# Kennliniencharakteristik von Diagonalventilatoren mit modifizierter Meridiankontur

vorgelegt von
Dipl.-Ing.
Anne Treder
geb. in Bergen (Rügen)

von 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.-Ing. Henning Jürgen Meyer |
| Gutachter: | Prof. Dr.-Ing. Paul Uwe Thamsen |
| Gutachter: | Prof. Dr.-Ing. Martin Gabi |

Tag der wissenschaftlichen Aussprache: 27. Oktober 2017

Berlin 2018

# GeDANKEn

Nach dem Abschluss meines Maschinenbaustudiums an der TU Berlin, hatte ich das Gefühl, es gibt noch so viel mehr zu wissen, ganz besonders über Strömungen und ich wagte das Abenteuer der Promotion.
Doktorandin bei Professor Paul Uwe Thamsen am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der TU Berlin zu sein, bedeutete für mich eine umfassende Aus- und Weiterbildung in 3 verschiedenen Bereichen. In der Lehre konnte ich mein eigenes Grundlagenwissen intensiv vertiefen, denn nur wenn ich das Thema vollständig durchdrungen hatte, war ich in der Lage, es auch Anderen zu erklären. Der tägliche Umgang mit den Studierenden, hat mich während meiner kompletten Promotionszeit stets bereichert und mir viele neue Impulse und eine oftmals innovative Sicht auf manche theoretische Fragestellungen gegeben.
Die zweite Ausbildungsrichtung war das eigenständige Durchführen verschiedenster Industrieprojekte. Durch diese Erfahrungen fühle ich mich vorbereitet, um die oftmals groß erscheinende Kluft zwischen Universität und freier Wirtschaft leicht zu überwinden.
Das Verfassen dieser Doktorarbeit ermöglichte mir tiefgründiges, analytisches Arbeiten, in der grundlegenden Thematik der Ventilatorauslegung. Mir stand Zeit zum Lesen von Fachliteratur zur Verfügung und ich konnte viele Erfahrungen zu den neuesten Entwicklungen und Forschungsergebnissen auf internationalen Konferenzen austauschen.
Mit der Lehre, den Industrieprojekten und der Grundlagenforschung hast du mir ein „Dreibein“ in deiner Doktoranden-Ausbildung ermöglicht. Ein Dreibein ist die kleinste, aus drei miteinander verbundenen Stäben bestehende, statisch bestimmte Konstruktion, die kippfrei auf jedem beliebigen Untergrund stehen kann.
Während meiner Zeit als wissenschaftliche Mitarbeiterin am Fachgebiet Fluidsystemdynamik sind die schönsten und intensivsten Dinge in meinem bisherigen Leben passiert. Ich habe den Mann, den ich

von ganzem Herzen liebe, geheiratet und unsere beiden Söhne sind auf die Welt gekommen. Dadurch habe ich verstanden, dass in Relation zu Euch, meiner Familie, alles andere im Leben unbedeutend ist. Ihr seid mein größtes Glück.
Meinen Eltern verdanke ich meine tiefen Wurzeln und meine ausgebreiteten Flügel. Sie haben mich immer bedingungslos unterstützt und mir das Vertrauen und die Sicherheit gegeben, das Leben zu führen, das ich mir wünsche. Meine Mutter ist Lehrerin und mein Vater ist Ingenieur. Scheinbar unterbewusst habe ich Ihnen meinen größten Respekt gezollt und habe die berufliche Laufbahn als „lehrende Ingenieurin“ eingeschlagen.
Diese Doktorarbeit wäre nicht entstanden, ohne die fachliche und tatkräftige Unterstützung von all meinen Kollegen und ganz besonders von Justus. Die vielen Jahre am Fachgebiet sind freundschaftlich geprägt durch die intensive Zusammenarbeit. Wir FSD‘ ler haben gemeinsam so viel erlebt und als Team viel mehr geschafft, als nur die ein oder andere knifflige Fragestellung zu lösen.

*Euch allen danke ich von Herzen für diesen gleichzeitig fordernden und wundervollen Lebensabschnitt.*

# Kurzfassung

Die Durchströmungsrichtung im Laufrad klassifiziert Ventilatoren in die axiale, diagonale und radiale Bauform. Axial- und Radialventilatoren sind in einer Vielzahl unterschiedlicher Formen auf dem Markt vertreten. Für große Volumenströme sind Axialventilatoren bevorzugt einzusetzen, Radialventilatoren sind hingegen für große erforderliche Druckerhöhungen geeignet. Wenn die Anforderungen an den Ventilator große Druckerhöhungen, bei verhältnismäßig großen Volumenströmen sind, liegt der empfohlene Auslegungspunkt nach dem Cordier Diagramm zwischen Axial- und Radialventilatoren, im Bereich der Diagonalventilatoren.
Allerdings ist die Bauform des Diagonalventilators noch immer eine Seltenheit. Während der intensiven Literaturrecherche zu Ventilatoren und im Besonderen zu der Thematik der Diagonalventilatoren, fiel auf, dass sowohl in der deutschsprachigen als auch in der internationalen Literatur, wenige Veröffentlichungen und so gut wie keine Empfehlungen für die Auslegungsmethodik von Diagonalventilatoren zur Verfügung stehen.
Ein geeignetes Anwendungsgebiet dieser Bauform ist die Kühlung von elektrischen Bauteilen und Motoren. Die Ventilatoren sind direkt auf der Motorwelle innerhalb des Gehäuses installiert und transportieren, beim Überströmen der Bauteiloberfläche, die entstandene Motorwärme ab. Wesentliche Anforderungen an den Auslegungspunkt dieser Ventilatoren sind große Durchflussmengen, mit den damit verbundenen hohen Strömungsgeschwindigkeiten für eine ausreichende Kühlleistung. Der Luftstrom durch die Motoren, mit vielen Umlenkungen und insbesondere durch den schmalen Spalt zwischen Stator und Rotor, bedingt erhöhte Druckverluste. Somit sind die Anforderungen an einen Kühlventilator, hohe Volumenströme bei vergleichsweise großen Druckerhöhungen.
Aufgrund der Strömungsumlenkung von axialer in radiale Richtung, bei relativ breiten Schaufelkanälen, ist im Diagonalventilator die Gefahr einer Deckscheibenablösung relativ groß und konnte an der

untersuchten Meridiankontur detektiert werden. Um die Ablösung zu vermeiden, wurde die Geometrie der Trag- und Deckscheibe mit vergrößerten Deckscheibenradien von $R130$ und $R180$ angepasst. Die Untersuchungen zeigten, dass eine zu scharfe Strömungsumlenkung, mit einem Deckscheibenradius $R80$, eine Strömungsablösung bewirkt, während ein vergrößerter Radius von $R180$ zu erhöhten Reibungsverlusten und verringerten Wirkungsraden führt.
Weiterhin wurde der Einfluss verschiedener Abströmwinkel $\chi$ auf den Volumenstrom $Q$, die Druckerhöhung $\Delta p$ und den Wirkungsgrad $\eta$ experimentell untersucht. Die Variation des Abströmwinkels zu kleinen $\chi = 30°$ (fast axial), verringerte die Volumenströme bei reduzierten Druckerhöhungen und Wirkungsgraden. Im Vergleich zu Axialventilatoren erreicht der Diagonalventilator größere Druckerhöhungen und kann über weite Bereiche der Kennlinie ohne Sattelpunkt (Wendepunkt in der Kennliniencharakteristik) betrieben werden.

# Abstract

The direction of the airflow through the impeller, from inlet to outlet, classifies fans into axial, radial and mixed flow fan types. Axial and centrifugal fans are represented in a wide variety of different shapes on the market. For large flow rates axial fans are a good choice, centrifugal fans on the other hand are suitable for large pressure increases. If the design point requires large flow rates with a sufficiently large increase in pressure, the recommended design point is within the range between the axial and radial fan type, in the area of mixed flow fans. However, mixed flow fans are still a rarity. Only a few recommendations can be found in the literature for the design of mixed flow fans and therefore also no empirical coefficients for the diagonal design are available.

A special field of application for mixed flow fans is the cooling of motors and electrical components. Motor cooling fans are installed directly on the motor shaft inside the housing and ensure the removal of the heat, yielded by engine components, into the passing air flow. Major demands for the design point of these fans are large flow rates with the associated high flow velocities for sufficient cooling capacity. The airflow through the engines, especially through the narrow gap between the stator and rotor, causes high pressure losses. Thus, the requirements for the cooling fans are high flow rates with comparatively high pressure increases.

Similar to centrifugal fans, there also is a flow deflection from axial to radial direction in mixed flow fans. The risk of flow separation at the shroud is increased because of the relatively wide blade channels. In order to improve the flow deflection and to prevent the shroud separation, different shroud contours with an increased radius of $R130$ and $R180$ have been investigated.

The investigations revealed that a too sharp flow deflection with wide blade channels, such as in $R80$, cause flow separation at the shroud, while a smooth radius of $R180$ results in increased friction losses and deteriorated efficiencies. Furthermore, the impact of

various downstream angles $\chi = 30°$ (almost axially) to $\chi = 90°$ (centrifugal) has been evaluated for the volume flow and the pressure increase. Changing the downstream angle to smaller $\chi$ decreased the flow rates with smaller pressure rises. Compared to axial fans, the mixed flow fan type already achieves higher pressure rises in a single stage and operates without a stalling dip.
Mixed flow fans can be easily integrated in fluid systems with axially parallel inlet and outlet flow, as well as axial fans and therefore represent a serious alternative in the application field between axial and radial fans.

# Symbolverzeichnis

| Symbole A-R | Einheit | Bedeutung |
|---|---|---|
| $a$ | $m/s$ | Schallgeschwindigkeit |
| $A$ | $m^2$ | Querschnittsfläche |
| $A_{spalt}$ | $m^2$ | Ringfläche des Spalts |
| $b$ | $m$ | Schaufelkanalbreite im Meridianschnitt |
| $d_{sch}$ | $m$ | Schaufeldicke |
| $D$ | $m$ | Durchmesser |
| $D_n$ | $m$ | Nabendurchmesser |
| $D_s$ | $m$ | Saugmunddurchmesser |
| $H$ | $m$ | Förderhöhe bzw. Bauteilhöhe |
| $k$ | $-$ | Spaltstromfaktor |
| $l$ | $m$ | Länge |
| $m$ | $kg$ | Masse |
| $\dot{m}$ | $kg/s$ | Massenstrom |
| $Ma$ | $-$ | Machzahl |
| $n$ | $s^{-1}$ | Drehzahl |
| $p$ | $-$ | Minderleistungsfaktor bzw. Druck [Pa] |
| $P$ | $W$ | Leistung |
| $P_W$ | $W$ | Wellenleistung |
| $Q$ | $m^3/s$ | Volumenstrom ($\widehat{=}\dot{V}$) |
| $Q_{nutz}$ | $m^3/s$ | Nutzvolumenstrom |
| $Q_{rech}$ | $m^3/s$ | rechnerischer Volumenstrom |
| $Q_{spalt}$ | $m^3/s$ | Spaltvolumenstrom |
| $r$ | $m$ | Radius |
| $R$ | $J/(kg \cdot K)$ | spezifische Gaskonstante (für Luft $R = 287,1 J/(kg \cdot K)$ bzw. Radius [-] |
| $Re$ | $-$ | Reynoldszahl |

| **Symbole S-Z** | **Einheit** | **Bedeutung** |
|---|---|---|
| $s$ | $m$ | Spaltweite (Gl. 4.5) |
| $S$ | $m^3$ | statisches Moment 1. Ordnung |
| $T$ | $K$ | Temperatur |
| $u$ | $m/s$ | Umfangsschwindigkeit |
| $v$ | $m/s$ | Absolutgeschwindigkeit ($\widehat{=}$ c) |
| $v_m$ | $m/s$ | Meridiangeschwindigkeit |
| $V$ | $m^3$ | Volumen |
| $\dot{V}$ | $m^3/s$ | Volumenstrom ($\widehat{=}$ Q) |
| $w$ | $-$ | Relativgeschwindigleit |
| $W_m$ | $J/kg$ | Förderarbeit nach [12] |
| $Y$ | $m^2/s^2$ | spez. Stutzenarbeit |
| $Y_{sch}$ | $m^2/s^2$ | spez. Schaufelarbeit |
| $Y_{sch,\infty}$ | $m^2/s^2$ | spez. Schaufelarbeit bei $\infty$ vielen Schaufeln |
| $z$ | $-$ | Schaufelzahl |
| $Z_{hx}$ | $m^2/s^2$ | Reibungsverluste innerhalb des Laufrades |
| $Z_{st}$ | $m^2/s^2$ | Stoßverluste am Laufradeintritt |

