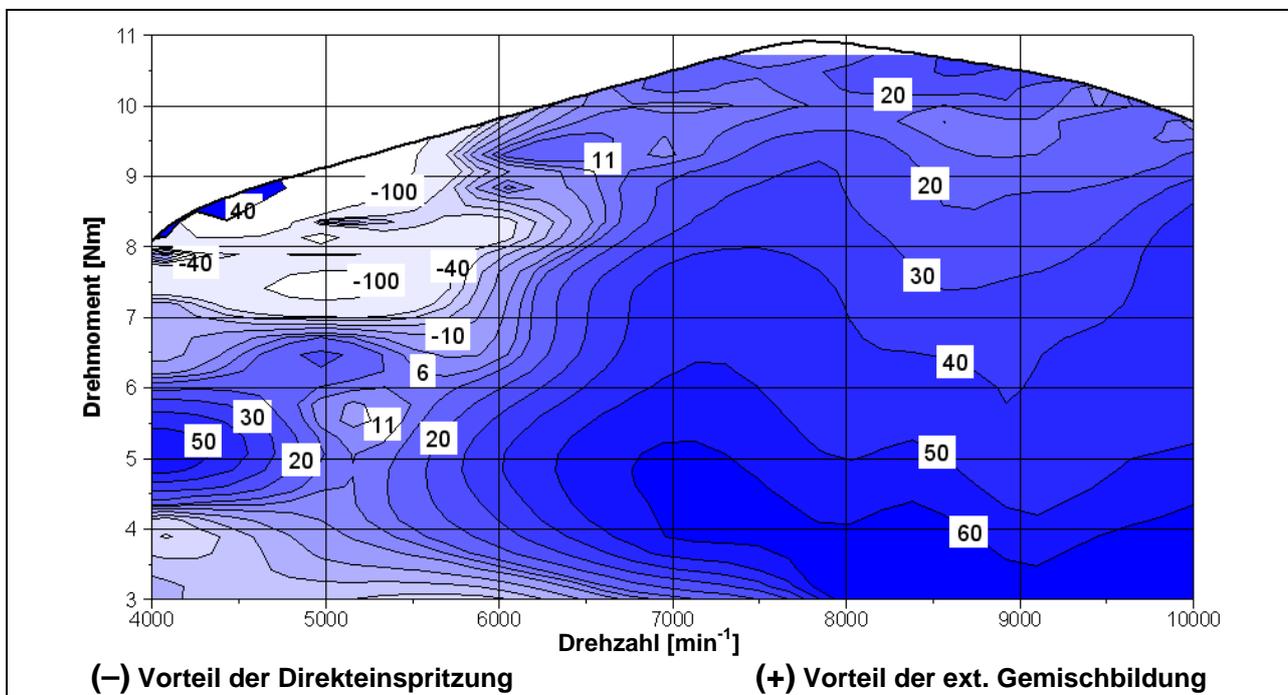


Bild 5.7 Differenzkennfeld für die HC-Emissionen in % bei Zentralkonjektions gegenüber externer Gemischbildung

Die HC-Emissionswerte liegen nahezu über dem gesamten Kennfeld höher als bei externer Gemischbildung. Dies deutet auf eine unzureichende Gemischbildung und einen Kraftstoffauftrag auf den Kolben hin. Verbesserungspotenzial liegt in der Einspritzung einer noch geringeren Kraftstoffmenge, ohne dabei einen unruhigen Motorlauf zu erreichen. Es gilt ein Optimum zwischen möglichst hohem Drehmoment und möglichst geringen Abgasemissionen zu finden.

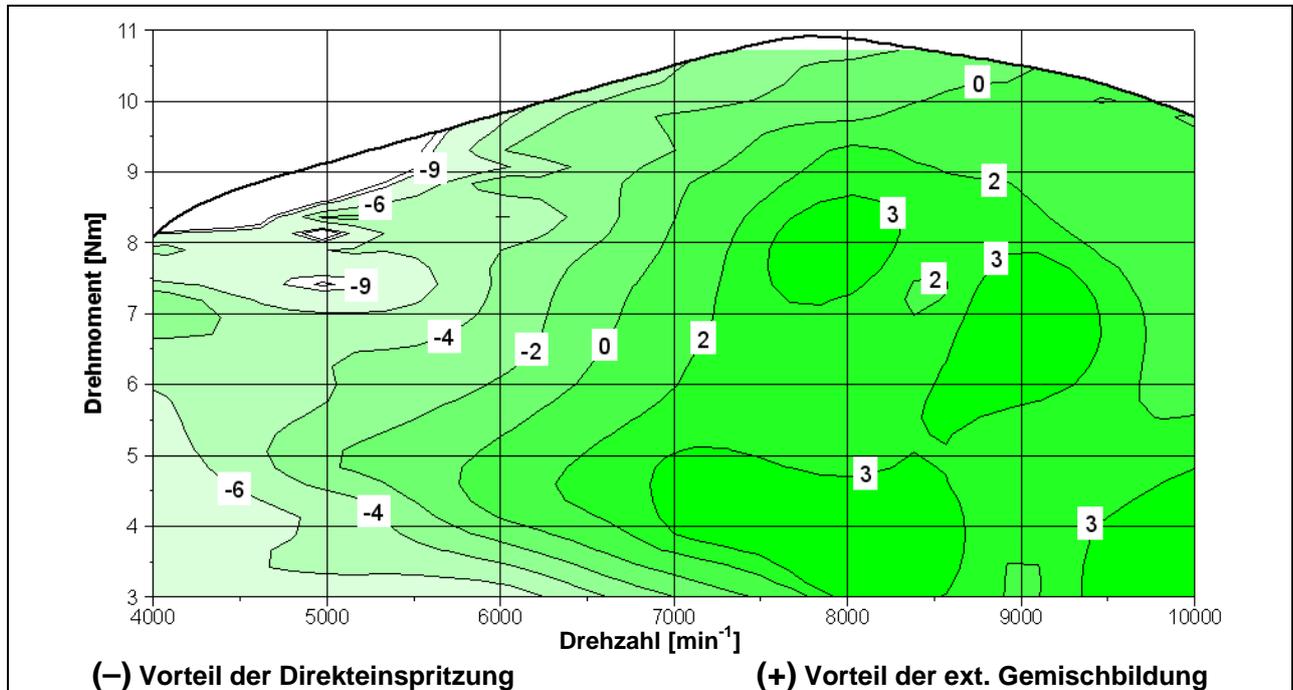


Bild 5.8 Differenzenkennfeld für die CO-Konzentration in absoluten Werten [Vol%] vbei Zentralkonjektionsinjektion gegenüber externer Gemischbildung

Sehr große Unterschiede sind bei der CO-Konzentration zu verzeichnen. Im Drehzahlbereich bis 7000min⁻¹ ist eine deutliche Verringerung der CO-Konzentration ablesbar. Das liegt an der besseren Verbrennung und an der geringeren eingespritzten Kraftstoffmenge.

Die erzielten Ergebnisse im Bereich 5000min⁻¹ und 7 bis 8 Nm deuten darauf hin, dass die externe Gemischbildung (Serienmotor) nicht ausreichend über den gesamten Drehzahl- und Lastbereich optimiert worden ist, und offensichtlich das hauptaugenmerk mehr auf den hohen Drehzahl- und Lastbereich gelegt worden war.

Zwei seitliche Mikro-Einspritzdüsen (DIS) / Eine zentrale Zündkerze (ungedrosselter Betrieb)

Auch für diese Einspritzsystemkonfiguration ist der Einspritzbeginn über einen großen Bereich frei wählbar. Ebenfalls günstig wirkt sich hier aus, dass, wie auch bei der mittig angeordneten Einspritzdüse, kein Spritzloch durch die Kolbenlauffläche im Zylinder gebohrt werden muss. Es muss bei dieser Form der Anbringung allerdings der Winkel der Einspritzdüsen in Bezug auf den Wandkontakt des eingespritzten Kraftstoffs, welcher vermieden werden sollte, optimiert werden. Die Gefahr des Kolbenkontaktes mit den Strahlspitzen besteht auch hier, konnte jedoch durch die Optimierung der Einspritzdüsenposition mittels Simulation minimiert werden. Durch die in Bild 5.9 gezeigte Anordnung der Düsen wurde erreicht, dass beide Einspritzstrahlen sich in der Mitte des Brennraums treffen, gegenseitig abbremsen und so eine „stehende“ Gemischwolke bilden. Voraussetzung dafür sind gleiche Strahlgeometrien, gleiche Einspritzbeginne sowie gleiche Eindringtiefen und Zerstäubungsgüten.

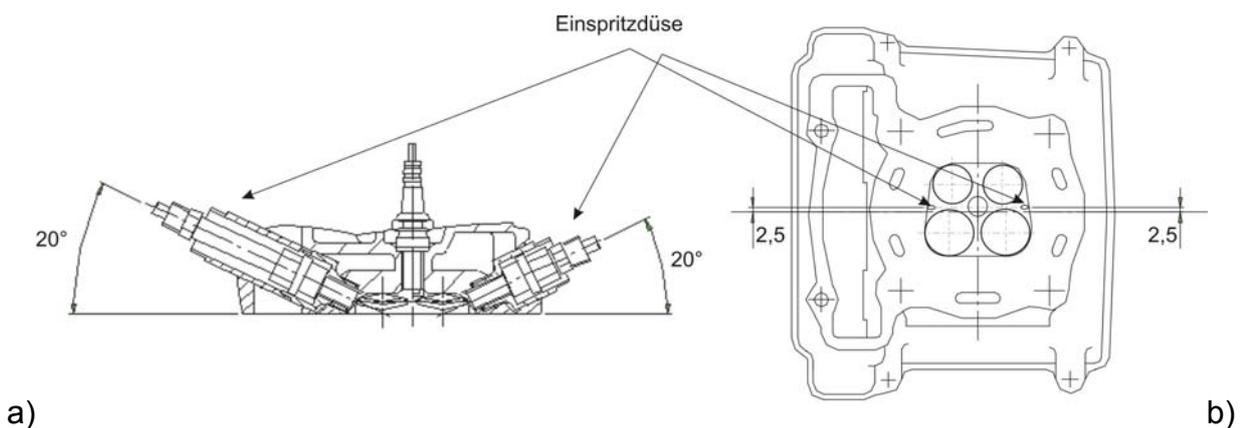


Bild 5.9 Anordnung von Düse und Zündkerzen im Schnitt (a) und von unten (b) bei Doppeleinspritzung

Auch in diesem Fall wurden die Simulationsergebnisse bezüglich der Einspritzsystemkonfiguration vom Experiment bestätigt. Bild 5.10 und Bild 5.11 stellen einen Vergleich der Anwendung zweier Längen der Beschleunigungsleitung – 300mm und 600mm – im Einspritzsystem, bei Direkteinspritzung mit 2 Düsen, bezüglich Drehmoment, Kraftstoffverbrauch und Abgaswerten bei Volllast dar.

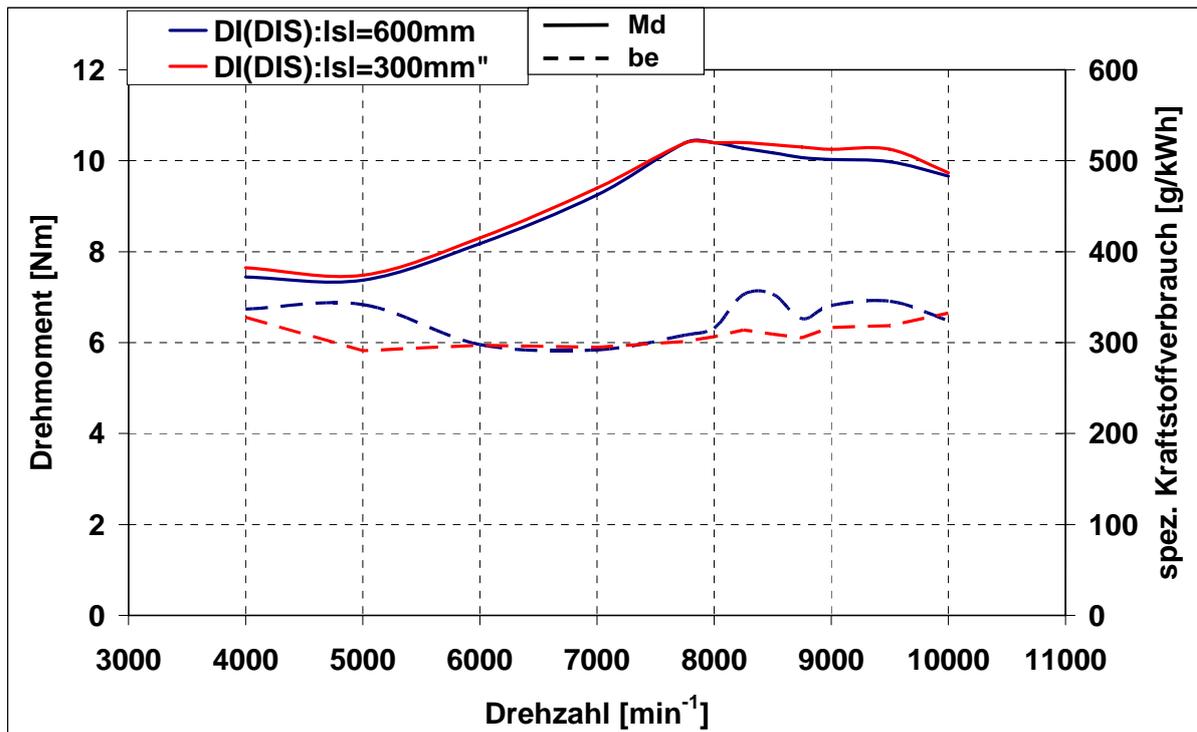


Bild 5.10 Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch bei einem Vordruck von 7,2 bar und Variation der Beschleunigungsleitungslänge, bei Vollast