| **Griechische Symbole** | **Einheit** | **Bedeutung** |
|---|---|---|
| $\alpha$ | $^\circ$ | Strömungswinkel |
| $\alpha$ | $-$ | Kontraktionsbeiwert (Gl. 4.5) |
| $\beta$ | $^\circ$ | Schaufelwinkel |
| $\delta$ | $-$ | Schnelllaufzahl |
| $\Delta p$ | $Pa$ | Druckerhöhung |
| $\eta_h$ | $-$ | hydraulischer Wirkungsgrad |
| $\kappa$ | $-$ | Isentropenexponent bzw. Erfahrungszahl ( Gl. 4.14) |
| $\lambda$ | $-$ | Leistungszahl ($\widehat{=}$ Leistungsziffer) bzw. Überschallbeiwert (Gl. 4.1) |
| $\lambda'_1$ | $^\circ$ | Winkel zw. Stromlinie und Schaufelkante |
| $\mu$ | $-$ | Durchflussbeiwert (Gl. 4.6) bzw. empirischer Faktor (Gl. 4.16) |
| $\Pi$ | $-$ | Druckverhältnis |
| $\rho$ | $kg/m^3$ | Dichte |
| $\varrho$ | $m$ | Krümmungsradien der Seitenwände (Gl. 4.16) |
| $\varphi$ | $-$ | Volumenzahl ($\widehat{=}$ Lieferzahl und $\widehat{=}$ Durchflusszahl) |
| $\psi$ | $-$ | Druckzahl |
| $\psi'$ | $-$ | Schaufelwinkelbeiwert (Gl. 4.15) |
| $\omega$ | $s^{-1}$ | Kreisfrequenz |

| Abkürzung | Bedeutung |
|---|---|
| 2D | zweidimensional |
| 3D | dreidimensional |
| Abb. | Abbildung |
| bzw. | beziehungsweise |
| Bd. | Band |
| BEP | Bestpunkt (Best Efficiency Point) |
| CAD | Computer Aided Design |
| CFD | Computational Fluid Dynamics |
| CFM | Cubic Feet per Minute |
| const. | konstant (engl. constant) |
| DP | Auslegungspunkt (engl. Design Point) |
| engl. | englisch |
| EU | Europäische Union |
| Eurostat | Statistisches Amt der Europäischen Union |
| Fa. | Firma |
| FDM | Fused Deposition Modeling |
| Gl. | Gleichung |
| i.A. | im Allgemeinen |
| in. WC | inch water column |
| Kap. | Kapitel |
| l. | links |
| m. | mittig |
| Mio. | Millionen |
| MINT | Mathematik, Informatik, Naturwissenschaften und Technik |
| Mrd. | Milliarden |
| NACA | National Advisory Committee for Aeronautics |
| PIV | Particle Image Velocimetry |
| Q3D | quasidreidimensional |
| r. | rechts |
| s. | siehe |
| spez. | spezifisch |
| SLS | Selektives Lasersintern |
| Tab. | Tabelle |
| TU | Technische Universität |
| u.a. | unter anderem |
| VDI | Verein Deutscher Ingenieure |
| Vgl. | Vergleich |
| zw. | zwischen |

| **Indizes** | **Bedeutung** |
|---|---|
| 0 | direkt vor der Saugkante |
| 1 | direkt nach der Saugkante |
| 2 | direkt vor der Druckkante |
| 3 | direkt nach der Druckkante |
| $a$ | aussen |
| $d$ | dynamisch |
| $el$ | elektrisch |
| $fa$ | frei ausblasend |
| $i$ | innen |
| $L$ | Luft |
| $m$ | Modell bzw. mittig |
| $max$ | maximal auftretender Wert |
| $opt$ | optimal |
| $spalt$ | Spalt |
| $st$ | statisch |
| $t$ | total |
| $u$ | in Umfangsrichtung |
| $x$ | Zustand des nicht stoßfreien Eintritts (nicht im Auslegungspunkt) |

# Inhaltsverzeichnis

**GeDANKEn** III

**Kurzfassung** V

**Abstract** VII

**Symbolverzeichnis** IX

**Inhaltsverzeichnis** XV

**1. Motivation** 1

**2. Diagonalventilatoren - Theoretische Grundlagen** 5
2.1. Bezeichnung Diagonalventilator . . . . . 7
2.1.1. Wortbedeutung . . . . . 8
2.2. Stand der Forschung . . . . . 9
2.3. Kennzahlen . . . . . 11
2.3.1. Cordier Diagramm . . . . . 12

**3. Versuchsaufbau** 17
3.1. Kammerprüfstände . . . . . 17
3.2. Messtechnik . . . . . 21

**4. Methodik der Schaufelauslegung** 23
4.1. Kenndaten und Annahmen . . . . . 23
4.1.1. Inkompressibilität . . . . . 24
4.1.2. Spaltstrom . . . . . 25
4.1.3. Hydraulischer Wirkungsgrad . . . . . 28
4.2. Festlegen der Saugkante . . . . . 31
4.3. Berechnung der Druckseite . . . . . 32
4.4. Bestimmung der Schaufelform . . . . . 33
4.4.1. Schaufelfertigung . . . . . 35

4.5. Ventilatorgewicht . . . . . 36

**5. Kennliniencharakteristik 41**
5.1. Diagonale Ventilatorkennlinie . . . . . 43
5.1.1. Wirkungsgrad (statisch und total) . . . . . 47
5.2. Leiteinrichtung . . . . . 52
5.3. Kennliniensattelpunkt . . . . . 53
5.4. Ähnlichkeitsgesetze . . . . . 56
5.4.1. Drehzahleinfluss . . . . . 57
5.4.2. Größeneinfluss . . . . . 59
5.5. Leistungsverhalten . . . . . 62

**6. Einfluss der Deckscheibenradien 67**
6.1. Deckscheibenablösung . . . . . 69
6.2. Konturvarianten R80, R130 und R180 . . . . . 69
6.2.1. Ergebnisse der Kennlinienmessungen . . . . . 72
6.3. Großausführung mit Deckscheibenradius R130 . . . . 75
6.3.1. Wirkungsgradaufwertung . . . . . 78

**7. Einfluss verschiedener Abströmwinkel 81**
7.1. Variation der Abströmwinkel . . . . . 84
7.2. Ergebnisse der Kennlinienmessungen . . . . . 86

**8. Anforderungen der Ökodesign- Richtlinie 89**

**9. Zusammenfassung und Ausblick 93**

**Anhang 97**

**Abbildungsverzeichnis 109**

**Tabellenverzeichnis 115**

**Literaturverzeichnis 117**

# 1. Motivation

Ventilatoren gehören zu den Fluidenergiemaschinen und sind Hauptbestandteil in lüftungstechnischen Systemen. Ihre Anwendungsmöglichkeiten sind vielfältig. Sie fördern Luft und andere Gase bzw. Dämpfe in Gebäuden, Industrie, Haushalt und Landwirtschaft zur Ent- und Belüftung, Klimatisierung, Kühlung, Umwälzung, Trocknung, Entstaubung und vieles mehr. Aufgrund der großen Bandbreite an Einsatzgebieten existieren zahlreiche Ventilatoren verschiedener Bauform, Größe und Leistung.
Nach Eurostat's Prodcom[1] produzierte Deutschland im Jahr 2012 eine Stückzahl von 40 Mio. Ventilatoren mit einem Gesamtproduktionswert von 1,5 Mrd. Euro (in den Güterkategorien Axial-, Radial- und andere Ventilatoren). Damit deckte Deutschland 66 % Prozent der europaweiten Ventilatorproduktion als stärkster Produzent der EU ab (Vgl. Anhang A.1 und A.2).
Als Ventilatoren werden gas- und insbesondere luftführende Strömungsmaschinen definiert, die mechanische Energie in Strömungsenergie in einem Druckverhältnis von $\Pi \leq 1,3$ umwandeln. Das entspricht einer maximalen Druckerhöhung von $\Delta p \approx 30000\ Pa$ bei einer atmosphärischen Zuströmung und einer mittleren Dichte der Luft von $\rho = 1,2\ kg/m^3$. Die maximale Förderarbeit von Ventilatoren beträgt nach DIN EN ISO 5801 [12] $W_m \leq 25000 J/kg$. Bei größeren Druckverhältnissen beginnt der Bereich der Verdichter und Kompressoren.
Strömungsmaschinen lassen sich anhand verschiedenster Parameter, u.a. nach der Strömungsrichtung, nach Bau- und Antriebsart, nach Art des Fluides (flüssig, gasförmig) oder nach der Energieumwandlung (Kraft- oder Arbeitsmaschine) klassifizieren. Werden Ventilatoren nach der Durchströmungsrichtung unterschieden, erfolgt die

[1] Prodcom (PRODuction COMmunautaire) ist ein Datenbanksystem zur Sammlung und Verbreitung von Statistiken über die Produktion von Gütern vom statistischen Amt der Europäischen Union (Eurostat). [http://ec.europa.eu/eurostat/de/data/database]

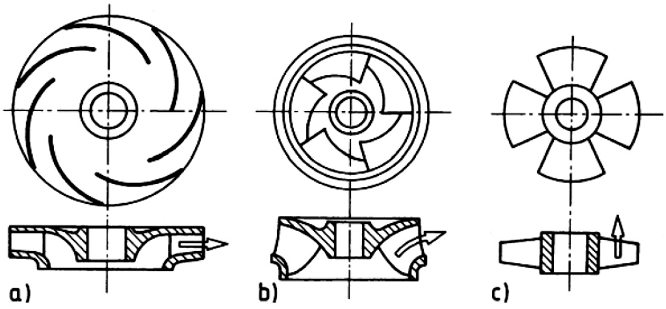



Abbildung 1.1.: Einteilung von Strömungsmaschinen nach der Durchströmungsrichtung a) radial b) diagonal und c) axial [30]

Einteilung, ähnlich wie bei Kreiselpumpen, in die Bauformen axial, halbaxial (diagonal) und radial (Abb. 1.1, a - c). Sind hohe Volumenströme $Q$ gefordert, werden Axialventilatoren (Abb. 1.1, c) eingesetzt, bei großen Druckerhöhungen eignen sich Radialventilatoren (Abb. 1.1, a).
Wenn hohe Volumenströme bei größeren Druckerhöhungen erforderlich sind, liegt der empfohlene Auslegungspunkt zwischen Axial- und Radialventilatoren, im Bereich der diagonalen Bauart (siehe Abb. 1.1, b). Mit Diagonalventilatoren können kleinere Bauformen als die axiale Ausführung mit verbesserter Geräuschemission realisiert werden [1].
Die dynamische Druckenergie der Austrittsgeschwindigkeit von Axialventilatoren kann durch Nachleiträder und/oder Diffusoren in statische Druckenergie umgewandelt werden. Bei Radialventilatoren dienen die verbauten Spiralgehäuse außerdem als Sammelorgan [38]. Ein Vorteil des diagonalen Laufrades ist die variable Verwendungsmöglichkeit, sowohl in Axial- als auch in Radialgehäusen.
Im Gegensatz zu den Kreiselpumpen, ist eine halbaxiale (diagonale) Bauform bei Ventilatoren bisher noch nicht verbreitet. Schon 1985 wurde von Winkler und Felsch [51] an Ventilatoren der halbaxialen (diagonalen) Bauart geforscht und erkannt, dass sie eine wirtschaftliche Alternative für bisherige Bauformen darstellen und größere Druckerhöhungen als axiale Ventilatoren bei vergleichsweise

großem Volumenstrom generieren.
In der Industrie werden Pumpenlaufräder der halbaxialer Bauart schon Jahrzehnte erfolgreich eingesetzt. Sie überdecken das Gebiet zwischen axialen und radialen Laufrädern und gehören zum Standardangebot der Pumpenhersteller [51].
In lufttechnischen Anlagen allerdings, wird diese überdeckende diagonale Bauart nur in geringem Umfang angeboten und ist bei den Ventilatorenherstellern am Markt kaum vertreten.
Auch heute und damit ca. 30 Jahre nach den Forschungsergebnissen von Winkler und Felsch [51], sind so gut wie keine Empfehlungen, für den Entwurf eines diagonalen Ventilatortyps mit i. A. räumlich gekrümmten Schaufeln, in der deutschen und internationalen Literatur auffindbar.
Die vorliegende Dissertation befasst sich mit dem diagonalen Auslegungsverfahren der Ventilatorbeschaufelung in Anlehnung an Pfleiderer [32], den Einflüssen des Deckscheibenradius $R$, sowie des Abströmwinkels $\chi$ in der diagonalen Meridiankontur. Es werden mögliche Einsatzgebiete von Diagonalventilatoren aufgezeigt, mit der Intention weiterführende grundlegende und anwendungsorientierte Forschungsarbeiten auf dem Gebiet der Diagonalventilatoren anzuregen.

# 2. Diagonalventilatoren - Theoretische Grundlagen

*„Innovation ist Rekombination“* [1]

Bei der Berechnung von Strömungsmaschinen wird das Ziel einer „optimalen“ Auslegung angestrebt. Was bedeutet es aber, eine Strömungsmaschine bzw. einen Ventilator, optimal auszulegen? Hauptsächlich muss vorher das Bewusstsein darüber herrschen, dass der Ventilator im eingebauten Zustand immer Teil eines Gesamtsystems ist. Hauptentwicklungsziele sind mit dem wachsendem Umweltbewusstsein, nach wie vor die Steigerung der Wirtschaftlichkeit und der Betriebssicherheit und damit auch die erhöhten Anforderungen an Konstruktion, Wirkungsgrade und reduzierte Geräuschentwicklung. Dabei ist es von größter Bedeutung, den Ventilator nicht nur als einzelne Strömungsmaschine, sondern als eine Komponente im gesamten Fluidsystem zu betrachten.
Wird mit Hilfe der existierenden strömungsmechanischen Berechnungsmethoden ein Ventilator ausgelegt und wird anschließend der vorgegebene Auslegungspunkt auch als Betriebspunkt mit bestmöglichem Wirkungsgrad (BEP) in der Kennlinie gemessen, ist die theoretische Auslegungsmethodik aus wissenschaftlicher Sicht als optimiert einzuschätzen, sofern es nicht ein zufälliges Ereignis war. Es gibt allerdings verschiedene Möglichkeiten, einen Ventilator hinsichtlich eines vorgegebenen Betriebspunktes ($\Delta p$, $Q$, $D$, $n$) auszulegen.
Weitere Parameter werden dann in die Entscheidung zur geeigneten Auslegungsmethodik mit einbezogen. Mögliche Anforderungen können eine niedrige Geräuschemission oder ein angestrebter Maximalwirkungsgrad $\eta_{max}$ sein. Ein weiteres Auslegungskriterium kann die

[1] Zitat von Timotheos Höttges, Vorstandsvorsitzender der deutschen Telekom, Vortragender auf dem 4. Nationalen MINT Gipfel am 02.06.2016 in Berlin

Verläufe der Kennlinien betreffen. Gibt es während des Ventilatorbetriebes Schwankungen in der Anlagenkennlinie, führt das zu einer Verschiebung des Betriebspunktes in Richtung Teil- oder Überlast. Weist dann der ausgelegte Ventilator eine steile charakteristische Kennlinie auf, wird die prozentuale Volumenstromabweichung vom Auslegungsvolumenstrom geringer sein, als bei einer flach verlaufenden Kennlinie. Zusätzlich könnte bei planmäßigen Anlagenschwankungen auch ein guter Wirkungsgrad über einen möglichst weiten Betriebsbereich gefordert sein, das entspräche einem flachen Wirkungsgradverlauf. Eine gleichmäßige Leistungsaufnahme, ebenfalls über einen größtmöglichen Betriebsbereich ist auch eine Anforderung, die sich insbesondere mit der Bauform der Diagonalventilatoren gut umsetzen lässt (Vgl. Kap. 5).
Die beispielhaft vorgestellten Anforderungen an die Auslegung einer Strömungsmaschine sind meistens nicht gleichzeitig erfüllbar und stehen sogar oft in Konflikt miteinander („Kein Vorteil ohne Nachteil“[2]). Die Auslegungskriterien sollten demnach vorab geeignet priorisiert werden, damit der Ventilator, der nach der theoretischen Auslegung entsteht, für die jeweils geforderte Anwendung optimiert ist [3].
Neben Dämpfen und anderen Gasen fördern Ventilatoren hauptsächlich Luft. Der Durchmesser unseres Planeten Erde beträgt durchschnittlich $D = 12740\ km$ und ist mit einer vergleichsweise dünnen Luftschicht umhüllt. Die 3 Hauptgase der Luft sind Stickstoff (78,08%), Sauerstoff (20,95%) und Argon (0,93%). Die Gesamtmasse der Lufthülle um die Erde beträgt $m_L = 5,13 \cdot 10^8\ kg$ und würde bei einer Luftdichte von $\rho_L = 1,29\ kg/m^3$ ein Raumvolumen von $V_L = 3.976\ Mio.\ km^3$ ausfüllen[3].
Es wird die Förderung der Luft bzw. des Gases in einem System mit einem bestimmten Massenstrom betrachtet. Ein Ventilator bewegt die Luftmassen durch das System, mit der Aufgabe, die bestehenden Verluste und Druckdifferenzen in der Anlage, zu überwinden. Daher ergibt sich der jeweilige Betriebspunkt des Ventilators mit einem bestimmten Volumenstrom $Q$ bei der erforderlichen Druckerhöhung $\Delta p$, je nach Anlagensituation. Verschiedenste Anlagenanforderungen werden von Axial- und Radialventilatoren am Markt abgedeckt. Radialventilatoren können häufig einstufig die Anforde-

[2] deutsches Sprichwort, zitiert von Paul Uwe Thamsen
[3] veröffentlichte Daten der gemeinnützigen Initiative PrimaKlima -weltweit- e.V.

rungen an die Druckerhöhung erfüllen, um den auftretenden Widerstand in der Anlage zu überwinden. Erforderlich dafür sind die verhältnismäßig großen Laufraddurchmesser und der umgelenkte radiale Austrittsmassenstrom. Axialventilatoren haben gleichgerichtete Ein- und Austrittsmassenströme, benötigen aber, bei erhöhten Anforderungen an Druckerhöhungen, oftmals zwei oder mehrere Laufradstufen, um den erforderlichen Druckaufbau, ähnlich dem von Radialventilatoren, gewährleisten zu können. Das erhöht sowohl die Kosten, als auch den benötigten Bauraum.
Eine naheliegende Schlussfolgerung ist die Nachfrage nach einer Ventilatorbauart, die axiale Strömungseigenschaften mit verhältnismäßig großen Druckerhöhungen generiert und somit die radiale und die axiale Maschine miteinander kombiniert, der Diagonalventilator. Es existieren gute und etablierte Auslegungsverfahren für axiale und radiale Ventilatoren. Inwieweit die radiale bzw. die axiale Auslegungsmethodik sich auf die Schaufelauslegung von Diagonalventilatoren anpassen lässt, wurde am Fachgebiet Fluidsystemdynamik untersucht [45], [47]. Wie die diagonalen Kennlinien durch eine Veränderung der Meridiankontur beeinflusst werden, ist Bestandteil der Untersuchungen in dieser Arbeit.

## 2.1. Bezeichnung Diagonalventilator

Die diagonale Ventilatorbauform, die in ihrer Durchströmungsrichtung zwischen dem radialen und dem axialen Ventilator einzustufen ist (Vgl. Abb. 1.1, b), saugt die Luft axial an und bläst sie schräg bzw. diagonal aus dem Laufrad aus. In der deutschsprachigen Literatur ist keine einheitliche Bezeichnung für die Bauart eines Ventilators, dessen Strömungsführung zwischen dem radialen und dem axialen Ventilator liegt, definiert. Am Häufigsten verwendet, werden die Begriffe Halbaxialventilator, Halbradialventilator und Diagonalventilator. Schnepf [38] bezeichnet die Bauform zwischen rein radialen und rein axialen Ventilatoren als Diagonalventilatoren. Er unterteilt diesen Typ weiterhin in Halbaxialventilatoren (vorwiegend axiale Aströmung, ohne Deckscheibe) und Halbradialventilatoren (vorwiegend radiale Ausströmung, mit Deckscheibe).
In der englischen Literatur hingegen erfolgt die Bezeichnung einheitlich mit „Mixed Flow Fans“ [3]. Wörtlich übersetzt ist das ein

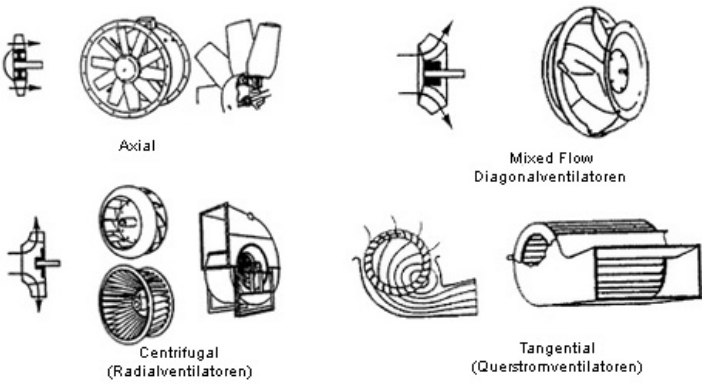



Abbildung 2.1.: Einteilung von Ventilatorenbauarten nach Cory [8], Axial (Axialventilatoren), Centrifugal (Radialventilatoren), Mixed Flow (Diagonalventilatoren), Tangential (Querstromventilatoren)

„Ventilator mit gemischter Strömung“. Als deutsches Synonym für die englische Bezeichnung wäre beispielsweise der Mischstromventilator denkbar. Das könnte allerdings zu der Annahme führen, dass es sich um einen Ventilator mit vermischten Förderströmen handelt, wie z.b. bei Multiphasenströmungen von Luft und Wasser. Außerdem hat der Begriff „Mischstromventilator“ sehr große Ähnlichkeit mit dem Querstromventilator, der eine eigenständige Ventilatorbauart ist, wie in Abbildung 2.1 nach Cory [8] darstellt.

### 2.1.1. Wortbedeutung

Nach dem Duden [14] wird „diagonal“ in erster Bedeutung mit „zwei nicht benachbarte Ecken eines Vielecks geradlinig verbindend (Geometrie)“ und in zweiter Bedeutung als „schräg, quer (verlaufend)“ angegeben. Die Herkunft des Wortes stammt aus dem Spätlateinischen „diagonals = durch die Winkel führend “ und dem Griechischen „diá = durch und gõnía = Ecke, Winkel“. Ventilator stammt aus dem Lateinischen und wird mit „ventilare = zufächeln, anfachen, anregen“ übersetzt[4].

[4]Online Wörterbuch [https://de.langenscheidt.com]

Nach der Wortbedeutung „durch die Winkel führend“, ließe sich der Diagonalventilator als übergeordnete Bauart klassifizieren und die Axial- und Radialventilatoren bilden die Grenzfälle. Wenn die möglichen Winkel der Abströmung $\chi$ zwischen $\chi = 0° \ldots 90°$ eingeteilt werden, wobei $\chi = 0°$, die gleichgerichtete rein axiale Abströmung ist und $\chi = 90°$, die rein radiale Abströmung, so ist der enorme Zwischenbereich der Abströmwinkel zwischen $\chi = 1° \ldots 89°$ als Diagonalventilatoren zu bezeichnen (Vgl. Kap.7).
Die Betriebseigenschaften und Kennliniencharakteristiken der Diagonalventilatoren sind bisher noch nicht grundlegend erforscht. Abhängig von der Ausführungsform (mit oder ohne Deckscheibe, Winkel $\chi$ der Abströmung) kann die Kennliniencharakteristik sowohl den axialen als auch den radialen Ventilatorkennlinien ähneln.
Für die in der vorliegenden Untersuchung verwendete Diagonalventilatorgeometrie mit Deckscheibe (s. Abb. 4.1) und einem Abströmwinkel $\chi = 68°$ ist die Bezeichnung Halbaxialventilator irreführend. Die Schaufelauslegung erfolgte zielführend, in Anlehnung an den Radialventilator (Vgl. Kap. 4). Die Kennliniencharakteristik entspricht eher der radialen, als der axialen Bauform(Vgl. Kap. 5).
In der vorliegenden Arbeit, wird die eindeutige Bezeichnung „Diagonalventilator“ verwendet. Eine weitere Unterteilung von Diagonalventilatoren in Halbaxial- und Halbradialventilatoren, wie bereits von Schnepf und Felsch [38] vorgeschlagen, ist optional.