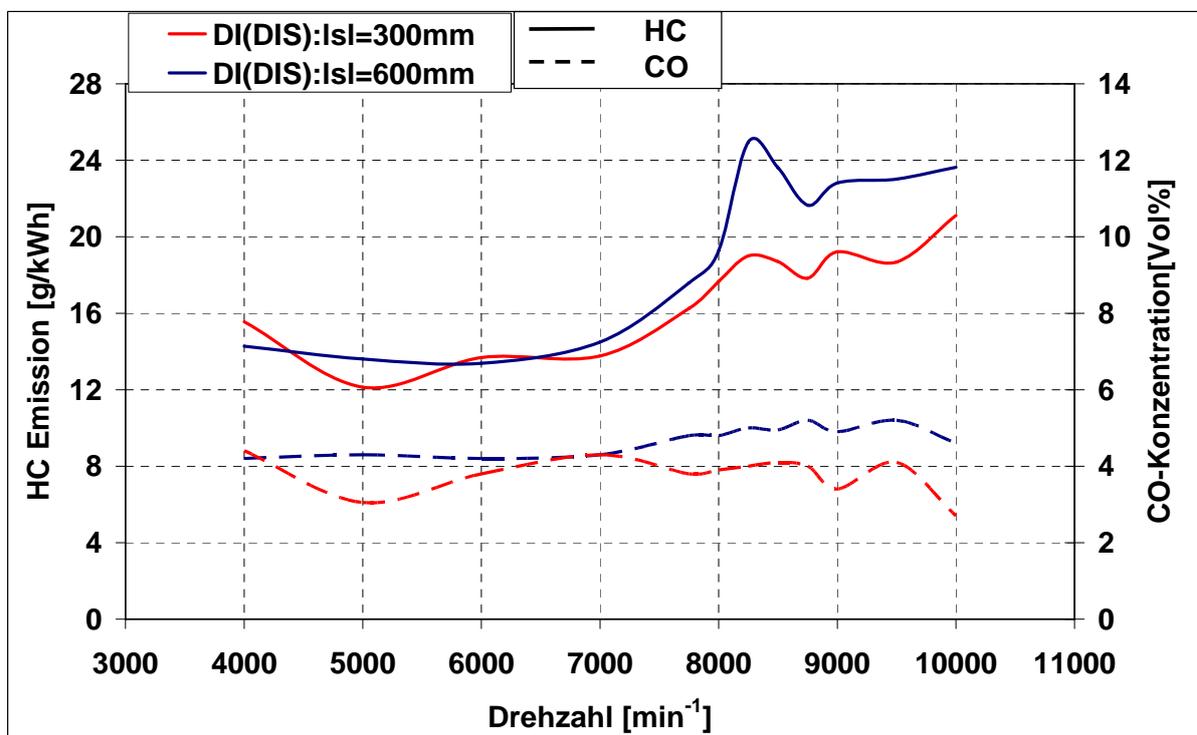


Bild 5.11 Abgasemission bei einem Vordruck von 7,2 bar und Variation der Beschleunigungsleitungslänge, bei Vollast [38]

In den Diagrammen 5.10 und 5.11 wird deutlich, dass die 300mm-Variante die bessere ist, nicht nur bezüglich Drehmoment und Verbrauch, sondern auch bezüglich der Abgaswerte, da diese Lösung im gesamten Drehzahlbereich die besten Ergebnisse liefert und damit in den nachfolgenden Untersuchungen zum Einsatz kam.

In Bild 5.12 liegen für einen großen Teil des Last/Drehzahl-Kennfeldes des Motors die Verbrauchswerte unter 320g/kWh. Das Minimum wurde mit 200g/kWh im Punkt des maximalen Drehmoments erzielt. Die noch relativ hohen Verbrauchswerte im unteren Lastbereich deuten auf ein weiteres Verbesserungspotenzial des Systems hin. Die CO-Konzentrationen wkonnten jedoch in einem großen Teil des Arbeitsbereichs des Motors sehr stark verringert werden.

Bild 5.13 zeigt einen Vergleich zwischen den beiden Einspritzsystemkonfigurationen, die auf dem Versuchsmotor getestet wurden:

- gedrosselter Motor mit einzelner zentraler Einspritzdüse und zwei Zündkerzen
- ungedrosselter Motor mit zwei Mikro-Einspritzdüsen und einer zentralen Zündkerze

Bild 5.13a stellt dazu einen prozentualen Vergleich zwischen den zwei konstruktiven Lösungen bezüglich des spezifischen Kraftstoffverbrauchs dar. Demnach konnte für den ungedrosselten Motor eine Verbesserung (negativ im Diagramm) des Verbrauchs um bis zu 15-20% im niedrigen Last/Drehzahl-Bereich sowie bei maximalem Drehmoment erzielt werden. Für den Drehzahlbereich $6500-8500\text{min}^{-1}$ ist weitere Anpassung bezüglich Einspritzbeginn und Zündzeitpunkt angebracht.

Die Ergebnisse in Bild 5.13b zeigen den prozentualen Vergleich bezüglich der CO-Konzentration im Abgas. Die Unterschiede zwischen den beiden Lösungen sind in diesem Fall vernachlässigbar.

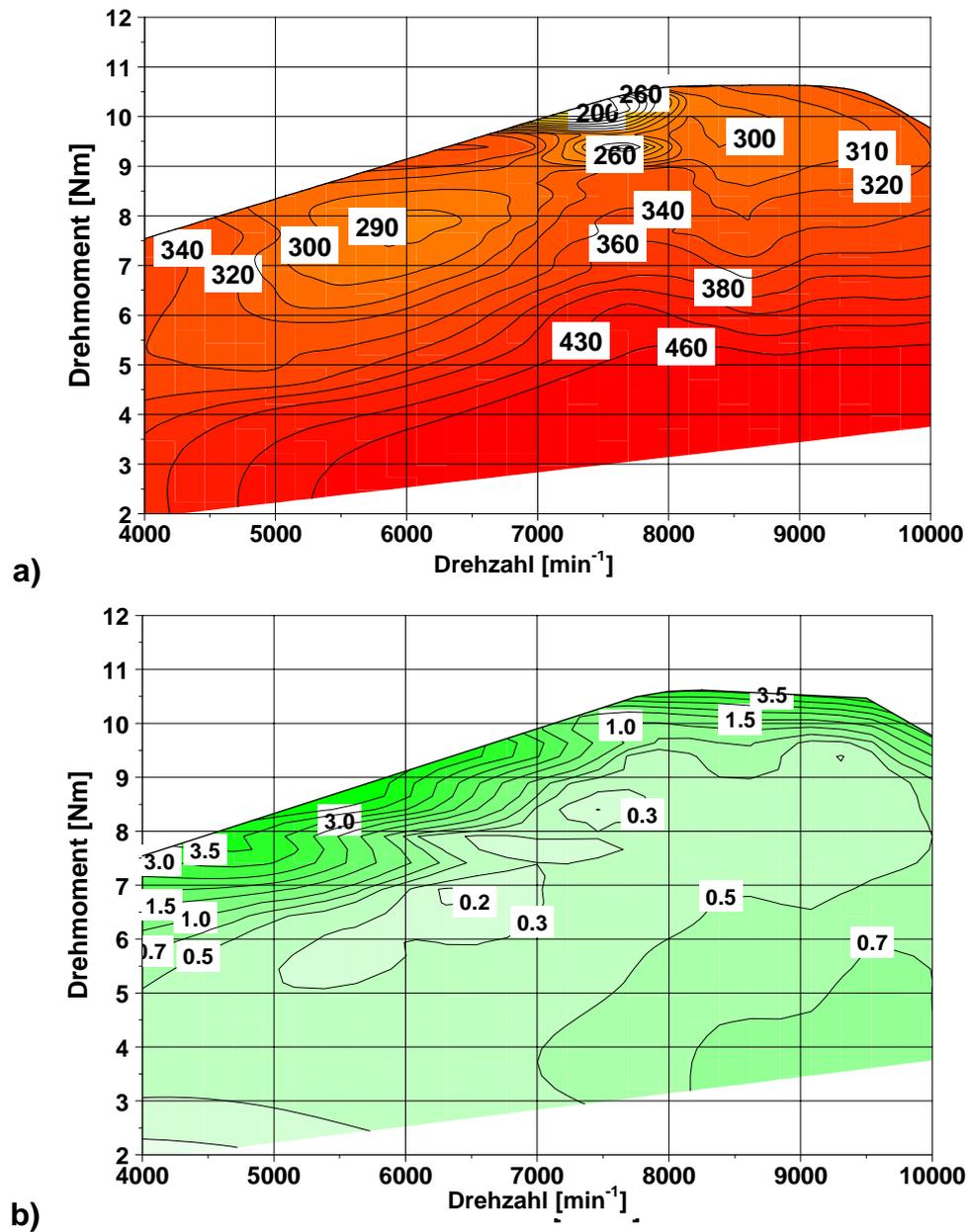
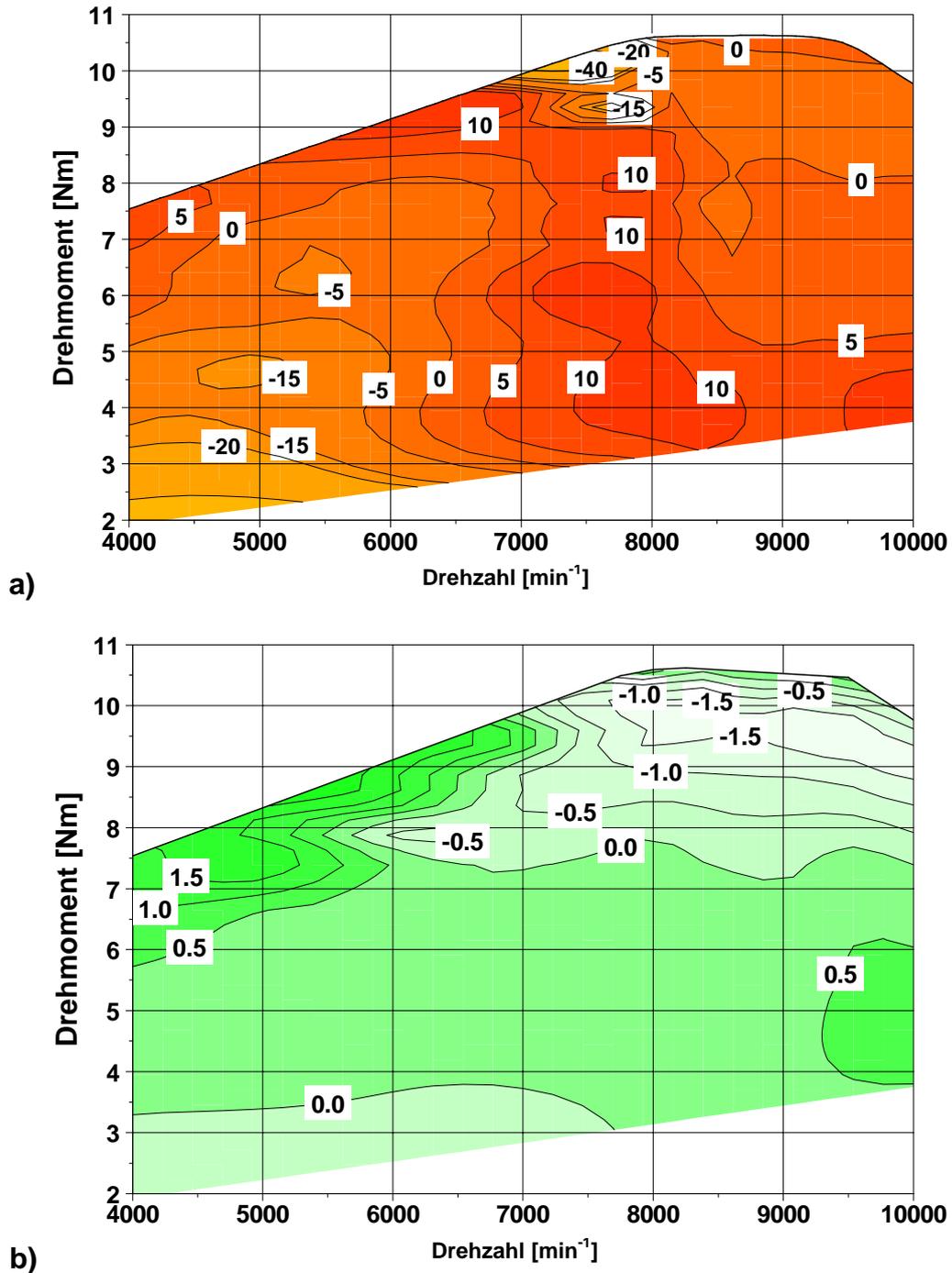


Bild 5.12 Spezifischer Kraftstoffverbrauch [g/kWh] (a) und CO-Konzentration [Vol%] (b) für den ungedrosselten Betrieb des Motors mit Doppelspritzung – Experiment [77]



(-) Vorteil DIS

(+) Vorteil SIS

Bild 5.13 Prozentualer Vergleich bezüglich Kraftstoffverbrauch [%] (a) und CO-Konzentration [Vol%] (b) zwischen dem gedrosselten Motor mit zentraler Direkteinspritzung und zwei Zündkerzen (SIS) und dem ungedrosselten Motor mit Doppeleinspritzung (DIS) [77]

5.3 Validierung des Verfahrens in Fahrversuchen

Straßentests wurden mit den untersuchten Motorkonfigurationen in einem Fahrzeug (MZ RT125) durchgeführt, um das dynamische Verhalten des Systems zu untersuchen. Die Anordnung des Einspritzsystems am Fahrzeug ist in Bild 5.14 dargestellt. Ähnliche Ergebnisse bezüglich Beschleunigung sowie maximaler Leistung und Drehzahl wurden mit den zwei optimierten Varianten der Direkteinspritzung, wie in Bild 5.15a sichtbar, erzielt. Der Vergleich zeigt aber gleichzeitig das Erreichen einer deutlichen Verbesserung in Vergleich zu der originalen Konfiguration (externe Gemischbildung).