## 2.2. Stand der Forschung

Halbaxiale Pumpenlaufräder werden schon seit Jahrzehnten erfolgreich produziert und decken den Bereich zwischen axialen und radialen Pumpenlaufrädern ab. Die Auslegungsverfahren für Pumpen sind wegen der geringen Dichteänderung auf Ventilatoren prinzipiell übertragbar. Die Lieferzahlen liegen bei den Halbaxialpumpen lediglich bei $\varphi \leq 0,25$, aufgrund der Kavitationsgefahr in Pumpenlaufrädern. Während die üblicherweise verwendeten Gießverfahren bei der Pumpenlaufradherstellung eine freie Formgestaltung ermöglichen, werden im Ventilatorenbau häufig einfache Blechverarbeitungsverfahren verwendet. Die komplexen Geometrien diagonaler Gitter konnten nicht, bzw. nur mit starken Einschränkungen, gefertigt werden [38], [51]. Diese Schwierigkeiten bei der Fertigung

könnten auch eine Begründung für die wenig verbreitete Bauform der Diagonalventilatoren sein.
In wenigen Publikationen wurden Strömungsuntersuchungen zu Diagonalventilatoren durchgeführt. In den Arbeiten von Schnepf und Felsch [39], [40] und Winkler und Felsch [51], [52], wurden Geometrieparameter systematisch verändert und die Auswirkungen auf die Laufradströmungsparameter untersucht.
Xia [55] beschreibt die Möglichkeit, zunächst die geometrischen Festlegungen des Laufrades zu treffen und anschließend die Strömung anhand eines zweidimensionalen (2D), quasidreidimensionalen (Q3D) oder voll dreidimensionalen (3D) Strömungsmodells zu berechnen. Ein quasidreidimensionales Verfahren geht auf Wu [54] zurück und modelliert die Strömung als Überlagerung zweier zweidimensionaler Stromflächen.
Xia [55] modelliert die Strömung in einem diagonalen Laufrad unter der Berücksichtigung des Spaltstromeinflusses auf die Einlaufströmung am Ventilatoreintritt. Bei der Untersuchung der Geometrieparameter von Diagonalventilatoren in den Arbeiten [1], [38], [39], [40] [52], [51] und [55] werden unterschiedlichste Laufrad-, Gehäuse- und Leitradparameter variiert und deren Auswirkungen untersucht.
Engelberg [17] definiert in seinen Betrachtungen einen Diagonalventilator, der sich im Meridianschnitt durch die drei Formparameter (Naben-, Durchmesser- und Querschnittsverhältnis) beschreiben lässt.
Mit diesen Formparametern entwirft Engelberg ein dreidimensionales Cordier- Diagramm [7], welches ein räumliches Optimalfeld besitzt. Die Abhandlungen zu den Geometrieparametern von Engelberg [17] wurden nicht experimentell, sondern theoretisch entwickelt. Wegen zu stark vereinfachter Modellvorstellungen, kann nach Xia dieses Konzept jedoch nur bedingt auf andere beliebige Meridiankonturen übertragen werden [55].
Felsch und Winkler [51] schlagen in ihrem Forschungsbericht einen iterativen Ablauf zur Diagonalventilatorauslegung vor, mit detaillierten Erläuterungen zur Bestimmung der Stromflächen im Meridianschnitt und der Schaufelgeometrie. Die Stromfunktion wird für reibungsfreie und drallfreie Zuströmung, mittels eines Differenzenverfahrens bestimmt und das Laufrad wird dabei vorerst als unbeschaufelter Diagonaldiffusor betrachtet.
Die Stromflächen berechnen sich durch Linien konstanter Werte der

Stromfunktion und werden iterativ durch das Verfahren von Hoffmeister [26] präzisiert. Zur Bestimmung der Schaufelgeometrie empfiehlt Felsch [51] das Verfahren von Dickmann [9]. Durch eine Beziehung zwischen dem stehenden Kreisgitter und dem Relativsystem des rotierenden Kreisgitters wird die Grundströmung auf das rotierende Kreisgitter übertragen. Nach Felsch ist das Verfahren mit geeigneter konformer Abbildung auch auf diagonale Gitter übertragbar [51]. Anschütz [1] berücksichtigte daraufhin in der Dickmann-Transformation [9] eine Krümmungsänderung der Grundströmung im rotierenden System und erhielt nach dem modifizierten Verfahren eine leichte Wirkungsgradsteigerung. Anschütz [1] führte außerdem Untersuchungen zur Laufradnabe durch. Er hat keine Wirkungsgradsteigerung bei einer gekrümmten Laufradnabe gegenüber einer kegelförmigen Nabe ermitteln können.

## 2.3. Kennzahlen

Im Strömungsmaschinenbau lassen sich durch Kennzahlen die Hauptabmessungen (z.B. Laufraddurchmesser oder erforderliche Drehzahl) oder auch die Bauart (axial, diagonal, radial) abschätzen [6]. In Tabelle 2.1 sind einige wichtige dimensionslose Kennzahlen und ihre Berechnung dargestellt. Dabei werden die Volumenzahl $\varphi$, die Druckzahl $\psi$ und die Leistungszahl $\lambda$ zur dimensionslosen Beschreibung des Entwurfs- oder Betriebspunktes verwendet. Die Schnelllaufzahl $\sigma$ und die Durchmesserzahl $\delta$ charakterisieren die Laufradbauart. Der Volumenstrom wird in der Fachliteratur oftmals mit $Q$, sowie mit $\dot{V}$ dargestellt und berechnet sich unter der Annahme einer inkompressiblen Strömung ($\rho = const.$) mit Gleichung (2.1).

$$Q = \dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho} \tag{2.1}$$

$$\Delta p = Y \cdot \rho \tag{2.2}$$

Oftmals wird anstelle der dimensionslosen Schnellaufzahl $\sigma$ auch die gleichwertige (nicht dimensionslose) spezifische Drehzahl $n_q$ $[min^{-1}]$ verwendet, die sich nach Gleichung (2.3) aus der Schnelllaufzahl umrechnen lässt.

$$n_q = 157,8 \cdot \sigma \tag{2.3}$$

Tabelle 2.1.: Dimensionslose Kennzahlen nach [6]

| **Kennzahl** | **Symbol** | **Formel** |
|---|---|---|
| Volumenzahl | $\varphi$ | $\varphi = \frac{\dot{V}}{\frac{\pi}{4}^2 D^3 n}$ |
| Druckzahl (total) | $\psi_t$ | $\psi_t = \frac{Y_t}{\frac{\pi}{2}^2 D^2 n^2} = \frac{\Delta p_t}{\frac{\pi}{2}^2 \rho D^2 n^2}$ |
| Leistungszahl | $\lambda$ | $\lambda = \frac{P_W}{\frac{\pi}{8}^4 \rho D^5 n^3}$ |
| Schnelllaufzahl | $\sigma$ | $\sigma = \frac{n}{(2\pi^2)^{-\frac{1}{4}} \cdot Y_t^{\frac{3}{4}} \cdot \dot{V}^{\frac{1}{2}}}$ |
| Durchmesserzahl | $\delta$ | $\delta = \frac{D}{\left(\frac{8}{\pi^2}\right)^{\frac{1}{4}} \cdot Y_t^{-\frac{1}{4}} \cdot \dot{V}^{\frac{1}{2}}}$ |

### 2.3.1. Cordier Diagramm

Beim doppellogarithmischen Auftragen der dimensionslosen Schnelllaufzahl $\sigma_{opt}$ und der Durchmesserzahl $\delta_{opt}$ von gängigen, einflutigen und einstufigen Strömungsmaschinen in ihrem Bestpunkt (Betriebspunkt mit bestem Wirkungsgrad $\eta_{opt}$), entsteht nur ein gering streuender Bereich $\sigma_{opt} = f(\delta_{opt})$. Dieser empirische Zusammenhang wird als Cordier Diagramm[5] bezeichnet.
Das Cordier Diagramm wurde seit der erstmaligen Veröffentlichung im Jahr 1953 kontinuierlich erweitert und angepasst [53]. Es sind mittlerweile verschiedenste Darstellungen und Erweiterungen des Diagrammes in der Fachliteratur verbreitet. Eck [16] ergänzte es zwischen 1957/60 durch die Eintragung verschiedener Bautypen und fügte Werte des maximalen Wirkungsgrades und der Umfangsgeschwindigkeiten in das Cordier Diagramm ein (s. Abb. 2.3). Marcinowski [29] schlug 1959 vor, die Cordier- Kurve durch einen schmalen Hyperbelstreifen zu ersetzen, um die Streuung der Punkte besser zu erfassen und erstellte das Diagramm für optimierte Axialventilatoren.

[5] erstmals am 10. Oktober 1953 von Dr.-Ing. Otto Cordier im Magazin Brennstoff-Wärme-Kraft veröffentlicht [7]

Tabelle 2.2.: dimensionslose Kennzahlen des untersuchten Diagonalventilators

| **Bezeichnung** | **Symbol** | **Wert** | **Einheit** |
|---|---|---|---|
| Schnelllaufzahl | $\sigma$ | 0,8 | [-] |
| Durchmesserzahl | $\delta$ | 2,3 | [-] |
| spezifische Drehzahl | $n_q$ | 129,5 | [-] |

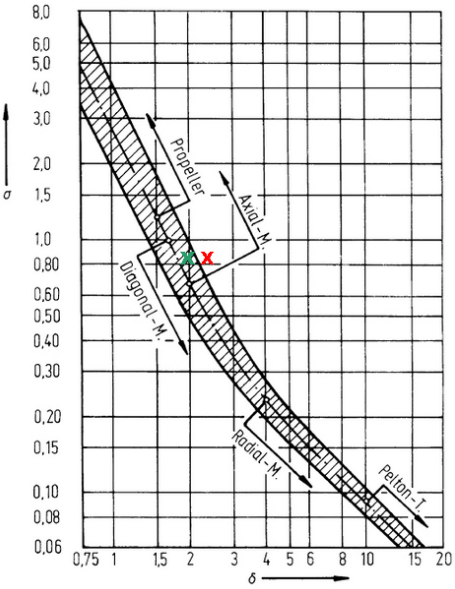



Abbildung 2.2.: Cordierdiagramm für die Zuordnung von Durchmesserzahl $\delta$, Schnelllaufzahl $\sigma$ und der Laufradform nach [42]

Pfleiderer [32] entwickelte 1961 eine Abbildung des Cordier Diagramms mit dem Verlauf des maximal erreichbaren Wirkungsgrades. Grabow erweiterte 1993 [20] und 1996 [21] das Diagramm mit den Werten für Seitenkanalmaschinen. Harmsen stellte 1994 (1. Auflage von Bommes [5]) die Optimalwerte von Kleinventilatoren als eine

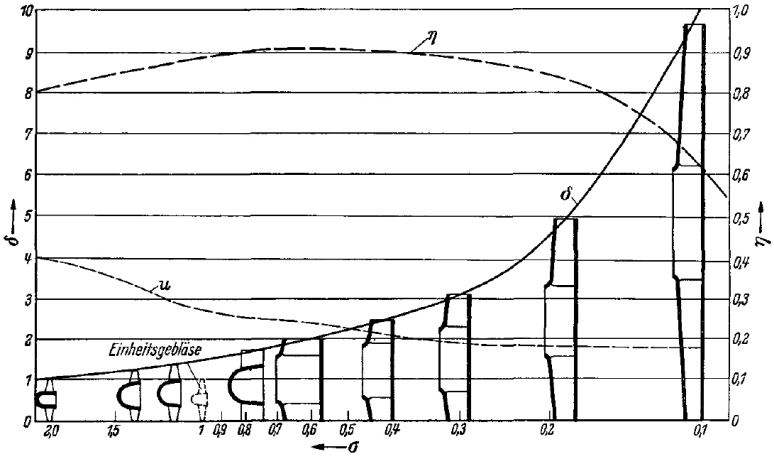



Abbildung 2.3.: Erreichbarer Maximalwirkungsgrad ($\eta_{max}$), Durchmesserzahl $\delta$ und Umfangsgeschwindigkeit $u$ für Ventilatoren verschiedener Schnelllaufzahlen $\sigma$ nach [16] und [32]

angenäherte Gerade dar. In Abbildung 2.2 ist das Cordier Band nach Sigloch [42] dargestellt. Der Bereich der besten Wirkungsgrade ist anhand der Schnelllaufzahl $\sigma$ und der Durchmesserzahl $\delta$ aufgetragen und die zugehörigen Radformen sind gekennzeichnet.
Die Werte des geforderten Auslegungspunktes des untersuchten Diagonalventilators sind in Tabelle 2.2 dargestellt. Das rote Kreuz in Abbildung 2.2 markiert den Auslegungspunkt, der sich im Bereich zwischen den Axial- und Radialmaschinen befindet. Der Auslegungspunkt war in dieser Untersuchung eine festgelegte Vorgabe und befindet sich leicht außerhalb des Cordier Bandes.
Bei einer Auslegung, die den bestmöglichen Wirkungsgrad erzielen soll, ist es empfehlenswert, den Auslegungspunkt innerhalb des Cordier Bandes zu legen. Bei einer konstanter Drehzahl $n$ und einer gleichbleibenden Forderung für den Volumenstrom $Q$ und die Druckerhöhung $\Delta p$, bleibt die Schnelllaufzahl $\sigma = 0.8$ (s. Berechnung in Tab. 2.1) unverändert. Eine Verringerung des Aussendurchmessers von $D_{2a} = 0,682\ m$ auf $D_{2a} = 0,600\ m$ würde eine angepasste

Durchmesserzahl von $\delta = 2.3$ auf $\delta = 2.0$ bewirken. Der Auslegungspunkt befände sich dann innerhalb des Cordier Bandes, dargestellt in Abb. 2.2 als grünes Kreuz.
Weitere Möglichkeiten zur Verschiebung des Auslegungspunktes in das Cordier Band mit der zugehörigen Durchmesser- und Schnelllaufzahl, sind die Anpassung der Drehzahl $n$ zum Erreichen einer Schnelllaufzahl von beispielsweise $\sigma = 0.5$ oder die Anpassung der geforderten Druckerhöhung $\Delta p$ bzw. des Volumenstromes $Q$ für den gewählten Auslegungspunkt des Ventilators.
Nach Abbildung 2.3 ist der Verlauf der maximal erreichbaren Wirkungsgrade $\eta_{max}$ in Abhängigkeit von der Schnelllaufzahl $\sigma$ aufgetragen. Nach Pfleiderer [32] sind die Spalt- und Reibungsverluste bei vollbeaufschlagten axialen Strömungsmaschinen klein. Die dominierenden Verluste sind die Schaufelverluste, die bei Axialrädern mit anwachsender spezifischer Drehzahl $n_q$ (bzw. Schnelllaufzahl $\sigma$ in Abb. 2.3) ansteigen. Unterhalb einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 10$ verschlechtert sich der Wirkungsgrad enorm und eine Mehrstufenanordnung ist vorzusehen [32]. Nach Abbildung 2.3 sind die höchsten Wirkungsgrade im Bereich der Schnelllaufzahlen von $\sigma = 0,4 \ldots 0,8$ zu erwarten.

# 3. Versuchsaufbau

Zur Leistungsermittlung von Ventilatoren wurden am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der TU Berlin zwei nach EN ISO 5801 [12] genormte Kammerprüfstände aufgebaut. Es gibt verschiedene Anschlussmöglichkeiten von Ventilatoren im Prüfstand, die nach [12] in die Kategorien A-D unterteilt werden. Beide Prüfstände entsprechen der Einbauart A, einem Einbau des Prüfventilators mit freier Ansaugung und freier Ausblasung. Die jeweiligen Abmaße der beiden saugseitigen Messkammern begrenzen den maximalen Durchmesser des zu prüfenden Ventilators. Der Kammerprüfstand mit kleinerer Baugröße ist für Ventilatoren bis zu einem Aussendurchmesser von $D_a = 150\,mm$ konzipiert und für Prüfdrehzahlen bis zu $n = 14000\,min^{-1}$ ausgelegt. Der große Kammerprüfstand kann Laufräder bis zu $D_a = 800\,mm$ aufnehmen, bei maximalen Drehzahlen bis zu $n = 4000\,min^{-1}$.

## 3.1. Kammerprüfstände

**Prüfstand A - Großventilatoren** Der große Kammerprüfstand A ist in Abbildung 3.1 dargestellt. Der Prüfventilator (Abb. 3.1, 1) wird von einem Pendelmotor (Abb. 3.1, 6) angetrieben. Die Drehmomentmessung erfolgt über einen Kraftsensor (Vgl. Wägezelle in Tab. 3.1), der über einen Hebelarm mit dem Pendelmotor verbunden ist. Die Messung bei verschiedenen Drehzahlen und das Wechseln der Drehrichtung wird durch einen Strom- und Frequenzumrichter (Abb. 3.1, 11) realisiert.
Die am Prüfstand gemessenen Ventilatorkennlinien zeigen das Verhältnis von Ventilatordruck zu Volumenstrom auf. Diese Kennlinien werden durch eine drallbehaftete saugseitige Strömung und ein gestörtes Geschwindigkeitsprofil beeinflusst. Für eine möglichst gleichmäßige Zuströmung sind saugseitig in der Messkammer (Abb. 3.1, 2) eine Lochblechplatte und zwei Siebeinbauten mit Runddrahtgittern

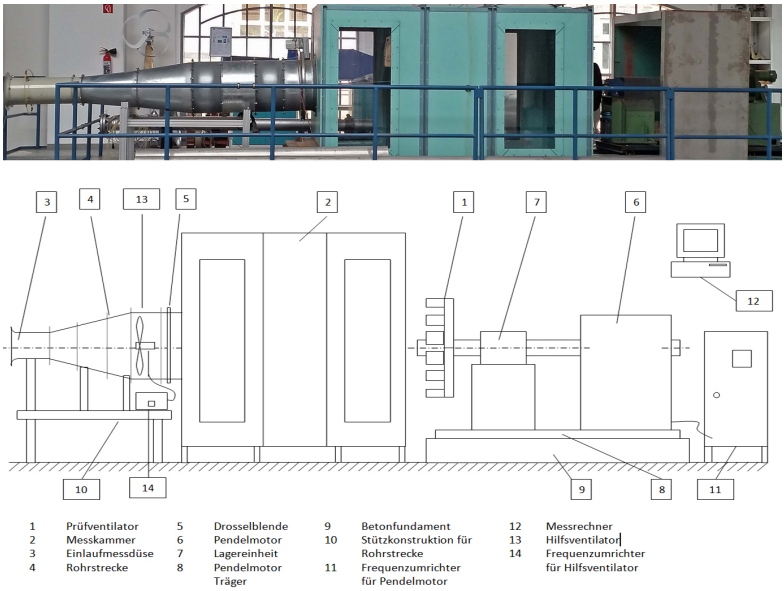



Abbildung 3.1.: Prüfstand A: großer saugseitiger Kammerprüfstand A nach DIN EN 5801 [12] am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der TU Berlin

verbaut. In der Rohrstrecke (Abb. 3.1, 4) sind zwei Zellengleichrichter vor und nach dem Hilfsventilator (Abb. 3.1, 13) installiert. In der Einlaufmessdüse (Abb. 3.1, 3) wird durch eine Differenzdruckmessung der Volumenstrom bestimmt. Die angeschlossene Rohrstrecke ist modular aufgebaut, sodass Einlaufmessdüsen mit Durchmessern von 150 mm, 225 mm, 315 mm und 450 mm integriert werden können. Damit sind Volumenstrombereiche von $Q = 0.2 \ldots 6.5\ m^3/s$ am großen Kammerprüfstand messbar.
Die Drosselung bzw. Regelung des Volumenstroms erfolgt über eine Irisblende (Abb. 3.1, 5). Je nach Stellposition dieser Drosselvorrichtung wird der Widerstand im Prüfstand und somit die Anlagenkennlinie variiert. Der Luftvolumenstrom des Ventilators lässt sich somit schrittweise bis zum vollständigen Absperren der Luftströmung regulieren. In die Rohrstrecke ist zusätzlich ein Hilfsventila-

tor (Abb. 3.1, 13) integriert. Die Drehzahl des Hilfsventilators ist mit einem Frequenzumrichter (Abb.3.1, 14) regelbar. Dadurch werden die auftretenden Anlagendruckverluste des Prüfstands, sowie die dynamischen Druckverluste am Ventilatoraustritt, aufgrund des freien Ausblasens (Einbauart A nach [12]), kompensiert. Dadurch wird die Messung der Betriebspunkte bis zum maximalen Volumenstrom bei $\Delta p = 0$ erreicht. Der detaillierte Prüfstandaufbau, sowie die Kenndatenblätter der verwendeten Messtechnik (siehe Tab. 3.1) sind im Logbuch zum großen Kammerprüfstand [23] dokumentiert.

**Prüfstand B - Kleinventilatoren** Der kleine Kammerprüfstand ist in Abbildung 3.2 dargestellt. Der Aufbau entspricht ebenfalls Einbauart A nach [12], ein saugseitiger Kammerprüfstand mit freier Ansaugung und freier Ausblasung. Die drei Hauptkomponenten des Prüfstandes lassen sich in die vorgeschaltete Rohrstrecke (Abb. 3.2, 1-3), die Messkammer (Abb. 3.2, 4-7) und die Antriebseinheit mit Prüfventilator (Abb. 3.2, 8-10) gliedern.
Der statische Druckverlauf im Prüfstand ist in Abbildung 3.2 schematisch dargestellt. In einem saugseitigen Kammerprüfstand ist in der Rohrstrecke und in der Messkammer ein geringerer Druck (Unterdruck) in Bezug zum Umgebungsdruck $p_a$ vorhanden. Zur Volumenstromregelung ist eine Drosselklappe (Abb. 3.2, 3) in der Rohrstrecke verbaut. Je nach Stellung der Drosselklappe wird der Druckverlauf im Prüfstand verändert und der Betriebspunkt des Prüfventilators verschoben. Die bei voll geöffneter Drosselklappe existierenden Druckverluste im Prüfstand werden durch den verbauten Hilfsventilator (Abb. 3.2, 2) kompensiert und ermöglichen das Messen der gesamten Ventilatorkennlinie.
Der Volumenstrom wird am kleinen Kammerprüfstand mit Hilfe einer Einlaufmessblende (Abb. 3.2, 1) ermittelt. Die Berechnung des Volumenstromes erfolgt durch die Differenzdruckmessung an der Einlaufmessblende gemäß DIN EN ISO 5167 [11]. Die Temperatur und die Luftfeuchte wird während der Kennlinienmessung mit einem Raum-Klima-Sensor (Vgl. Tab. 3.1) bestimmt und daraus die Dichte der Luft errechnet.
Die Leistungsaufnahme wird am Prüfstand B über eine Drehmomentmesswelle (Abb.3.2, 9) ermittelt. Die Drehmomentmesswelle nimmt das Drehmoment und die Drehzahl an der Antriebswelle des Prüfventilators (Abb.3.2, 7) auf. Die ausführliche Beschreibung des

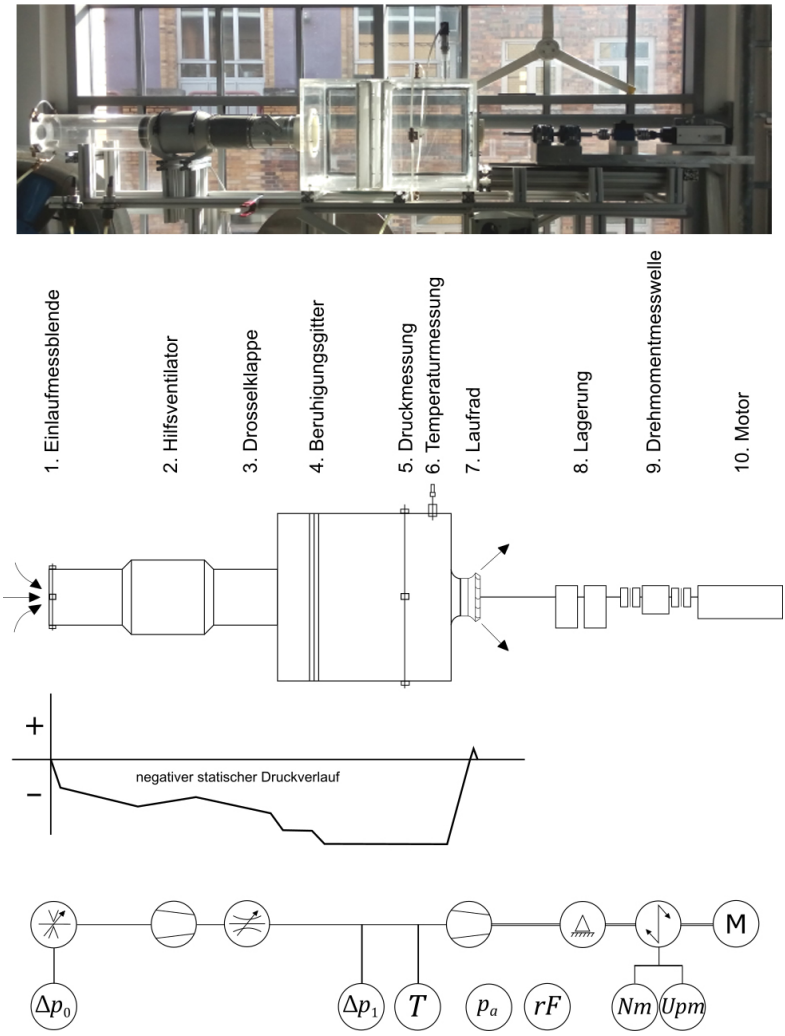



Abbildung 3.2.: kleiner Kammerprüfstand B nach DIN EN ISO 5801

Prüfstandaufbaus, die zugehörigen Kenndatenblätter, sowie die Ansteuerung und Bedienung sind in der Anleitung zum kleinen Kammerprüfstand [36] beschrieben.