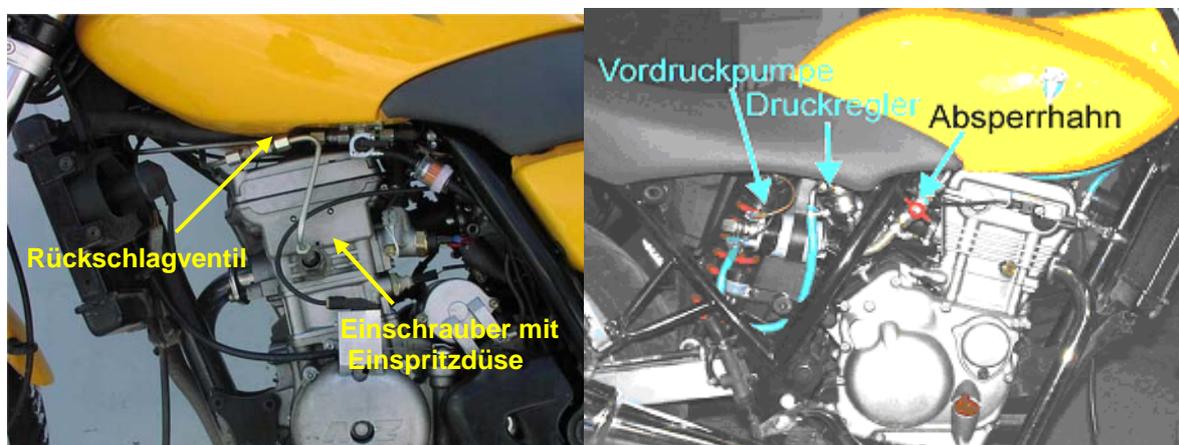


Bild 5.14 Ansicht des Fahrzeugs mit den Einspritzsystemkomponenten

Die Vorteile der Doppeleinspritzung werden in den hohen Drehzahlbereichen deutlich, weil dabei die verfügbare Zeit für die Gemischbildung relativ kurz ist. Infolge der sehr kurzen Einspritzdauern – die mit diesem Einspritzsystem auch für hohe Einspritzmengen möglich sind – ergibt sich hier eine Steigerung der Leistung sowie des Drehmoments. Lediglich im Bereich $6500-8500\text{min}^{-1}$ sind die Ergebnisse bezüglich des maximalen Drehmoments für das Fahrzeug mit dem SIS-System besser. Daraus resultiert die Notwendigkeit der weiteren Verbesserung dieser Konfiguration, wie es auch schon aus den Motorprüfstandsversuchen für diesen Bereich erkannt wurde.

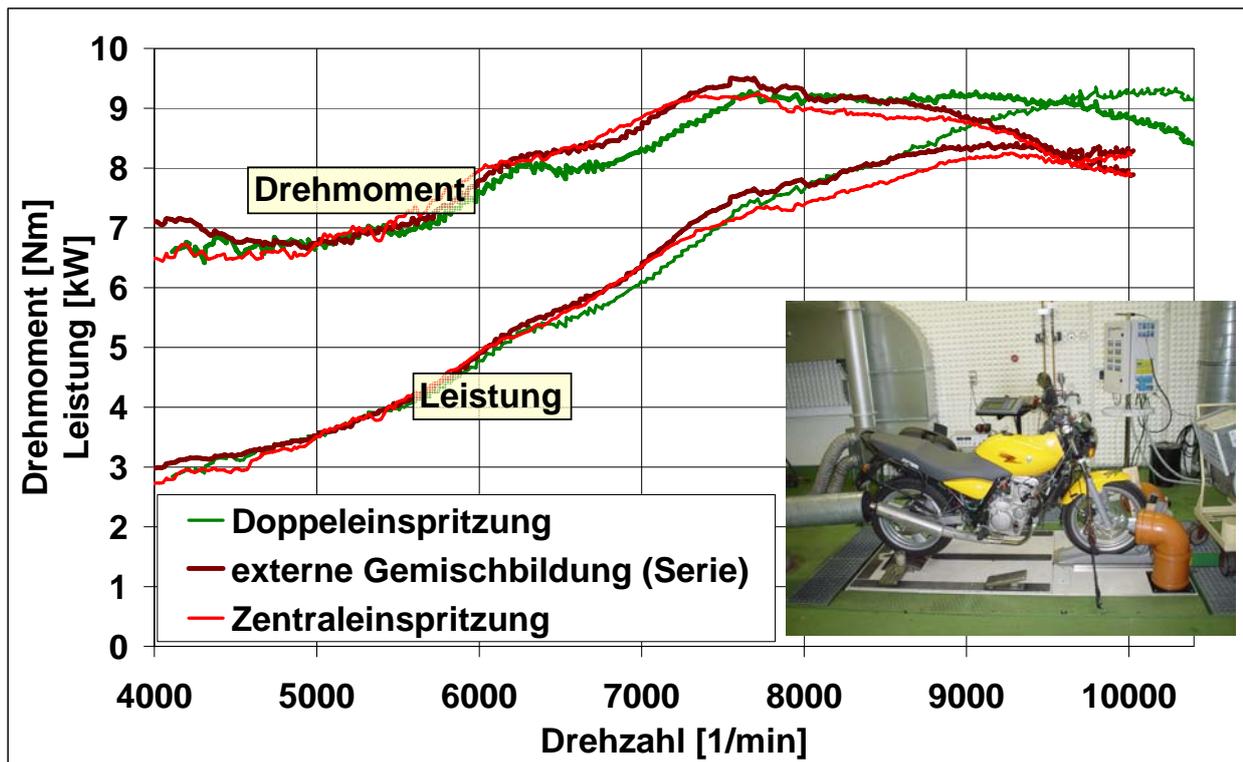


Bild 5.15 Vergleich bezüglich Leistung und Drehmoment bei Vollast für die zwei untersuchten Konfigurationen des Direkteinspritzsystems bzw. für die externe Gemischbildung [12, 79]

Schlussfolgerungen und Ausblick

Schlussfolgerungen

Moderne Hochleistungsottomotoren müssen nicht nur zunehmend höhere Werte bezüglich Leistung und Drehmoment aufweisen, sie haben auch dem Trend der Zeit in Bezug auf extrem niedrige Werte bezüglich Schadstoffemission und Kraftstoffverbrauch zu folgen. Diese komplexe Entwicklung bedingt eine anpassungsfähige Kopplung der motorischen Innenvorgänge – von Ladungswechsel über Gemischbildung bis hin zur Verbrennung. Das für moderne Anwendungen notwendige Down-Sizing bedingt eine wesentliche Erhöhung der Drehzahl und entsprechend eine ausgesprochen kurzhubige Bauweise. Die dadurch bedingte Brennraumform ist für alle inneren Vorgänge als nachteilig zu bezeichnen. Durch neue Ansätze in jedem Teilschnitt der thermodynamischen Prozesse kann dieser Nachteil jedoch wettgemacht und es kann darüber hinaus eine neue Qualität der gesamten Prozessführung erreicht werden.

Maßnahmen, die zur Verbesserung von Ladungswechsel-, Kraftstoffversorgungs-, Gemischbildungs- oder Verbrennungsprozessen angewendet werden, bilden im Allgemeinen eine kausale Kette. Die zahlreichen Möglichkeiten der last- und geschwindigkeitsabhängigen Parameterkombinationen empfehlen stark die Anwendung der numerischen Simulation für die Prozessoptimierung. In diesem Kontext erscheint die Anwendung der allgemein einsetzbaren Codes, mit allgemeiner Gültigkeit für alle Prozessabschnitte, als unvorteilhaft. Der in dieser Arbeit vorgeschlagene Gebrauch der vorgangsbestimmten Programme, angepasst und optimiert für bestimmte Prozessfolgen – wie die Verbrennung oder die Kraftstoffströmung innerhalb eines Direkteinspritzsystems – ist viel wirkungsvoller. Damit können die notwendige Genauigkeit der einzelnen Simulationsmodelle und gleichzeitig geringe Simulationszeiten erreicht werden. Die modulare Konfiguration solcher Programme, mit unterschiedlichen Ankopplungsmöglichkeiten erlaubt die Prozessanalyse von unterschiedlichen Perspektiven. Eine experimentelle Datenbank für die Validierung und Kalibrierung des Modells erwies sich jedoch für jedes Modul als notwendig. Die horizontale Kopplung der Programmmodule, kombiniert mit dem vertikalen Anschluss

zwischen Modell und Experiment in jedem Modul erzeugt ein dynamisches Entwicklungswerkzeug für zukünftige Hochleistungs-Verbrennungsmotoren.

Die angewendete gemeinsame Optimierung des Einspritzsystems und der internen Gemischbildung wurde durch eine wechselwirkende numerische Simulation zwischen dem strömungstechnischen dynamischen Prozess innerhalb des Einspritzsystems und dem Gemischbildungsprozess innerhalb des Brennraums durchgeführt. Die Anwendung empirischer Werte für Modellkonstanten sowie die mathematisch oder physikalisch bedingten Berechnungsfehler der numerischen Modelle können zu großen Abweichungen der Ergebnisse im Vergleich zu den realen Prozessen führen. Um diese zu minimieren, spielen die Kalibrierung und die Validierung der Programmmodule durch experimentelle Untersuchungen am hydraulischen Prüfstand, am Motorenprüfstand sowie durch Strahlvisualisierungen eine entscheidende Rolle.

Die sehr kurze verfügbare Gemischbildungsdauer in sehr flachen Brennräumen – besonders in modernen schnelldrehenden Verbrennungsmotoren – erfordert vom Kraftstoffeinspritzsystem die – nach Möglichkeit, von der Motordrehzahl unabhängige – Eigenschaft, den Kraftstoff als kurze, kontrollierte Einspritzung mit einer schnellen Verdampfungszeit des Kraftstoffs zu liefern. Die luftgeführte sowie die wandgeführte Benzindirekteinspritzung brachten bis jetzt nicht die erwartete Verbesserung der Prozesse in Ottomotoren betreffend höhere Leistungsfähigkeit und niedrigere Emissionswerte. Neuere Studien lassen erwarten, dass die strahlgeführte Steuerung der Gemischbildung schließlich den erwarteten Durchbruch in der Entwicklung dieser Motoren bringen wird. Dadurch gewinnt die Anpassungsfähigkeit des Einspritzsystems an Bedeutung. Die Einspritzcharakteristiken sowie die Strahleigenschaften – Geschwindigkeit, Form, Verteilung und Abmessung der Tropfen – müssen genau auf die Anforderungen des Gemischbildungsprozesses und abhängig von Last und Drehzahl angepasst werden. Ein gutes Potenzial für solch eine Strahlanpassung wurde in dieser Arbeit für das Einspritzsystem mit Hochdruckmodulation nachgewiesen. In diesem Kontext wird die Vorhersage der Strahleigenschaften der entscheidende Faktor für die Optimierung der Thermodynamik des Motors.

Die Simulation von Prozessen innerhalb der Einspritzsysteme mittels des 1D-Codes AMESim liefert sehr genaue Ergebnisse hinsichtlich des zyklisch eingespritzten Volumens sowie der Einspritzrate am Einspritzdüsenausgang. Für die Bestimmung der Strahlparameter als Tropfenverteilung und -geschwindigkeit, Verdampfung, oder

Zerstäubung sind ausführlichere 3D-Modelle wie der Code FIRE notwendig. Die Kopplung der zwei Arten von Codes auf dem Einspritzdüseniveau mittels eines Datenübertragungselements erwies sich in den durchgeführten Untersuchungen als angemessene Lösung, um das Maximum an Informationen und Modell-Flexibilität mit einem Minimum an Simulationszeit zu erhalten. Eine komplexe Kalibrierung von 1D- und von 3D-Modellen wurde mittels der experimentellen Ergebnisse unter unterschiedlichen Bedingungen (Druck, Temperatur, Einspritzmenge, Systemparameter und Toleranzen) durchgeführt, bevor solch eine 1D-3D-Simulationskette für eine Systemoptimierung erfolgreich durchgeführt werden konnte.

Solch eine Technik erlaubte – wenn sie auf ein „Zwickau-Hochdruckmodulations-Einspritzsystem“ angewendet wurde – die Analyse und Optimierung der Wechselwirkung einer sehr großen Anzahl von Parameter- und Kenngrößenkombinationen wie:

- Funktionsmodule: Einspritzdüse und Hochdruckerzeugungsventil
- Funktionsparameter: Öffnungsdruck, Ansteuerzeit
- Designparameter: Nadelhub, Ankerhub des Hochdruckerzeugungsventils, Länge und Durchmesser der Leitungen

Das System zeigt dabei ein sehr großes Potenzial bezüglich der Anpassung der Einspritzrate. Folglich ist eine optimale Anpassung der Eigenschaften des Einspritzsystems zu den unterschiedlichen Motoranforderungen, beziehungsweise in einem ausgedehnten Drehzahl- und Lastbereich möglich.