## 3.2. Messtechnik

Tabelle 3.1.: Messtechnik

| Prüfstand | Messgröße | Hersteller | Typ | Messbereich | Messgenauigkeit |
|---|---|---|---|---|---|
| A, B | $p_a$ | Keller AG | Drucktransmitter Serie X33 | $0,8...1,2bar$ | $< 0,1\%$ des Messendwerts |
| A, B | $\Delta p_0$ | Keller AG | Drucktransmitter Serie PR-41x | $0... - 30mbar$ | $< 0,2\%$ des Messendwerts |
| A, B | $\Delta p_1$ | Keller AG | Drucktransmitter Serie PR-41x | $0... - 30mbar$ | $< 0,2\%$ des Messendwerts |
| B | $Nm$ & $Upm$ | Lorentz | Drehmomentmesswelle DR-3000 | $\pm 2Nm$ | $< 0,1\%$ des Messendwerts |
| A, B | $rF$ | Müller Industrie Elektronik GmbH | Raum-Klima-Sensor | 0...100% | $\pm 2\%$ |
| A, B | $T$ | Müller Industrie Elektronik GmbH | MKTS | $0°C...100°C$ | $\pm(0,3 + 0,005\|T\|)$ |
| A | $n$ | Fritz Kübler GmbH | Heavy Duty A02H | $0...6000min^{-1}$ | $< \pm 0,5\%$ |
| A | $F$ | Flintec Sensor Solution | Wägezelle ULB-100kg-C3 | $0...100kg$ | $< 0,02\%$ |

Die verwendete Messtechnik ist mit den zugehörigen Messgenauigkeiten in Tabelle 3.1 aufgelistet. Der atmosphärische Druck $p_a$ wird durch einen Drucktransmitter bestimmt, der in mittlerer Höhenlage zwischen Ventilatoreintritt und -austritt positioniert ist.
Der Differenzdruck der Einlaufmessdüse (Prüfstand A), der Einlaufmessblende (Prüfstand B) und der Messkammer wird in Relation zum Umgebungsdruck $p_a$ ermittelt. Für die Differenzdruckmessungen $\Delta p_0$ zur Bestimmung des Volumenstroms und der Druckerhöhung $\Delta p_1$, wird ein Drucktransmitter (Vgl. Tab. 3.1) verwendet, der mit vier Druckmessbohrungen an der Wand der Messkammer bzw. in der Einlaufmessdüse/ -blende verbunden ist. Die vier Druckentnahmestellen sind in gleichmäßigem Abstand über den Umfang der Rohrleitung verteilt bzw. befinden sich jeweils mittig der vier Seiten der rechteckigen Messkammer.
Die Drehzahlmessung $n$ erfolgt am großen Kammerprüfstand B über einen Inkrementalgeber an der Antriebswelle. Die Leistung wird im großen Kammerprüfstand A über das vom Pendelmotor erzeugte

Drehmoment über eine Wägezelle (Vgl. Tab. 3.1) gemessen und berechnet. Am kleinen Kammerprüfstand B ist eine Drehmomentmesswelle zur Bestimmung der Drehzahl und des Drehmoments verbaut.

# 4. Methodik der Schaufelauslegung

In vorhergehenden experimentellen Untersuchungen am Fachgebiet Fluidsystemdynamik wurde in [45] und [47] der Einfluss verschiedener Schaufelgeometrien auf das Betriebsverhalten eines Diagonalventilators analysiert. Es wurde ein axiales Schaufelauslegungsverfahren in Anlehnung an Eck [16] und Carolus [6] mit einer profilierten Schaufel (NACA - 65) auf die diagonale Kontur angepasst, sowie ein halbaxiales Schaufelauslegungsverfahren nach Engelberg [17] durchgeführt.
Die adaptierte radiale Schaufelauslegung nach dem Minderleistungsverfahren von Pfleiderer [32] zeigte die beste Übereinstimmung des theoretischen Auslegungspunktes mit den Kennlinienmessungen [45], [47]. Die allgemeine Methodik der Schaufelauslegung nach Pfleiderer ist in zahlreicher Fachliteratur detailliert erläutert [5], [30], [32], [42]. Der durchgeführte Schaufelauslegungsprozess und die getroffenen Annahmen und Anpassungen an die diagonale Kontur sind im Folgenden erläutert und werden zusammenfassend im Flussdiagramm (Abb. 4.10)schematisch dargestellt.

## 4.1. Kenndaten und Annahmen

Der geforderte Betriebspunkt für den Ventilator wurde mit einem Volumenstrom von $Q = 2\ m^3/s$ bei einer Druckerhöhung von bei $\Delta p = 500\ Pa$ festgelegt.
Der Ventilators sollte zur Entwärmung von Großmotoren eingesetzt werden, ist direkt auf der Motorwelle installiert und wird bei einer Motordrehzahl von $n = 1500\ min^{-1}$ betrieben. Für die Schaufelauslegung war sowohl die Drehzahl $n$ als auch die geometrischen Abmaße, aufgrund des begrenzten Bauraums innerhalb des Motorgehäuses, festgelegt.

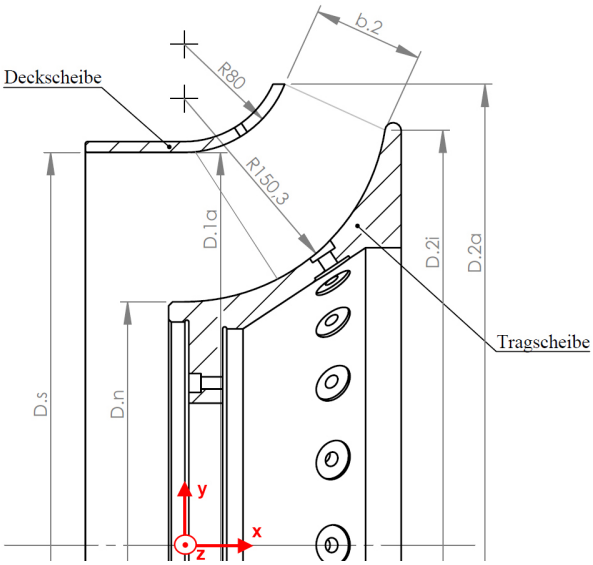



Abbildung 4.1.: Schnittansicht der Trag- und Deckscheibe des untersuchten Diagonalventilators

In Abbildung 4.1 ist der Diagonalventilator als Schnittansicht dargestellt. Die Trag- und Deckscheibe sind jeweils als Kreisbogen ausgeführt. Die zugehörigen Bemaßungen der Durchmesser $D_{1a}$, $D_{2a}$, $D_n$ und $D_s$ und der Austrittsbreite $b_2$ sind in Tabelle 4.1 aufgelistet.

### 4.1.1. Inkompressibilität

Bei ausreichend geringen Strömungsgeschwindigkeiten und Druckverhältnissen kann das geförderte gasförmige Fluid als inkompressibel betrachtet werden. Unterhalb einer Machzahl $Ma \leq 0,3$ [42] kann die Luftströmung mit geringer Dichteänderung berechnet werden. Bei einer verzögerten Luftströmung führt das lokale Überschreiten der Schallgeschwindigkeit zum Verdichtungsstoß, der einen Wirkungsgradabfall bedingt. Überschallströmungen kommen zuerst in der Relativströmung des Laufradeintritts vor [32]. Die höchste Relativgeschwindigkeit tritt am äußeren Stromfaden (p) an der Saugkante auf und wird nach Gleichung (4.1) berechnet.

Tabelle 4.1.: Auslegungskenndaten und Ventilatorgeometrie

| **Bezeichnung** | **Symbol** | **Wert** | **Einheit** |
|---|---|---|---|
| Drehzahl | $n$ | 1500 | $\mathrm{min}^{-1}$ |
| Druckerhöhung | $\Delta p$ | 500 | Pa |
| Volumenstrom | $Q$ | 2 | $\mathrm{m}^3/s$ |
| Schnelllaufzahl | $\sigma$ | 0,8 | [-] |
| Durchmesserzahl | $\delta$ | 2,3 | [-] |
| spezifische Drehzahl | $n_q$ | 129,5 | [-] |
| Druckzahl | $\psi$ | 0,28 | [-] |
| Durchflusszahl | $\varphi$ | 0,10 | [-] |
| Eintrittsdurchmesser aussen | $D_{1a}$ | 0,581 | m |
| Austrittsdurchmesser aussen | $D_{2a}$ | 0,682 | m |
| Nabendurchmesser | $D_n$ | 0,360 | m |
| Saugmunddurchmesser | $D_s$ | 0,619 | m |
| Austrittsbreite | $b_2$ | 0,081 | m |

$$w_{max}^2 = (1 + \lambda) \cdot w_{0a}^2 \tag{4.1}$$

$$a = \sqrt{\kappa \cdot R \cdot T} \tag{4.2}$$

$$Ma = \frac{w_{max}}{a} \tag{4.3}$$

Der Überschallbeiwert $\lambda$ (Gl. 4.1) liegt nach Pfleiderer [32] zwischen $0,2 \ldots 0,3$ und wird mit $\lambda = 0,25$ festgesetzt. Bezogen auf die Schallgeschwindigkeit mit $a = 343\ m/s$ wurde eine Machzahl von $Ma = 0,16$ berechnet. Die Schallgrenze ($Ma = 1$) ist somit weit unterschritten und die schwach kompressible Berechnung der Schaufel ist möglich.