Mittels numerischer Simulation konnten auch die Toleranzen des auszuführenden Einspritzsystems in einer sehr frühen Phase der Konstruktion festgelegt werden. Die Analyse der Einspritzrate und der Strahleigenschaften zeigt, dass bestimmte Parameter – wie etwa der Systemvordruck – in einem viel größeren Bereich, als erwartet, toleriert werden können, ohne die Einspritzrate zu beeinflussen. Für andere Parameter – wie etwa den Nadelhub – ist die Einhaltung eines sehr engen Toleranzbereichs notwendig, um die angenommenen Strahleigenschaften beibehalten zu können. Einige Toleranzen der Systemparameter und -kenngößen können mittels der elektronischen Steuereinheit (ECU) kompensiert werden, ohne die Strahleigenschaften zu beeinflussen.

Die vorhandenen Simulations-Codes können nicht gleichzeitig genaue Ergebnisse für die hydrodynamischen Prozesse innerhalb des Einspritzsystems beziehungsweise die thermodynamischen Prozesse während der internen Gemischbildung und der

Verbrennung liefern. Die Anwendung unterschiedlicher Codes für die jeweiligen Teilprozesse innerhalb des Einspritzsystems beziehungsweise des Brennraums, verbunden über angepasste Transferelemente, erlaubte den gesamten Prozessbereich – vom Vordruck im Einspritzsystem bis zur Verbrennung und den Abgasemissionen – zu untersuchen und zu optimieren. Im Fall eines Hochdruckeinspritzsystems können z.B. die Eigenschaften des Einspritzstrahls für die gleiche eingespritzte Menge durch Variation der Länge der Beschleunigungsleitung oder des Düsenöffnungsdrucks angepasst werden. Auch für andere Parameter- und Kenngrößenkombinationen wurden die Möglichkeiten zur Anpassung des Einspritzsystems und infolgedessen der Form der Einspritzung sowie der Strahlparameter den Anforderungen der Gemischbildung und Verbrennungsprozesse nachgewiesen. Solch eine Optimierung wurde durch die Anwendung der entwickelten Simulations-Rückkopplungsstrategie begünstigt.

Bei der Direkteinspritzung entlang der Zylinderachse wurde beobachtet, dass eine längere Einspritzdauer, die mit einer niedrigeren Strahlspitzengeschwindigkeit kombiniert wird, den Gemischbildungsprozess erheblich ändern kann. Dieses kann durch eine geringere Abnahme der Amplitude, kombiniert mit einer längeren Dauer, der im Einspritzsystem erzeugten Druckwelle, erreicht werden. Die Optimierung der Prozesse kann weiterhin mit der Ermittlung des günstigsten Zündzeitpunktes mittels der Simulation der Verbrennung im Brennraum gesteigert werden.

Ein Nachteil dieser Art von Einspritzung bleibt jedoch der unvermeidbar direkte Kontakt der Strahlspitze mit dem Kolben. Trotz dieses Umstands können mit dieser Motorkonfiguration bessere Ergebnisse in Bezug auf Verbrauch und Abgasemissionen als mit dem Motor mit externer Gemischbildung erreicht werden.

Die Anwendung eines Kraftstoff-Einspritzsystems mit zwei unter einem bestimmten Winkel zueinander angeordneten Einspritzdüsen mit hohlkegelförmigen Strahlen führt zur Entstehung eines geschlossenen Kraftstoffmantels in einer vorbestimmten Region der Brennkammer, beziehungsweise in der Nähe der Zündkerze. Durch die erzielte Kraftstoffschichtung ist es möglich, das Drosseln der Ansaugluft bei Teillast zu umgehen. Die Lastregelung kann allein durch die Anpassung der Einspritzmenge vorgenommen werden.

Solch eine Steuerung des Prozesses bietet beachtliche Vorteile bezüglich der Beschleunigungscharakteristik und des spezifischen Kraftstoffverbrauchs. Eine

verhältnismäßig niedrige Luftbewegung im Zylinder erlaubt – unabhängig von der Motordrehzahl – die Kraftstoffwolke in der Nähe der Zündkerze zu erhalten.

Das bemerkenswerte Potenzial dieses inneren Gemischbildungsverfahrens ist durch den breiten Last- und Drehzahlbereich, der eine ungedrosselte Funktion des Motors mit sehr guten Ergebnissen in Bezug auf Verbrauch und Abgase ermöglicht, gekennzeichnet. In Übereinstimmung mit den thermodynamischen Grundlagen führt der ungedrosselte Betrieb zu einer deutlichen Zunahme des thermischen Wirkungsgrades bei Teillast. Diese Analyse durch Simulation wurde durch den experimentell gemessenen spezifischen Kraftstoffverbrauch bestätigt.

Das Potenzial der Optimierungsmethode mittels der kombinierten Simulations-Codes wurde vollständig durch den Vergleich der numerischen mit den experimentellen Ergebnissen, die auf dem Prüfstand und in den Straßentests erreicht wurden, bestätigt. Die hier vorgestellten Rückkopplungs-Optimierungsroutinen schöpfen das Potenzial heutiger Motorsysteme durch einen effizienteren Entwicklungsprozess wesentlich kostengünstiger aus, als es mit derzeit am Markt verfügbaren einzelnen Codes möglich ist.

Ausblick

Anhand entsprechender Simulationsergebnisse sowie experimenteller Untersuchungen konnte das Potenzial der Optimierung der innenmotorischen Vorgänge mittels einer Kopplung unterschiedlicher Simulationsprogramme für verschiedene Prozessabschnitte bewiesen werden. Ein begrenzter Zugriff auf die Quellcodes der Simulationsprogramme hat in dieser Arbeit Kopplungs- und Integrationsgrenzen gesetzt. Um das gesamte Potenzial ausschöpfen zu können, ist eine noch weiter verbesserte Integration einzelner Codes zu einem Gesamtkonzept erforderlich. Damit können der Verlust an Information sowie die Simulationszeiten wesentlich minimiert werden. Weiterhin ist eine genauere Definition der Bezugsparameter und -kenngößen abhängig von der angewendeten Optimierungsstrategie notwendig. Die damit verbundene Einführung zusätzlicher Freiheitsgrade bei der Optimierung führt jedoch zur weiteren Komplexitätssteigerung der Modelle, die nicht vernachlässigt werden kann.

Die Anwendung eines Doppeleinspritzsystems für einen schnelldrehenden Forschungsmotor zeigte das große Verbesserungspotenzial dieses Lösungsansatzes für Benzindirekteinspritzung. Dieses Potenzial wurde im Rahmen dieser Arbeit,

besonders für den ungedrosselten Betrieb, nur teilweise ausgeschöpft. Weitere optische sowie numerische Untersuchungen der Strahleigenschaften, speziell in Bezug auf Tropfengröße und Verteilung (PIV, LIF), sind für die Verbesserung der numerischen Modelle für die Simulation des Hohlkegel-Strahls der angewendeten Zapfendüsen, notwendig. Gleichzeitig müssen zukünftige Untersuchungen genauer die Folgen des Zusammentreffens der zwei Strahlen in Bezug auf Tropfengröße und -verteilung unter Berücksichtigung verschiedener Strahlcharakteristiken (Einspritzsystemkonfigurationen) sowie der relativen Lage der Einspritzdüsen betrachten.

Bezüglich der Verbrennung wurde in dieser Arbeit die Allgemeingültigkeit eines – im Programm FIRE – vordefinierten Verbrennungsmodells angenommen. Durch die Kalibrierung einzelner Modellkonstanten wurde eine relativ gute Übereinstimmung mit dem Experiment erreicht. Der tatsächliche Verlauf der Verbrennung konnte jedoch nicht mit dem realen verglichen werden. Weitere Untersuchungen des Verbrennungsablaufs in einem Glasmotor müssen diese Annahme bestätigen oder im Gegenteil, die Notwendigkeit einer weiteren Modellverbesserung hervorheben.

Wie auch in Kap. 5 erwähnt, ist die in Straßentests untersuchte Motorkonfiguration noch keine endgültige Lösung. Sie bestätigt – durch die erzielten sehr guten Ergebnisse – aber schon die eingeschlagene Entwicklungsrichtung. Weitere mögliche Optimierungen der Motorkennfelder versprechen ein noch größeres Potenzial.

Literaturverzeichnis

1. *Stanciu, A.; Stan., C:*
Simulation Strategy Based on Coupled Models for Processes in Advanced Automotive Engines; Proceedings of the 10th International Congress “Automotive and Future Technologies”, CONAT, Brasov, Romania, 19-22 Okt. 2004, CONAT Paper Nr. 20041102
2. AMESim (Advanced Modeling Environment for Simulation) v4.2.0., User Manual; Société IMAGINE, Roanne, Frankreich
3. HYDSIM User Manual Release 4.4; AVL List GmbH, Graz, Österreich
4. BOOST User Manual Release 4.0.4; AVL List GmbH, Graz, Österreich
5. FIRE User Manual v8.3; AVL List GmbH, Graz, Österreich
6. FLUENT Program Code, User’s Guide Version 6; FLUENT Incorporated, Lebanon/USA
7. VECTIS User Guide, Release 3.5; Ricardo Software Illinois, USA, 2001
8. *Amdsen, A., A.:*
KIVA-3V R2 Manual; Los Alamos National Laboratory, <http://www.lanl.gov/orgs/t/t3/docs/KIVA3V.pdf>
9. AVL Fire – Manual “1DCoupling”; Release 8.3 AVL List GmbH, Graz, Österreich
10. BOOST Release 4.0.4 – Examples Manual; AVL List GmbH, Graz, Österreich
11. *Stan, C. ; Stanciu, A. ; Tr ger, R. ; Hartkopf, L. ; Uhlig, A.:*
Hochleistungsmotorradmotor – von Direkteinspritzung zu Down-Sizing; Tagungsband – Internationale Konferenz „Entwicklungstendenzen im Motorradbau“ Zwickau, 20-21. Juni 2002
12. *Stan, C.; Stanciu, A.; Troeger, R.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Antonelli, M.:*
GDI Four Stroke SI Engine for Two Wheelers and Small Vehicle Applications; Small Engine Technology Conference and Exposition – SETC Japan 2002, JSAE Paper 20024285, Kyoto, Japan, 29-31 October 2002

13. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.:*
Hochleistungsmotorradmotor mit niedrigem Kraftstoffverbrauch und geringer Schadstoffemission; Abschlußbericht zum Forschungsprojekt BMWTF0013207KUK1 gefördert im PROgramm INNOvationskompetenz mittelständischer Unternehmen (ProInno) durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e. V. (AiF), 2002
14. *Raffel, M.; Willert, C.; Kompenhans, J.:*
Particle Image Velocimetry, A Practical Guide; Springer Verlag 1998, ISBN 3-540-63683-8
15. *Frohn, A., Roth, N.:*
Dynamics of Droplets; Springer Verlag 2000, ISBN 3-540-65887-4
16. *Oertel, H., sen.; Oertel, H., jun.:*
Optische Strömungsmesstechnik; G. Braun Verlag Karlsruhe, 1989, ISBN3-7650-1012-X
17. <http://www.dantecmt.com/Literature/>
18. *Robart, D.; Kneer, R.; Lai, M.,C. :*
Application of a high temporal laser diffraction technique to the characterization of Gasoline Direct Injection Sprays; Direkteinspritzung im Ottomotor III (Spicher., U. - Hrsg. - und 54 Mitautoren), Expert Verlag 2001, ISBN 3-81692014-4
19. *Stan, C.:*
Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren; Springer Verlag, 1999, ISBN 3-540-65287-6
20. *Eiser, A. , Heiduk, T., Fitzen, M., Gessler, J., Hatz, W.:*
Der neue V6-FSIMotor von Audi; Tagungsband – 25. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, Österreich, 29-30. April 2004
21. *Stan, C.:*
Direct Injection Systems – The Next Decade in Engine Technology; SAE International, Warrendale, USA, 2002, ISBN 0-7680-1070-5; Order-Nr. R-347
22. Verfahren zur Kraftstoffdirekteinspritzung in Mehrzylinder-Kraftmaschinen und Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens; Europäische Patentschrift, EPO 0 898 678 B1, (Internationale AnmeldeNr. PCT/DE98/00716)