### 4.1.2. Spaltstrom

Die Einbausituation des Diagonalventilators am Prüfstand A (Abb. 3.1) zeigt, dass die Verbindung des Ventilators mit der Messkammer über eine Einlaufdüse (Abb. 4.2) erfolgt. Durch den vorhan-

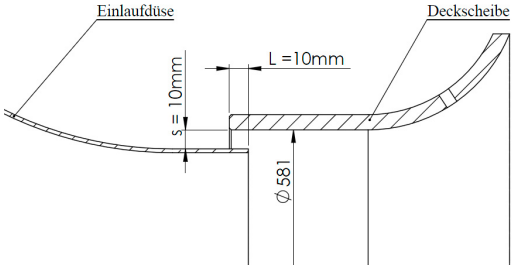



Abbildung 4.2.: Überlappung $L$ am Kammerprüfstand zwischen Ventilatordeckscheibe und Einlaufdüse zur Messkammer

denen Spalt zwischen rotierendem Laufrad und fester Einlaufdüse zur Messkammer, gelangt ein zusätzlicher Volumenstrom $Q_{spalt}$ ins Laufrad, der in der Schaufelauslegung rechnerisch berücksichtigt werden muss.

$$Q_{rech} = Q_{nutz} + Q_{spalt} = k \cdot Q_{nutz}, k > 1 \tag{4.4}$$

Die Überlappung der Deckscheibe des Ventilators und der Einlaufdüse der Messkammer definieren die Spaltlänge mit $L = 10\ mm$ (Abb. 4.2). Die Auswirkung auf den Spaltvolumenstrom $Q_{spalt}$ in Abhängigkeit der Spaltlänge $L$ wurde von Tunsi [47] untersucht. Es konnte kein messbarer Unterschied des Spaltvolumenstromes, mit einer Spaltlänge von $L = 30\ mm$, ermittelt werden. Zur rechnerischen Bestimmung des Spaltvolumenstromanteils existieren verschiedene analytische Ansätze. Die Gleichungen (4.5) nach Eck [16], (4.6) nach Pfleiderer [32] und Gleichung (4.7) nach Winkler [52], geben verschiedene Berechnungsvorschläge zur Spaltvolumenstrombestimmung an.
Die vernachlässigbare Spaltlänge $L$, bei der Berechnung des Spaltvolumenstroms, ist auch in den Formeln (4.5), (4.6) und (4.7) ersichtlich. Die Spaltlänge $L$ wird in diesen Berechnungsansätzen nicht als Parameter aufgeführt.

$$\frac{Q_{spalt}}{Q} = \frac{4sD_1\alpha}{\varphi D_2^2}\sqrt{0,8\psi - \frac{1}{4}\left[1-\left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2\right] + \varphi^2\left(\frac{D_2}{D_1}\right)^4} \quad (4.5)$$

$$Q_{spalt} = \mu \cdot A_{spalt} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}} \quad (4.6)$$

$$\frac{Q_{spalt}}{Q_{nutz}} = \frac{4s}{D_s}\sqrt{\frac{\psi_{fa}}{\varphi^2}\cdot\left(\frac{D_s}{D_{2a}}\right)^4 + \frac{1}{\left(1-\frac{2s}{D_s}\right)^4}} \quad (4.7)$$

Für die Berechnungen nach Eck (Gl. 4.5) und Pfleiderer (Gl. 4.6), sind die Werte für den Beiwert $\alpha$ und den Durchflussbeiwert $\mu$ erforderlich.
Bei einem zylindrischen Ringspalt, wie er bei diesem Diagonalventilator vorliegt, kann der Durchflussbeiwert $\mu$, der die Spaltwiderstände einbezieht, gleich dem Kontraktionsbeiwert $\alpha$ gesetzt werden. Dieser berücksichtigt die Kontraktion des Fluidstrahls, die Reibung und die Energiezufuhr durch die Wellenrotation [32].
Untersuchungen zu axial durchströmten Ringspalten wurden von Weber [49] durchgeführt. In Abbildung 4.3 ist die Abhängigkeit des Beiwertes $\alpha$ von der Wellenrotation dargestellt. Die maximal aufgetragenen Reynoldszahlen, berechnet mit der Umfangsgeschwindigkeit u am Spalt betragen $Re_U = 15000$ (Abb. 4.3). Die Berechnung der Reynoldszahl in Umfangsrichtung ergibt bei dem untersuchten Diagonalventilator $Re_U = 58000$.
Der Beiwert $\alpha$ lässt sich somit nicht nach Abbildung 4.3 bestimmen. Winkler und Felsch [52] haben die volumetrischen Verluste am Spalt über die Spaltgeschwindigkeit und die statische Druckdifferenz nach Bernoulli abgeschätzt und in die Beziehung nach Gleichung (4.7) gebracht.
Anschütz [1] hat in seinen Untersuchungen an Diagonalventilatoren eine gute Übereinstimmung der gemessenen Spaltvolumenströme und der Abschätzung nach Formel (4.7) bestätigt. Für das Spaltvolumenstromverhältnis am Diagonalventilator errechnet sich nach Gleichung (4.7) ein Wert von $18,12$ %. Die Spaltgeschwindigkeiten am Diagonalventilator wurden zur Validierung des berechneten

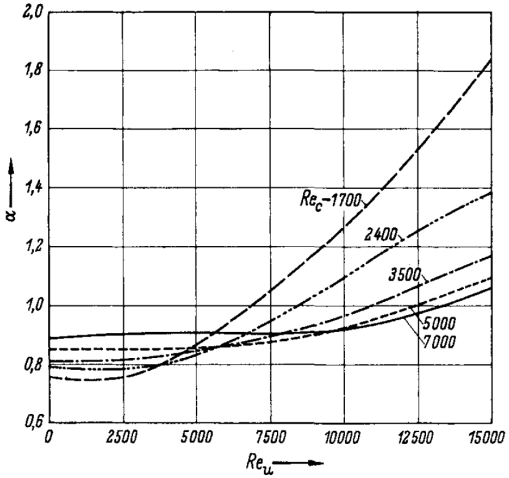



Abbildung 4.3.: Beiwert $\alpha$ für zylindrische Ringspalte [49]

Wertes mit einem Hitzdrahtanemometer in dem vorhandenen zylindrischen Ringspalt $A_{spalt} = 0,018\ m^2/s$ gemessen. Es wurde ein Spaltvolumenstrom von $Q_{spalt} = 0,36\ m^3/s$ experimentell ermittelt.
Der gemessene prozentuale Anteil am Nutzförderstrom liegt beim Diagonalventilator bei $17,9$ % und ist in sehr guter Übereinstimmung mit dem errechneten Spaltstromanteil nach Winkler [52] von $18,12\%$. Für die weitere Schaufelauslegungsrechnung wird ein Spaltvolumenstrom von 18 % bzw. ein Spaltstromfaktor $k = 1,18$ (Vgl. Tab. 4.2) angenommen.

### 4.1.3. Hydraulischer Wirkungsgrad

Eine Abschätzung des hydraulischen Wirkungsgrades $\eta_h$ kann anhand von Vergleichswerten existierender Strömungsmaschinen vorgenommen werden. Hier fehlen allerdings empirische Daten von diagonalen Ventilatoren. Bommes [5] gibt beispielsweise für Radialventilatoren hydraulische Wirkungsgrade von $\eta_h = 0,85 \ldots 0,9$ an. Für halbaxiale Kreiselpumpen existieren bereits Werte zur Abschätzung für den hydraulischen Wirkungsgrad. Gülich [22] schlägt für stati-

stische Wirkungsgradangaben für Halbaxialpumpen die Gleichungen (4.8) und (4.9) vor. Dabei beträgt der Referenzvolumenstrom $Q_{ref} = 1\ m^3/s$ und $a = 0.5$.

$$\eta_{h,opt} = 1 - 0,055 \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{m} - 0,09 \left(log\frac{n_q}{45}\right)^{2,5} \tag{4.8}$$

$$m = 0,1 \cdot a \cdot \left(\frac{Q_{ref}}{Q}\right)^{0,15} \cdot \left(\frac{45}{n_q}\right)^{0,06} \tag{4.9}$$

Bei der Verwendung der Gleichungen (4.8) und (4.9) für halbaxiale Kreiselpumpen, berechnet sich ein abgeschätzter bestmöglicher hydraulischer Wirkungsgrad für den auszulegenden Diagonalventilator von $\eta_h = 0.93$.
Dieser Wert erscheint im Vergleich mit vorherigen Untersuchungen mit vorwärts gekrümmten Schaufeln hoch. Dort wurden deutlich geringere Gesamtwirkungsgrade von $\eta = 0,3$ messtechnisch ermittelt. Die Schaufelauslegung in dieser Arbeit erfolgt mit rückwärts gekrümmten Schaufeln und lässt damit höhere Wirkungsgrade erwarten (Vgl. Anhang A.3). Der hydraulische Wirkungsgrad $\eta_h$ berechnet sich unter Einbeziehung des Gesamtwirkungsgrades $\eta$, des volumetrischen Wirkungsgrades $\eta_v$, des mechanischen Wirkungsgrades $\eta_m$ und der Radreibung $\eta_r$ nach Gleichung (4.10) und wird mit $\eta = 0,5$ abgeschätzt.

$$\eta_h = \frac{\eta}{\eta_v \cdot \eta_m \cdot \eta_r} \tag{4.10}$$

Die mechanischen Verluste am Prüfstand, mit einem direkt auf der Antriebswelle montierten Ventilator (kein Riemenantrieb), sind relativ gering und werden mit $\eta_m = 0,95$ festgelegt. Der volumetrische Wirkungsgrad lässt sich aus dem ermittelten Spaltvolumenstrom von $Q_{spalt} = 0,36\ m^3/s$ (s. Kap. 4.1.2) bestimmen und beträgt $\eta_v = 0,85$. Da der Ventilator ohne Gehäuse, frei ausblasend, am Prüfstand montiert ist, werden die dadurch geringen Radreibungsverluste mit $\eta_r = 0,98$ abgeschätzt. Mit diesen Vorüberlegungen ergibt sich ein hydraulischer Wirkungsgrad von $\eta_h = 0,63$ nach Gleichung (4.10). Troskolanski [28] gibt Werte für hydraulische Wirkungsgrade von $\eta_h = 0,65 \ldots 0,96$ an. Darauf basierend wird der hydraulische Wirkungsgrad für die Schaufelauslegung des Diagonalventilators mit rückwärts gekrümmten Schaufeln mit $\eta_h = 0,65$

festgelegt. Die Schaufelzahl $z$ berechnet sich nach Pfleiderer [32] iterativ in Abhängigkeit des Schaufelein- und Austrittswinkels ($\beta_1$, $\beta_2$) nach Gleichung (4.11). Dabei ist $k_z$ ein empirischer Wert zwischen 5 ... 6,5 [32] und $e$ ist die Länge des mittleren Stromfadens. Aufgrund fehlender empirischer Werte für Diagonalventilatoren wird der Mittelwert $k_z = 5,75$ gewählt.

$$z = 2 \cdot k_z \cdot \frac{r_m}{e} \cdot sin\left(\frac{\beta_1 + \beta_2}{2}\right) \tag{4.11}$$

Die iterative Schaufelauslegung hat eine empfohlene Schaufelzahl von $z = 12$ ergeben. Der Prototyp des Diagonalventilators hatte eine Schaufelzahl von $z = 10$. Um die Ergebnisse der veränderten Meridiankontur mit den bereits durchgeführten Voruntersuchungen vergleichen zu können, wurde die Schaufelzahl als unveränderter Parameter weiterhin mit $z = 10$ festgesetzt.
Die Schaufeldicke $d$ wurde hinsichtlich einer ausreichenden Werkstofffestigkeit bestimmt. Die Montage der Schaufel zwischen Trag- und Deckscheibe erfolgte mittels einer Schraubverbindung im Prototypen und legte den unteren Grenzwert der Schaufeldicke von $d = 12\ mm$ fest. Im Hinblick auf eine geringere Verblockung des Schaufelkanals ist eine kleinere Schaufeldicke empfehlenswert.
Die für die diagonale Schaufelauslegung vorgestellten Annahmen sind in Tabelle 4.2 zusammenfassend dargestellt.

Tabelle 4.2.: getroffene Annahmen für die Schaufelauslegung

| **Annahmen** | |
|---|---|
| Drallfreie Zuströmung | $\alpha_0 = 90°$ |
| Konstante Dichte | $\rho = const = 1,225 kg/m^3$ |
| Spaltstromfaktor | $k = 1,18$ |
| Hydraulischer Wirkungsgrad | $\eta_h = 0,65$ |
| Schaufelzahl | $z = 10$ |
| Schaufeldicke | $d_{sch} = 12\ mm$ |

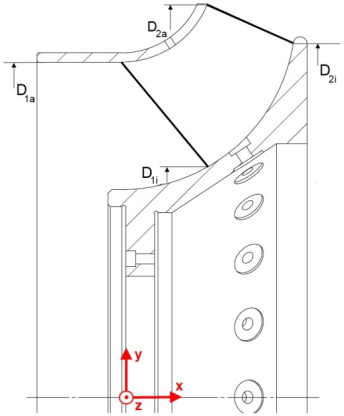



Abbildung 4.4.: Lage der Schaufelsaugkante des Diagonalventilators mit festgelegtem inneren Punkt $D_{1i}$

## 4.2. Festlegen der Saugkante

Für die Berechnung des Verlaufes der Saugkante empfiehlt Pfleiderer [32], das statische Moment (S) der inneren und äußeren Stromlinie, ungefähr gleich groß auszuführen. Mit diesem Ansatz wird die fehlende Koordinate, der innere Punkt der Saugkante $D_{1i}$ (Abb. 4.4) bestimmt. Der Schaufelkanal wird in Teilfluträder unterteilt, mit der Annahme einer konstanten Meridiangeschwindigkeit über die Breite des Schaufelkanals [32].
Es wurden 16 Stromfäden definiert, die von außen nach innen alphabetisch mit a bis p bezeichnet wurden (siehe Abb. 4.5). Die Kontur der Trag- und Deckscheibe, und somit auch der innere und äußere Stromfaden sind als Kreisbögen ausgeführt. Alle anderen Stromlinien werden ebenfalls als Kreisbogen angenommen.
Die Schaufelwinkel an der Saugkante $\beta_1$ werden mit dem Kriterium des stoßfreien Eintritts berechnet [32], [47]. Aufgrund der schrägen Eintrittskante, ist der Winkel $\lambda'_1$ im Meridianschnitt, zwischen der Saugkante und der jeweiligen Stromlinie, zu berücksichtigen, dargestellt in Abbildung 4.5, links. Die berechneten Schaufeleintrittswinkel liegen zwischen $\beta_{1a} = 21,8°$ am äußeren und $\beta_{1p} = 30°$ am inneren Stromfaden.