-
23. Gemischbildungs- und Brennverfahren für Wärmekraftmaschinen mit Kraftstoffdirekteinspritzung; Internationale Patentschrift PCT/DE02/02823
 24. *Stan, C.; Tröger, R.; Stanciu, A.:*
Direkteinspritzkonzepte für Hochleistungsmotoren zwischen Rennsport und Serienanwendung; Rennsport und Serie – Gemeinsamkeiten und gegenseitige Beeinflussung (Krappel, A. und 30 Koautoren), Expert Verlag 2003, ISBN 3-8169-2273-2
 25. *Naumann, T.; Pucher, H.:*
Fuzzy-basierter Optimierungsalgorithmus zur Online-Optimierung von Common-Rail-Einspritzsystemen; Motortechnische Zeitschrift MTZ 9/2003, Seiten 736-744
 26. *Hummel, K.; Böcking, F.; Groß, J.; Stein, J.-O.; Dohle, U.:*
3. Generation Pkw-Common-Rail von Bosch mit Piezo-Inline-Injektoren; Motortechnische Zeitschrift MTZ 3/2004, Seiten 180-189
 27. GT-Fuel, Gamma Technologies, gtisoft.com
 28. Flowmaster, Flowmaster International, flowmaster.com
 29. ADINA, ADINA R&D Inc., adina.com
 30. Tdyn, compasis.com
 31. *Noll, B.:*
Numerische Strömungsmechanik; Grundlagen, Springer Verlag 1993, ISBN 3-540-56712-7
 32. *Lebrun, M.; Richards, C.,W.:*
How to Create Good Models without Writing a Single Line of Code; Fifth Scandinavian International Conference on Fluid Power; Proceedings – SICFP'97, Linköping Sweden, May 28-29 1997
 33. *Stan, C.:*
Ein Beitrag zur Entwicklung von Druckstoßeinspritzanlagen für Zwei- und Viertakt-Dieselmotoren, Dissertation; Ingenieurhochschule Zwickau, 1984
 34. *Favenac, A.:*
Analyse d'un système d'injection directe diesel de type Common-Rail; Dissertation, Université Lyon, Frankreich, 1999

35. *Griebel, M.; Dornseifer, T.; Neuenhoffer, T.:*
Numerische Simulation in der Strömungsmechanik; Vieweg Verlag 1995,
ISBN 3-528-06761-6
36. AMESim HCD Library Manual; v4.2.0., User Manual, Société IMAGINE, Roanne,
Frankreich
37. *Stan, C.; Stanciu, A.; Troeger., R.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Antonelli, M.;
Lensi, R.:*
Direct Injection Concept as a Support of Engine Down-Sizing,
SAE Paper 2003-01-0541, SAE World Congress 2003, Detroit, USA, März 2003
38. *Baumgärtel, Ch.:*
Ein Beitrag zur Auslegung von Druckstoß-Einspritzanlagen für Ottomotoren,
Dissertation; Ingenieurhochschule Zwickau, 1980
39. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.; Günther, S.:*
Entwicklung und Adaption eines Einspritzsystems nach dem Druckstoßverfahren
zur Benzin-Direkteinspritzung in einen schnellaufenden Viertaktmotor; Projekt FTZ
265 (nicht veröffentlicht)
40. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.:*
Einspritzsystem für APU-Reformer“, Projekt FTZ 326 (nicht veröffentlicht)
41. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Antonelli, M.;
Lensi, R.:*
Influence of Mixture Formation on Injection and Combustion. Characteristics in a
Compact GDI Engine; SAE Paper 2002-01-0997, SAE World Congress 2002,
Detroit, USA, März 2002
42. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.:*
Correlation concept between mixture formation and ignition applied to a GDI high
speed engine; SAE Paper 2002-01-0833, SAE World Congress 2002, Detroit,
USA; März 2002
43. *Eudy, L.; Zuboy, J.:*
Overview of Advanced Technology Transportation; Technical Report DOE/GO-
102004-1849 of the National Renewable Energy Laboratory, U.S. Department of
Energy, August 2004

44. *Stan, C.; Günther, S.; Tröger, R.; Martorano, L.; Tarantino, C.:*
Direkteinspritzung von Methanol / Ethanol / Benzin Gemischen in Verbrennungsmotoren; Tagungsband– Internationale Konferenz “Alternative Antriebssysteme im Automobilbau”, Haus der Technik, Essen, Deutschland 30. November - 1. Dezember 2000
45. *Stan, C.; Tröger, R.; Stanciu, A.; Martorano, L.; Tarantino, C.:*
Gemischbildungsvorgänge bei der Direkteinspritzung regenerativer Kraftstoffe in Ottomotoren; Direkteinspritzung im Ottomotor III (Spicher., U. - Hrsg. - und 54 Koautoren)/ Seite 19 - 46, Expert Verlag 2001, ISBN 3-81692014-4
46. *Stan, C.; Tröger, R.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Lensi, R.:*
Potentialities of Direct Injection in Spark Ignition Engines – from Gasoline to Ethanol; SAE Paper 2000-01-3270, SAE Brasil Congress 2000, Sao Paulo, Brasilien, October 5-6, 2000
47. *Stan, C.; Tröger, R.; Grimaldi, C. N.; Postrioti, L.:*
Direct Injection of Variable Gasoline / Methanol Mixtures: Injection and Spray Characteristics, SAE Paper 2001-01-0966, SAE World Congress 2001, Detroit, USA; März 2001
48. *Stan, C.; Tröger, R.; Günther, S.; Stanciu, A.; Martorano, L.; Tarantino, C.; Lensi, R.:*
Internal Mixture Formation and Combustion – from Gasoline to Ethanol, SAE Paper 2001-01-1207; SAE World Congress 2001, Detroit, USA, März 2001
49. *Stiech, G.:*
Modeling Engine Spray and Combustion Processes, Springer Verlag 2003, ISBN 3-540-00682-6
50. *Krüger, C.:*
Validierung eines 1D-Spraymodells zur Simulation der Gemischbildung in direkteinspritzenden Dieselmotoren; Dissertation, Fakultät für Maschinenwesen der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule Aachen, 2001

51. *Koch, T.:*
Numerischer Beitrag zur Charakterisierung und Vorausberechnung der Gemischbildung und Verbrennung in einem direkteingespritzten, strahlgeführten Ottomotor; Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule Zürich, Zürich 2002
52. *Seume, J., R.:*
Numerische Strömungsmechanik; Vorlesungsskript, Institut für Strömungsmaschinen der Universität Hannover, Version: 13.06.2003,
<http://www.ifs.uni-hannover.de/Lehre/Downloads/Nsm.pdf>
53. *Zierep, J.:*
Grundzüge der Strömungslehre; 5. Auflage, Springer Lehrbuch, 1993, ISBN 3-540-5638-57
54. *Oertel, H.:*
Strömungsmechanik; Springer Verlag, 1995, ISBN 3-540-57007-1
55. *McComb, W., D.:*
Turbulenta Fluidelor; Editura Technica Bucuresti, 1997, (in rumänisch) ISBN 973-31-1111-0
56. *Steiner, R.:*
Modellbildung und strömungsmechanische Simulation der dieselmotorischen Verbrennung; Universität Karlsruhe, Fakultät für Maschinenbau. Dissertation v. 20.04.2004, <http://www.ubka.uni-karlsruhe.de/cgi-bin/psview?document=/2004/maschinenbau/8&search=/2004/maschinenbau/8>
57. *Boulouchos, K.:*
Gemischbildung und Energieumsetzung in Verbrennungskraftmaschinen; Vorlesungsunterlagen, ETH Zürich, 1999,
www.ifu.ethz.ch/html/Studium/Skripte/Werkstoffe_I/Kap04.PDF
58. ***: STAR-CD; <http://www.cd-adapco.com>, 2002
59. *Lauder, B., E.; Spalding, D., B.:*
Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 3, 269, 1974

60. *Yakhot, V.; Orszag, S. A.:*
Renormalization group analysis of turbulence - Basic Theory; Journal of Scientific Computing, 1, Seite 1-51, 1986
61. *van Basshuysen, R.; Schäfer, F.:*
Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven; 2. Auflage. Braunschweig: Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft mbH, 2002
62. *Albert, W.:*
Zur Berechnung der äußeren Gemischbildung bei Viertakt-Ottomotoren mit Hilfe eines zweidimensionalen Modells; Fortschr.-Ber. VDI Reihe 12 Nr. 128. Düsseldorf: VDI-Verlag, 1989
63. *Schneider, B. M.:*
Experimentelle Untersuchungen zur Spraystruktur in transienten, verdampfenden und nicht verdampfenden Brennstoffstrahlen unter Hochdruck; Dissertation, Eidgenössische Technische Hochschule, Zürich, 2003, DISS. ETH Nr. 15004
64. AVL FIRE – Spray Manual; AVL List GmbH, Graz, Österreich
65. *Pischinger, F.:*
Motorische Verbrennung, Lehrstuhl für Verbrennungskraftmaschinen; RWTH Aachen, Abschlußbericht SFB 224, Stand Juni 2003
http://www.vka.rwth-aachen.de/sfb_224/Kapitel/kap3_1.htm
66. Fluent Inc.: Fluent 6.0 User's Guide. Vol. I, 2001
67. *Assanis, D.; Gavaises, M.; Bergeles, G.:*
Calibration and Validation of the Taylor Analogy Breakup Model for Diesel Spray Calculation; Vortrag, Energy-Sources Technology Conference & Exhibition, Houston USA, 1993
68. *Assanis, D.; Hong, S. J.; Nishimura, A.; Papageorgakis, G.; Vanzielegem, B.:*
Studies of spray breakup and mixture stratification in a gasoline direct injection engine using KIVA-3V; W. E. Lay Automotive Laboratory, University of Michigan, Ann Arbor, USA, 2000

69. *O'Rourke, P. J.; Amsdan, A. A.:*
The TAB Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup. SAE Technical Paper 872089, 1987
70. *Tröger, R. :*
Méthode d'évaluation du processus de formation du mélange dans des moteurs à allumage commandé à injection directe des combustibles conventionnelles et alternatifs ; Dissertation, Université Paris 6, 2005 (unveröffentlicht)
71. *Kim, Y.-J.; Lee, S., H.; Cho, N.-H.:*
Effect of Air Motion on Fuel Spray Characteristics in a Gasoline Direct Injection Engine; SAE Paper 1999-01-0177, SAE World Congress 1999, Detroit, USA, März 1999
72. *Golovitchev, V.*
Modeling of spray formation, ignition and combustion; Lecture on Combustion Modeling, , LTH, Lund, December 9. 1999
73. *Davy, M.; Williams, P.:*
Spray Characteristics of Pressure-Swirl Atomizers and Implication on Engine Performance; Direkteinspritzung im Ottomotor III (Spicher. U. - Hrsg. - und 54 Mitautoren)/ Seiten 147-187, Expert Verlag 2001, ISBN 3-81692014-4
74. *Pontoppidan, M.; Gaviani, G.; Bella, G.:*
Direct Injection for Future SI Engines - Stand-Alone Combustion Layout or Integrated Part of Multi-Function Fuel/Air Management Approach?; SAE Paper 2003-01-0540, SAE World Congress 2003, Detroit, USA, March, 2003
75. *Stan, C.; Troeger, R.; Stanciu, A.; Guibert, P.; Le Moyne, L.; Bonnetty, J.:*
Reciprocative influence of fuel and air motion during direct injection in SI-Engines; SAE Alternative Fuels Congress, Brazil, Brasilien, Juni 2005 (in Druck)
76. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.; Müller, D.:*
Optimierungsstrategie zu den gekoppelten Innenvorgängen in einem Hochleistungsmotorradmotor; Entwicklungstendenzen im Motorradbau (Stan, C. – Hrsg – und 31 Mitautoren), Expert Verlag 2003, ISBN3-8169-2272-4

77. *Stan, C.; Stanciu, A.; Troeger, R.; Lanzafame, R.; Testa, M.; Polizzi, G.:*
Theoretical and experimental analysis of the spray characteristics of a Pressure Pulse GDI system, SAE Paper 2004-01-0538, SAE World Congress 2004, Detroit, USA, März 2004
78. *Stegemann, J.; Meyer, S.; Rölle, T.; Merker, G., P.:*
Einspritzsystem für eine vollvariable Verlaufsformung; Motortechnische Zeitschrift MTZ 2/2004, Seiten 114-121
79. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.; Müller, D.; Martorano, L.; Antonelli, M.:*
GDI Compact Four Stroke Engine – an Advanced Concept for Vehicle Application; SAE Paper 2004-01-0039, SAE World Congress 2004, Detroit, USA, März 2004
80. *Stan, C.; Stanciu, A.; Tröger, R.:*
Motorradmotor mit kontrollierter Selbstzündung; Abschlußbericht zum Förderprojekt BMWT KF0013211KUK2 gefördert im PROgramm INNOvationskompetenz mittelständischer Unternehmen (ProInno) durch die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e. V. (AiF), 2004
81. *Oppenheim, A., K.:*
Combustion in Piston Engines - Technology, Evolution, Diagnosis and Control, Springer Verlag 2004, ISBN: 3-540-20104-1
82. *Stan, C.; Guibert, P.:*
Verbrennungssteuerung durch Selbstzündung, Teil I: Thermodynamische Grundlagen; Motortechnische Zeitschrift MTZ 1/2004, Seiten 56-62
83. *Stan, C.:*
Particularities of Combustion in Direct Injection Spark Ignition Engines, SAE Paper 2001-01-0249, SAE World Congress 2001, Detroit, USA; 2001
84. *Merker, G., P.; Schwarz, Ch.:*
Technische Verbrennung – Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse; 1.Auflage; Teubner Verlag, , 2001, ISN 3-519-06382-4
85. *Stiesch, G.:*
Modeling Engine Spray and Combustion Processes; Springer Verlag 2003, ISBN 3-540-00682-6

86. AVL FIRE – Combustion User Manual; Version 7.1 bis 8.3, AVL List GmbH, Graz, Österreich
87. *Tatschl, R.; von Künsberg-Sarre, C., Priesching, P.; Riediger, H.:*
Mehrdimensionale Simulation der Gemischbildung und Verbrennung in einem Ottomotor mit Benzin-Direkteinspritzung; Grazer Kongress; Oktober 1999
88. *Urlaub, A.:*
Verbrennungsmotoren Band 2 – Verfahrenstheorie; Springer Verlag 1989, ISBN 3-5045-8194-4
89. *Ghandi, J.; B., Probst, D.; McGuire, B.:*
Mixing Issues in Gasoline Direct-Injection Engines; Direkteinspritzung im Ottomotor III (Spicher., U. - Hrsg. - und 54 Mitautoren), Expert Verlag 2001, ISBN 3-81692014-4
90. *Wallesten, J.:*
Modeling of combustion in a DI SI Engine Using a Turbulent Flame Speed Closure Model; AVL–User Meeting 2001, Graz, Österreich, 24-25 Sept., 2001
91. *Tatschl, R.; Riediger, H.; von Künsberg-Sarre, C.; Putz, N.; Kickinger, F.:*
Rapid Meshing and Advanced Physical Modeling for Gasoline DI Application; International Multidimensional Engine Modeling User's Group Meeting at the SAE World Congress 2000, Detroit, USA, 5 März 2000
92. *Küntscher, V.:*
Kraftfahrzeugmotoren – Auslegung und Konstruktion; 3. Auflage; Verlag Technik; Berlin 1995, ISBN 3-3410-0931-3
93. *Stan, C.:*
Aspekte der zukünftigen Konvergenz der Otto- und Dieselmotoren; Motortechnische Zeitschrift MTZ 6/2004, Seiten 494-503
94. CHEMKIN User Manual; Release 4.0; Reaction Design, San Diego

ANLAGEN

ANLAGE 1

Transferelement BAP025NN

***für Datentransfer von dem 1D-Code AMESim zu dem 3D-Code FIRE
für die numerische Simulation der Strahlcharakteristika***

Transferelement BAP025NN
für Datentransfer von dem 1D-Code AMESim zu dem 3D-Code FIRE
für die numerische Simulation der Strahlcharakteristika

/* Submodel BAP025NN skeleton created by AME Submodel editing utility
Thu Sep 9 19:56:57 2004 */

```
#include <math.h>
#include <stdio.h>
#include <stdlib.h>
#include "ameutils.h"
```

```
/* *****
```

TITLE : BAP025NN

DESCRIPTION :

This is an advanced version of the submodel BAP025NN
(one-dimensional motion of a conical poppet valve with sharp edges seat)
used for obtaining the spray informations as input for the spray simulation in the code FIRE

USAGE :

Use this submodel for any simple conical poppet valve when intended to use the results for the 3D
Simulation of the Spray with the code FIRE

BAP025NN differs from BAP026NN only in that the variables associated with ports 3 and 4 are
interchanged.

PARAMETER SETTINGS :

The hole diameter must be greater than the rod diameter and the poppet diameter must be greater than
the hole diameter.

There is a jet force coefficient which, when 0 (the default),
disables the jet force and when 1 enables it. If experimental
data is available, it can be set to other values to tune the submodel
to the experimental data.

In this simple model, the jet angle is assumed to be constant.

For most applications this value can be left at its original default setting. The jet angle is given related to
the valve axis.

The maximum flow coefficient and critical flow number also influence the orifice flow rate/pressure drop
characteristics. For most applications, the values can be left at their default setting.

The internal value used for opening is limited between a lower value and a upper value supplied by the user. The lower value must be greater than zero. The default values imply that there is no restriction on the valve area.

The volumes at the ports corresponding to zero lift are normally only of significance if the ports are connected to the HCD hydraulic chamber submodel BHC11. If this is the case, it is important to set volume at port 1 corresponding to zero lift and/or volume at port 2 corresponding to zero lift so that the two output volumes are never negative.

The index of hydraulic fluid parameter refers to a fluid type defined by an icon put on the sketch.

 DATE OF CREATION / AUTHOR : 04/06/2004 by Andrei Stanciu

INDEX OF REVISIONS : 2

LIST OF FUNCTIONS USED :

jetforc_ steady state axial flow force in a valve
 aconsea_ orifice area of a conical poppet valve on a sharp seat
 orif3f_ flow through an orifice with output flow coefficient
 flow number and mean velocity
 q0top_ converting a flow rate at p to a flow rate at 0 bar

SOURCE :

***** */

/* There are 12 real parameters:

rp[0] = dpop
 diameter of poppet [mm -> m]
 rp[1] = ds
 diameter of hole [mm -> m]
 rp[2] = dr
 diameter of rod (seat side) [mm -> m]
 rp[3] = alpha
 poppet half angle [degree -> rad]
 rp[4] = cqmax
 maximum flow coefficient [null]
 rp[5] = lamdac
 critical flow number [null]
 rp[6] = x0
 opening (underlap) corresponding to zero displacement [mm -> m]
 rp[7] = xmin
 opening for minimum area [mm -> m]


```
dpop    = rp[0];
ds      = rp[1];
dr      = rp[2];
alpha   = rp[3];
cqmax   = rp[4];
lamdac  = rp[5];
x0      = rp[6];
xmin    = rp[7];
xmax    = rp[8];
kjet    = rp[9];
vol10   = rp[10];
vol20   = rp[11];
```

```
indexf  = ip[0];
```

```
/*
```

```
  If necessary, check values of the following:
```

```
  rp[0..11]
```

```
*/
```

```
/* >>>>>>>>>>Initialization Function Check Statements. */
```

```
if (xmin < 0.0)
```

```
{
```

```
  error = 2;
```

```
  fprintf(stderr, "\nLower opening limit must be higher than zero.\n");
```

```
}
```

```
if (xmax <= 0.0)
```

```
{
```

```
  error = 2;
```

```
  fprintf(stderr, "\nUnderlap giving maximum area must be positive.\n");
```

```
}
```

```
if (xmin > xmax)
```

```
{
```

```
  error = 2;
```

```
  fprintf(stderr, "\nLower opening limit must be smaller than ");
```

```
  fprintf(stderr, "higher opening limit\n");
```

```
}

/* Computing of the lift corresponding to the throat area */
cosalp = cos(alpha);
sinalp = sin(alpha);
ds2 = ds*ds;
dr2 = dr*dr;
root = sqrt(ds2-cosalp*(ds2-dr2));
root1 = (ds+root)*0.5/sinalp/cosalp;
root2 = (ds-root)*0.5/sinalp/cosalp;

if(root2 > 0.0)
{
    xlim = root2;
}
else
{
    xlim = root1;
}

if ( (xlim < xmax) && (xmax != 1.e30) )
{
    if(error != 2)
    {
        error = 1;
    }
    fprintf(stderr, "\nBe careful! the flow area is limited by ");
    fprintf(stderr, "\n(Pi/4)*(dspool^2-drod^2) and not by xmax.\n");
}

if(ds <= 0.0)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nhole diameter must be > 0\n");
}

if(dr < 0.0)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nRod diameter must be >= 0");
}
}
```

```
if(ds <= dr)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nhole diameter must be greater than rod diameter\n");
}

if(dpop <= ds)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nPoppet diameter must be greater than hole diameter\n");
}

if(cqmax <= 0.0)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nMaximum flow rate coefficient (cqmax) must be > 0\n");
}

if (cqmax > 1.0)
{
    if(error != 2)
    {
        error = 1;
    }
    fprintf(stderr, "\nUsually, maximum flow rate coefficient (cqmax) ");
    fprintf(stderr, "is lower than 1.0\n");
}

if (lamdac <= 0.0)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\nCritical flow number must be > 0\n");
}

if (alpha < 0.0 || alpha >= 90.0)
{
    error = 2;
    fprintf(stderr, "\n0 <= Poppet half angle < 90\n");
}
```

displacement port 3 [m]

Port number 5 has 3 variables:

Variable number 1 `q2' variable scalar output

flow rate port 2 [L/min -> m**3/s]

Variable number 2 `vol2' variable scalar output

volume port 2 [cm**3 -> m**3]

Variable number 3 `p2' variable scalar input

pressure port 2 [bar -> Pa]

Port number 6 has 3 variables:

Variable number 1 `q1' variable scalar output

flow rate port 1 [L/min -> m**3/s]

Variable number 2 `vol1' variable scalar output

volume port 1 [cm**3 -> m**3]

Variable number 3 `p1' variable scalar input

pressure port 1 [bar -> Pa]

*/

/* There are 5 internal variables.

Variable number 1 (xlap) variable scalar

poppet lift [mm -> m]

Variable number 2 (cq) variable scalar

flow coefficient (Cq) [null]

Variable number 3 (lambda) variable scalar

flow number (lambda) [null]

Variable number 4 (fjet) variable scalar

flow force [N]

Variable number 5 (actRorif) variable scalar

activity of hydraulic dissipation (orif) [J]

*/

#ifdef _NO_PROTO

void bap025nn_(n, f4, flv, area, f3, v3, x3, q2, vol2, p2
, q1, vol1, p1, xlap, cq, lambda, fjet, actRorif, rp


```
*area /= 1.000000000000000e-006;  
*q2 /= 1.666666666666667e-005;  
*vol2 /= 1.000000000000000e-006;  
*p2 /= 1.000000000000000e+005;  
*q1 /= 1.666666666666667e-005;  
*vol1 /= 1.000000000000000e-006;  
*p1 /= 1.000000000000000e+005;  
*xlap /= 1.000000000000000e-003;
```

```
}
```

ANLAGE 2

Matlab Routine MediaFE

***zur Bearbeitung von den Ergebnisse des
Transferelements BAP025NN (1D-Code AMESim)
in der von den 3D-Code FIRE benötigten Form***

Matlab Routine MediaFE
zur Bearbeitung von den Ergebnisse des
Transferelements BAP025NN (1D-Code AMESim)
in der von den 3D-Code FIRE benötigten Form

```
function MediaFE(fisFe, fisVe, fisDi, perUtiliz),  
  
if nargin < 4,  
    perUtiliz = 200  
end  
  
fidFe = fopen(fisFe, 'r');  
fidVe = fopen(fisVe, 'r');  
fidDi = fopen(fisDi, 'r');  
  
% citeste toate valorile pe linii si le pune intr-un vector. De aceea  
% alterneaza pasii temporali cu valorile lui F in vectorul FInput.  
[FInput, nrElsFInput] = fscanf(fidFe, '%g');  
  
%FIn = reshape(FInput, 2, nrElsFInput/2); %Acum FIn are pe prima coloana  
%timpul, iar pe a doua coloana valorile lui F  
%t = FIn(:,1);  
%F = FIn(:,2);  
figure;  
plot(t,F);  
  
[VInput, nrElsVInput] = fscanf(fidVe, '%g %g \n');  
V = VInput(2:2:nrElsVInput);  
figure;  
plot(t,V, 'r');  
  
[DInput, nrElsDInput] = fscanf(fidDi, '%g %g \n');  
D = DInput(2:2:nrElsDInput);  
figure;  
plot(t,D, 'm');  
  
%s1 = ['load -ascii ' fisFe]  
%s2 = ['load -ascii ' fisVe]  
%s3 = ['load -ascii ' fisDi]  
  
%eval(s1);  
%eval(s2);
```

```

%eval(s3);

%t = eval(['fisFe '(:,1);']);
%F = eval(['fisFe '(:,2);']);
%V = eval(['fisVe '(:,2);']);
%D = eval(['fisDi '(:,2);']);

[nrL, nrCol] = size(F);

F = F.*(F>0.01*max(F)); %pui pe zero toate valorile mai mici decit 1%

perF = CalcPerioada(F)

if (perF <= 10)
    perioada = perUtiliz;
else
    perioada = perF;
end

medF = []; medV = []; medD = [];
for i=1:perioada,
    medF(i) = sum(F(i:perioada:nrL))./(length(i:perioada:nrL));
    medV(i) = sum(V(i:perioada:nrL))./(length(i:perioada:nrL));
    medD(i) = sum(D(i:perioada:nrL))./(length(i:perioada:nrL));
end

figure;
nzF = find(medF);
integrala = sum(medF(nzF))*(t(2)-t(1))

timePts = 1000*(t(1:length(nzF)) - t(1));

%pt a pune valorile pe axe, fiecare pe 3 pozitii:
%set(gca, 'YTickLabel', [0:0.05:1]), dar cifrele transformate in string-uri
%ca in: set(gca,'XTickLabel',['1 ','10 ','100'])
%
distTime = timePts(2)-timePts(1);
extendedTime = [timePts(1):(distTime/100):timePts(length(timePts))];

medFInterp = interp1(timePts,medF(nzF),extendedTime,'cubic');

subplot(2,2,1); plot(timePts,medF(nzF).*(100000/60), 'r'); xlabel('Zeit [ms]'); grid on;
subplot(2,2,1); plot(extendedTime,medFInterp.*(100000/60), 'r'); xlabel('Zeit [ms]'); grid on;
ylabel('Einspritzrate [mm³/ms]');

```

```
s = sprintf('Einspritzmenge %.2f [mm³]', integrala*(10^6));
title(s);

%nzV = find(medV);
%plot(1:length(nzV),nzV);
medVInterp = interp1(timePts,medV(nzF),extendedTime,'cubic');
subplot(2,2,2);
set(gca, 'YLim', [0,max(medV(nzF))+5]); hold;
%plot(timePts,medV(nzF), 'g');xlabel('Zeit [ms]'); grid on;
plot(extendedTime,medVInterp, 'g');xlabel('Zeit [ms]'); grid on;
ylabel('Geschwindigkeit [mm/ms]');

%nonzero = find(medD);
%plot(1:length(nzD),nzD);
subplot(2,2,3); plot(timePts,medD(nzF), 'm'); xlabel('Zeit [ms]'); grid on;

medDInterp = interp1(timePts,medD(nzF),extendedTime,'cubic');
subplot(2,2,3); plot(extendedTime,medDInterp, 'm'); xlabel('Zeit [ms]'); grid on;
ylabel('Inn. Durchmesser [mm]');

indicii = [0:length(nzF)-1] ;
valResF = medF(nzF);
mF = [indicii, valResF; length(nzF), integrala];

valResV = medV(nzF);
mV = [indicii, valResV];

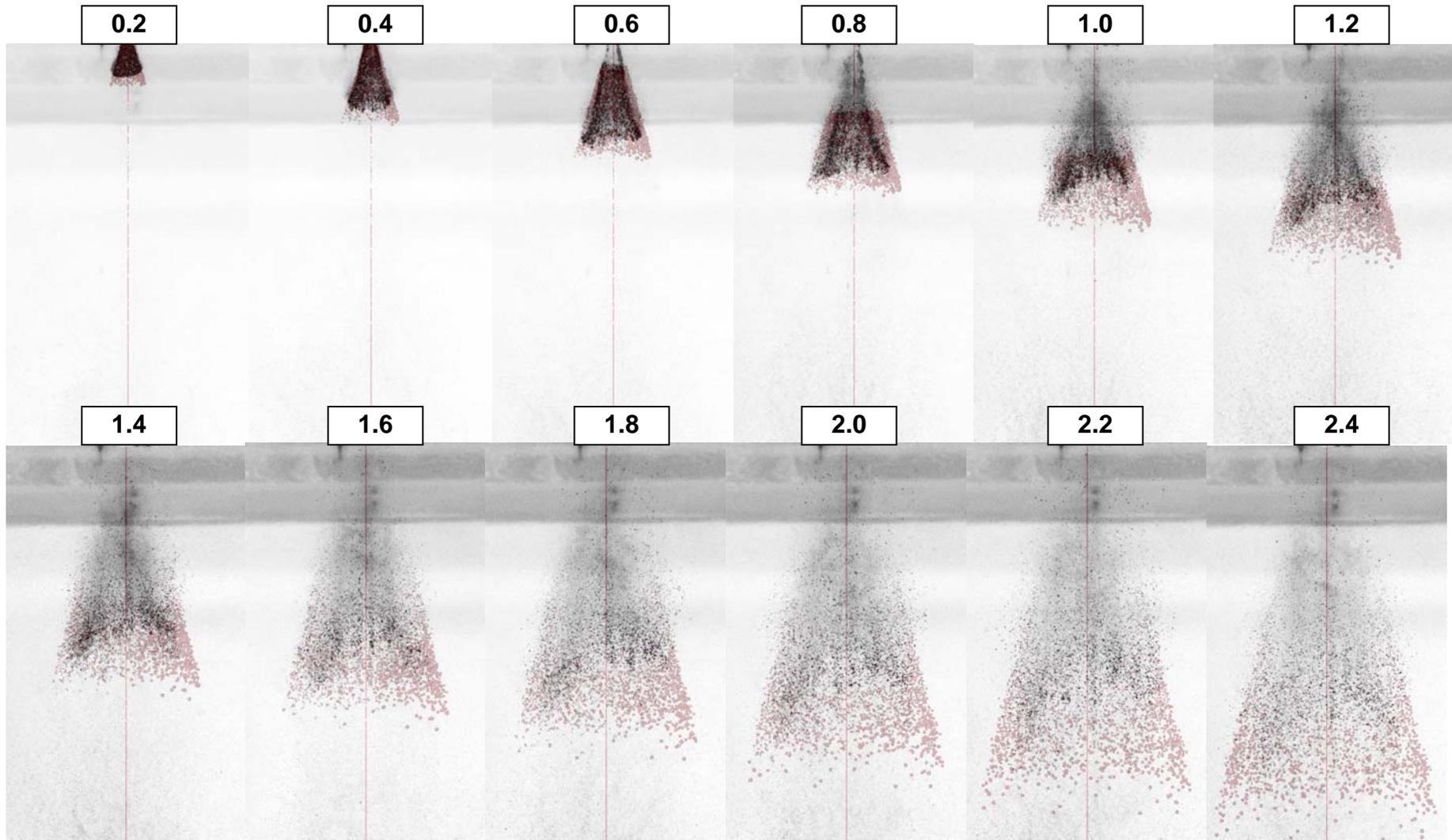
valResD = medD(nzF);
mD = [indicii, valResD];

numeDir = sprintf('Fe_%g_cm3', integrala);
system(['mkdir ' numeDir]);
eval(['save -ascii ' numeDir '/' fisFe 'Med.txt mF']);
eval(['save -ascii ' numeDir '/' fisVe 'Med.txt mV']);
eval(['save -ascii ' numeDir '/' fisDi 'Med.txt mD']);

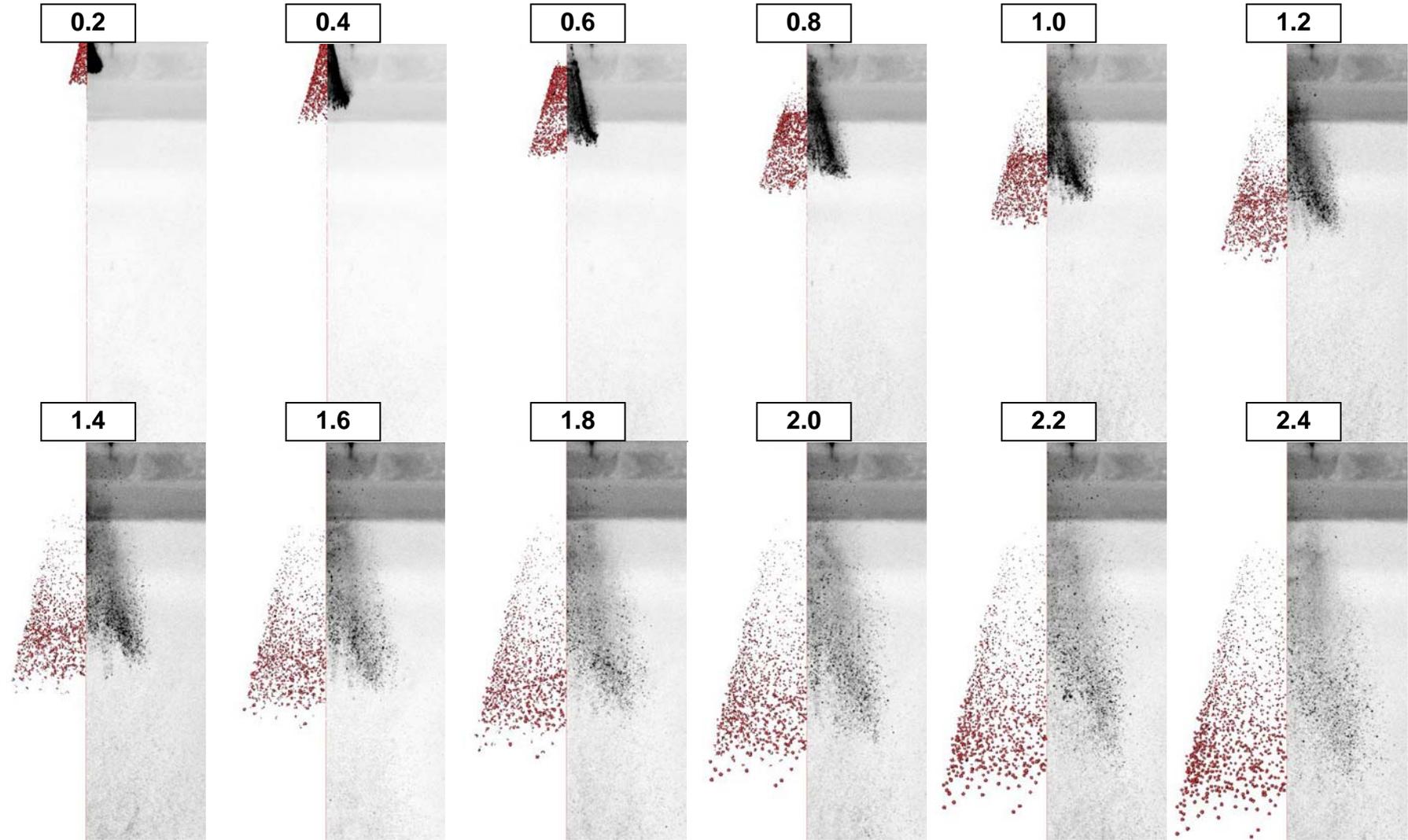
numeFigura = [numeDir '/' numeDir '.jpg'];
eval(['print -djpeg90 ' numeFigura]);
```


ANLAGE 3

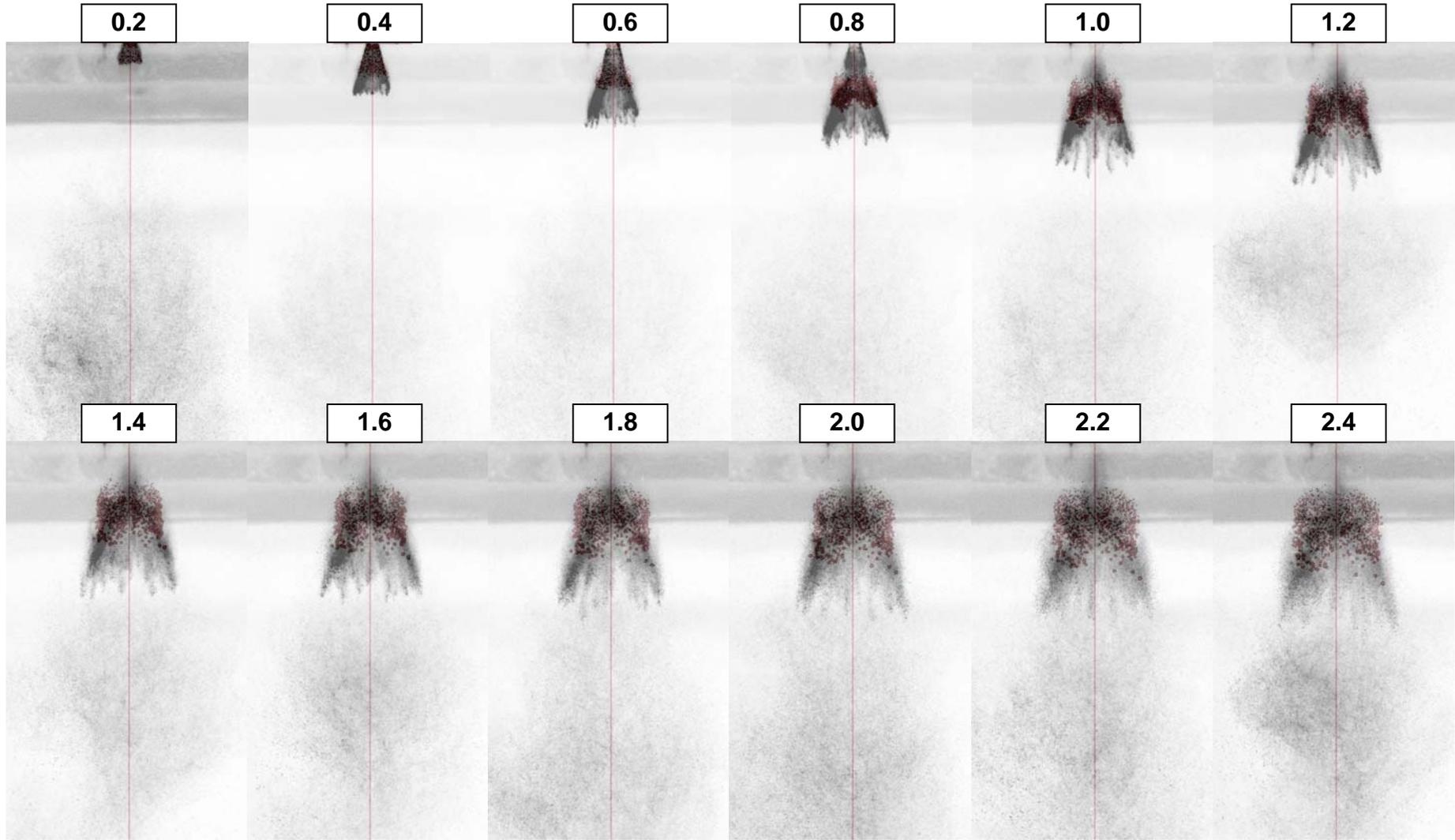
Kalibrierung des Einspritzstrahlmodells



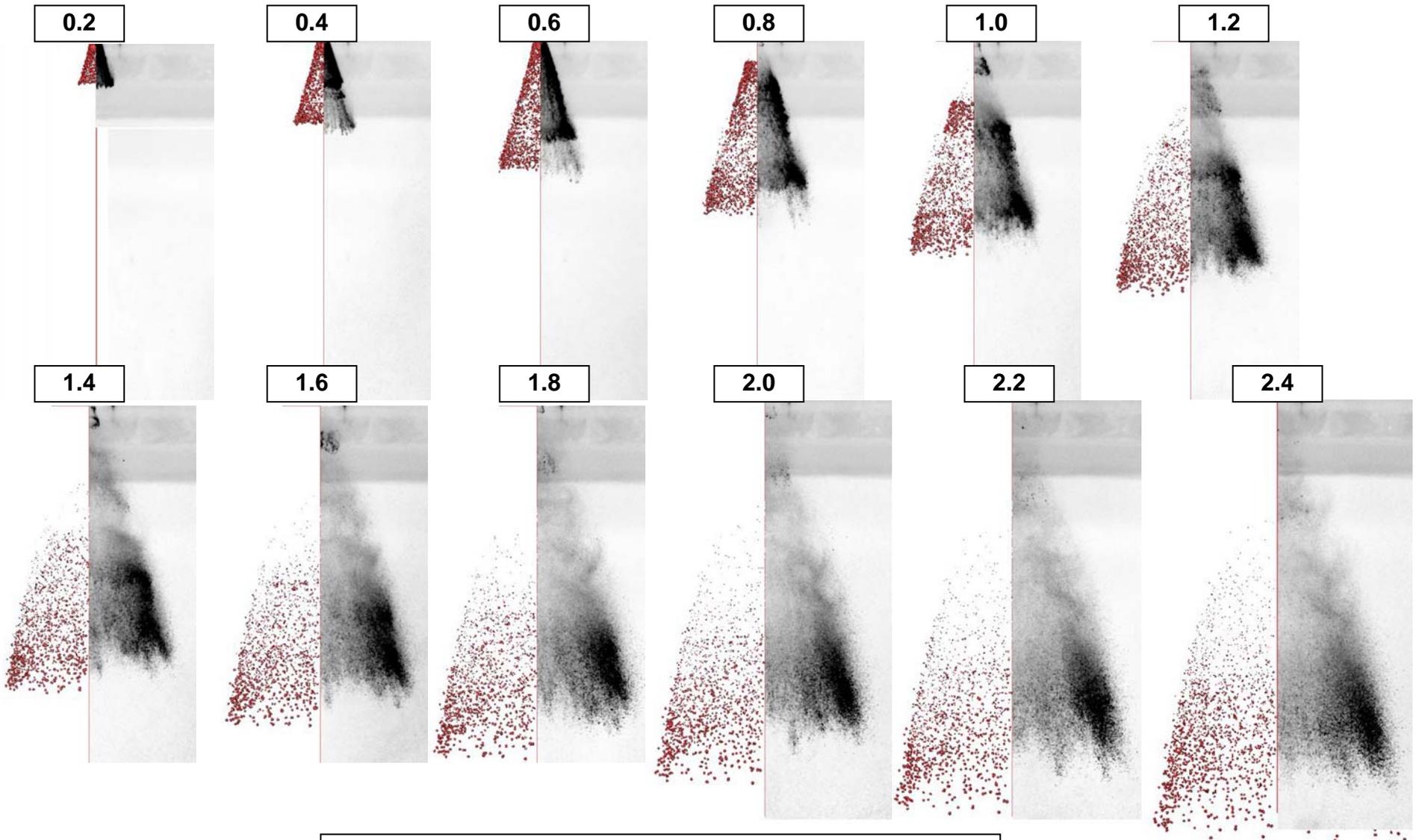
Vergleich $p_a = 0 \text{ bar}$ $V_e = 4 \text{ mm}^3/\text{Asp}$



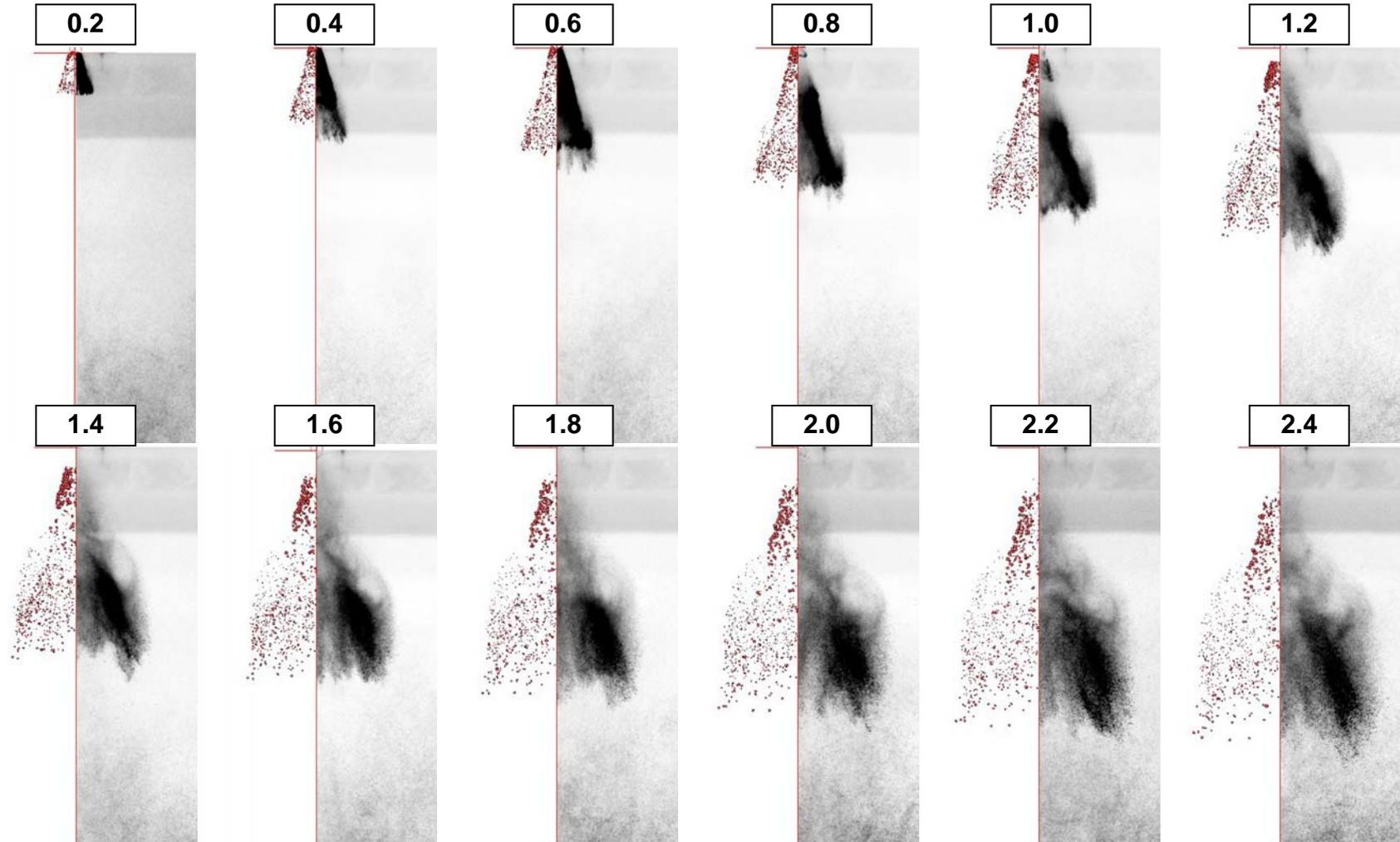
Vergleich $p_a = 0 \text{ bar}$ $V_e = 4 \text{ mm}^3/\text{Asp}$



Vergleich $p_a = 4 \text{ bar}$ $V_e = 4 \text{ mm}^3/\text{Asp}$



Vergleich $p_a = 0 \text{ bar}$ $V_e = 16 \text{ mm}^3 \text{ Asp}$



Vergleich $p_a = 2 \text{ bar}$ $V_e = 16 \text{ mm}^3/\text{Asp}$

0.2



0.4



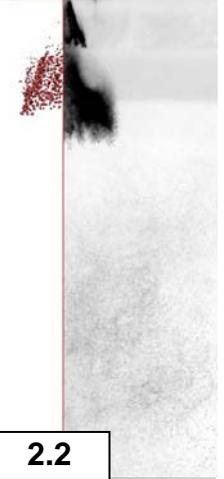
0.6



0.8



1.0



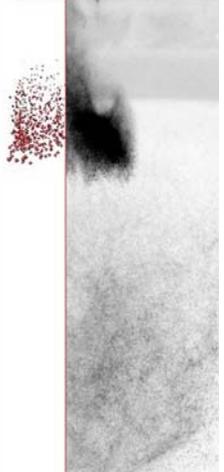
1.2



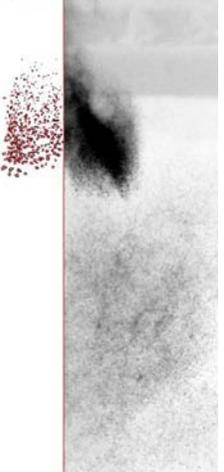
1.4



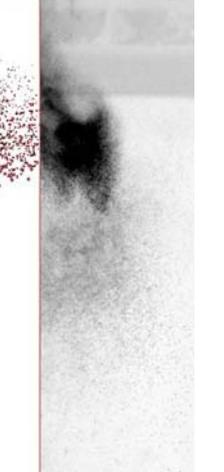
1.6



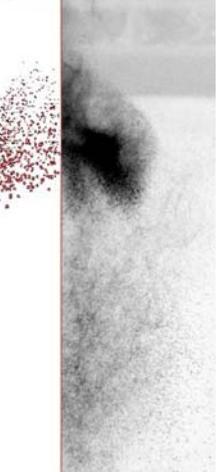
1.8



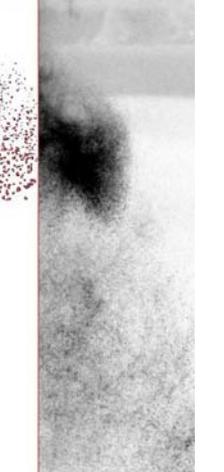
2.0



2.2



2.4



Vergleich $p_a = 4 \text{ bar}$ $V_e = 10 \text{ mm}^3/\text{Asp}$

0.2



0.4



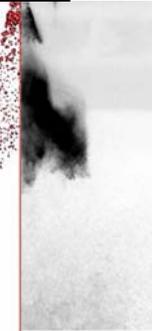
0.6



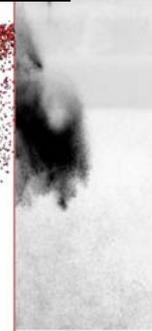
0.8



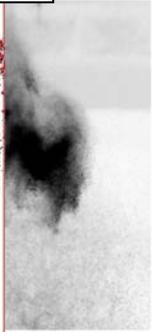
1.0



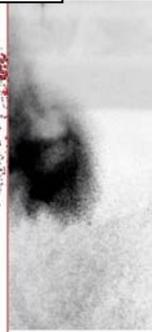
1.2



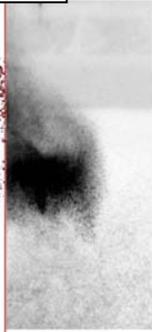
1.4



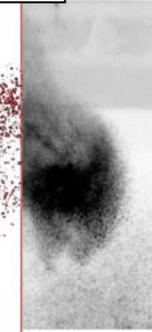
1.6



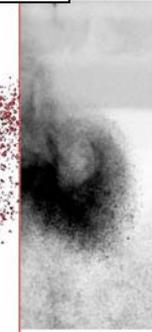
1.8



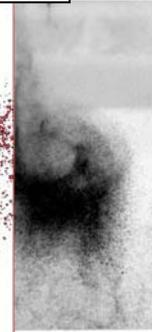
2.0



2.2



2.4



Vergleich $p_a = 4 \text{ bar}$ $V_e = 16 \text{ mm}^3/\text{Asp}$

0.2



0.4



0.6



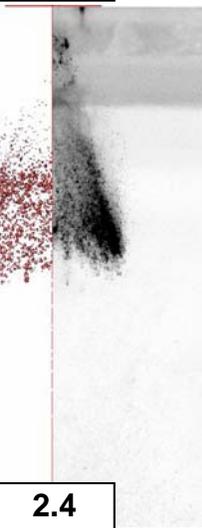
0.8



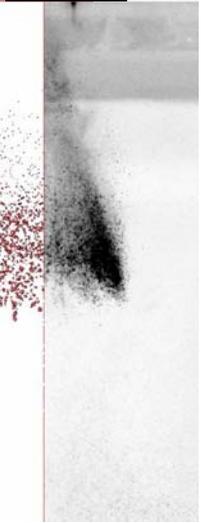
1.0



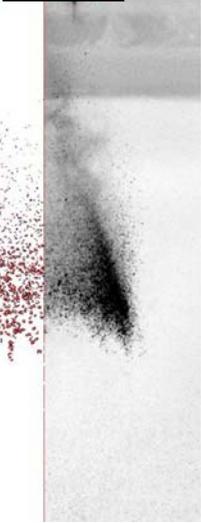
1.2



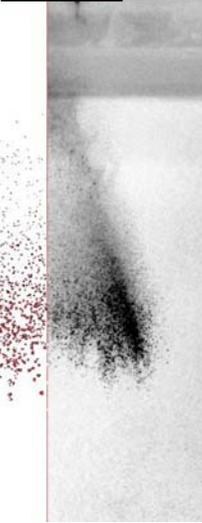
1.4



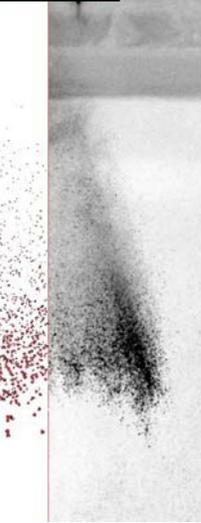
1.6



1.8



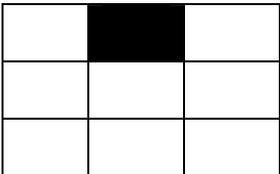
2.0



2.2



2.4



Vergleich $p_a = 0 \text{ bar}$ $V_e = 10 \text{ mm}^3/\text{Asp}$

ANLAGE 4

Schematischer Aufbau des Motorenprüfstands

Schematischer Aufbau des Motorenprüfstandes