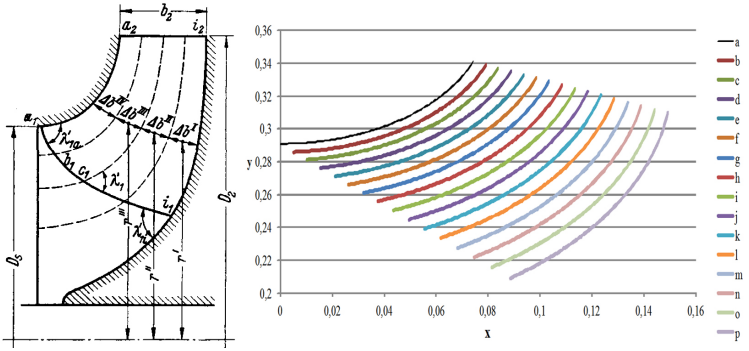



Abbildung 4.5.: Links: Einteilung nach Teilfluträdern [32], rechts: 16 Stromfäden (a - p) in der diagonalen Ventilatorschaufel

## 4.3. Berechnung der Druckseite

Die Schaufelaustrittswinkel $\beta_2$ berechnen sich mit Gleichung (4.12).

$$tan\ \beta_2 = \frac{v_{2m}}{r_2\omega - \frac{Y_{sch,\infty}}{r_2\omega}} \tag{4.12}$$

Die Minderleistung, aufgrund der endlichen Schaufelzahl, wird durch den Faktor $p$ in der spezifischen Schaufelarbeit $Y_{sch,\infty}$ (bei unendlich vielen, unendlich dünnen Schaufeln) berücksichtigt (s. Gl. 4.13). Der Minderleistungsfaktor p berechnet sich nach Pfleiderer [32] mit den Gleichungen (4.14) und (4.15). Die Erfahrungszahl $\kappa$ liegt für Halbaxial- bzw. Diagonalräder jeweils im Bereich von $1,0 \ldots 1,2$ und wird mit $\kappa = 1,1$ festgelegt.

$$Y_{sch,\infty} = Y_{sch} \cdot (1 + p) \tag{4.13}$$

$$p = \psi' \cdot \frac{r_2^2}{z \cdot S} \tag{4.14}$$

$$\psi' = \kappa \cdot \left(1 + \frac{\beta_2}{60°}\right) \tag{4.15}$$

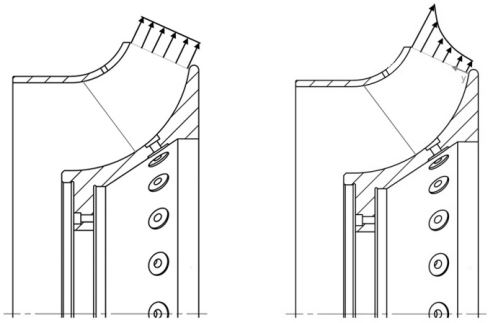


Abbildung 4.6.: Links: über die Druckkante gleichmäßig verteilte Meridiangeschwindigkeit, rechts: theoretischer Verlauf der Meridiangeschwindigkeit am Austritt nach Gleichung (4.16)

Die Verteilung der Meridiangeschwindigkeit $v_{3m}$ am Austritt eines Diagonalrades, mit der charakteristischen Schräglage der Druckkante, kann nach Pfleiderer [32] mit Gleichung (4.16) vereinfacht beschrieben werden. Der damit berechnete Verlauf der Meridiangeschwindigkeit am Austritt ist schematisch in Abbildung 4.6, rechts dargestellt.

$$ln\frac{v_{3m}}{v_{3mi}} = \frac{y}{\mu\varrho_i} \cdot \left[\frac{y}{2l} \cdot \left(\frac{\varrho_i}{\varrho_a} - 1\right) + 1\right] \tag{4.16}$$

Für die Auslegungsrechnung der Schaufelaustrittswinkel $\beta_2$ wird Gleichung (4.16) für das Verhältnis der Meridiangeschwindigkeiten verwendet. Der verwendete empirische Faktor $\mu$ wird als Mittelwert zwischen $\mu = 3 \ldots 5$ nach [32] mit $\mu = 4$ festgelegt.

## 4.4. Bestimmung der Schaufelform

Nach Festlegung der Schaufelwinkel an der Saug- und Druckseite wird der Verlauf zwischen dem Schaufeleintrittswinkel $\beta_1$ und dem Schaufelaustrittswinkel $\beta_2$ bestimmt. Nach Pohl [33] lassen sich die Formen radialer Ventilatorschaufeln nach Abbildung 4.7 einteilen.

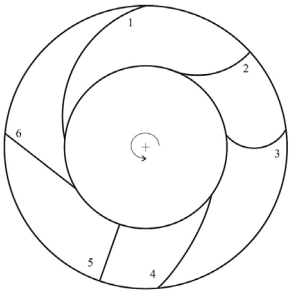



Abbildung 4.7.: Schaufelformen beim Radialrad nach Pohl [33], rückwärts gekrümmt (1), radial endend (2), vorwärts gerümmt (3), logarithmische Kontur (4), radial stehend (5) und rückwärts geneigte Platte (6)

Hinsichtlich hoher Wirkungsgrade sind nach [5] und [30] rückwärtsgekrümmte Schaufeln empfehlenswert.
Sentek und Bommes [41] haben den Einfluss verschiedener Schaufelformen mit unterschiedlichen Schaufelaustrittswinkeln $\beta_2$ an Radialrädern untersucht. Das gemessene dimensionslose Kennfeld ist im Anhang (Abb. A.3) dargestellt und zeigt auf, dass bei gleichbleibenden optimalen Lieferzahlen $\varphi$, die Druckzahl $\psi$ und die Leistungsziffer $\lambda$ mit größer werdenden Schaufelaustrittswinkeln $\beta_2$ ansteigen. Die besten Wirkungsgrade wurden bei rückwärts gekrümmten Schaufeln mit einem Schaufelaustrittswinkel von $\beta_2 = 34°$ ermittelt.
Nach Empfehlung von Pfleiderer [32] wird in dieser Auslegung eine rückwärts gekrümmte Schaufelform gewählt und eine punktweise Berechnung des Schaufelwinkelverlaufs in Abhängigkeit vom Radius $\beta(r)$ nach Gleichung (4.17) durchgeführt. Dabei wurde jeder Stromfaden auf 100 Intervalle (dx) aufgeteilt und der Schaufelverlauf anhand von Polarkoordinaten als $\varphi$ in Abhängigkeit vom Radius $r$ berechnet.

$$\varphi(r) = \frac{180°}{\pi} \cdot dx \cdot \sum \frac{1}{r \cdot tan(\beta)} \tag{4.17}$$

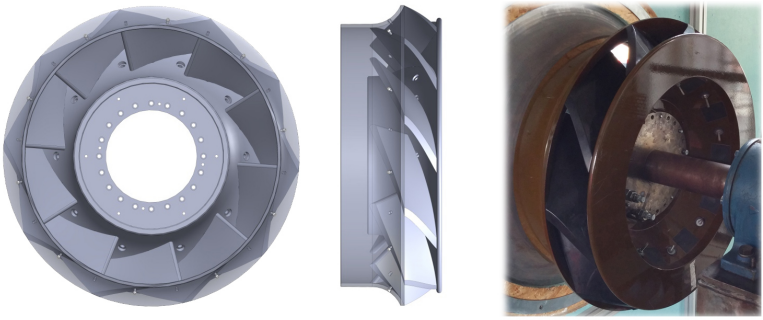


Abbildung 4.8.: nach Pfleiderer [32] ausgelegte Beschaufelung im Diagonalventilator mit 10 rückwärts gekrümmten Schaufeln, links: in CAD dargestellt, rechts: mit Vakuumguss gefertigt und zw. Trag- und Deckscheibe montiert

### 4.4.1. Schaufelfertigung

Die berechneten Raumkoordinaten (x, y, z) aller Stromlinien wurden in ein CAD-System (SolidWorks) eingelesen, die Punkte zu einem Spline und anschließend zu einer Fläche verbunden. Auf die Fläche wird die Schaufeldicke von $d_{sch} = 12\ mm$ aufgetragen. Die Eintrittskante der Schaufel wird mit einem Radius von $R = 6\ mm$ abgerundet. Die nach dem Pfleiderer- Verfahren ausgelegten 10 Schaufeln für den Diagonalventilator, sind in Abbildung 4.8 sowohl als CAD Zeichnung als auch zwischen Trag- und Deckscheibe montiert, dargestellt. Als Alternative für die zerspanende Fertigung wurden auch viele additive Fertigungsverfahren (Rapid- Prototyping) in Betracht gezogen.

**Fräsen** Das Fräsen aus dem Vollen bietet den Vorteil eines hochfesten, metallischen Werkstoffes, z. B. Aluminium, bei einer guten Oberflächengüte. Die Befestigung der Schaufeln an der Trag- und Deckscheibe kann mit Gewinden direkt im Material erfolgen. Aufgrund der dreidimensionalen Form der Schaufel sind 5-Achs-Fräsmaschinen erforderlich und angepasste Spannwerkzeuge. Die Fertigungsdauer und die anfallenden Kosten sind relativ hoch.

**Stereolithografie** Die Stereolithografie zählt zu den Rapid-Prototyping-Verfahren. Ein flüssiges Epoxid- oder Polymerharz sowie Acrylate, werden durch UV-Strahlung polymerisiert und verfestigt. Ein Laser belichtet das Bauteil in einem Kunststoffbad schichtweise. Nach dem Aushärten wird die vertikal bewegliche Bauplattform um eine Schichtdicke abgesenkt. Die Bauteile haben eine hohe Oberflächenqualität und feinste Details können hergestellt werden. Allerdings sind die erforderlichen mechanischen Eigenschaften für die Festigkeit der Ventilatorschaufeln nicht ausreichend.

**Lasersintern** Beim Lasersintern wird das Bauteil aus einem pulverförmigen Ausgangsstoff (Kunsstoff- oder Metallpulver), mit Hilfe eines Lasers, schichtweise erstellt. Die Oberfläche der Pulverkörner wird aufgeschmolzen und miteinander verbunden. Es können ebenfalls Mehrkomponentenpulver, bestehend aus verschiedenen Metallen oder Metall-Polymer-Mischungen, verwendet werden. Die beim Lasersintern erzielbare Oberflächenqualität erfordert oftmals eine Nachbearbeitung.

**Vakuumguss** Beim Vakuumguss wird ein gefrästes Kernmodell vorab in Silikon eingebettet. Die entstandene Negativ- Silikonform kann anschließend bis zu 20 mal für den Schaufelguss mit Polyurethan-Gießharzen verwendet werden. Der Gießvorgang mit vorhandenem Vakuum verhindert Lufteinschlüsse im Bauteil. Es sind Formabweichungen mit $\pm 0,3 \ldots 0,6$ % zu erwarten, bei einer hohen Oberflächenqualität.
Die Schaufeln wurden mit dem Vakuumgussverfahren gefertigt und sind in Abbildung 4.8 (rechts) abgebildet. Sie wurden vergleichsweise kostengünstig mit guter Oberflächenqualität ohne notwendige Nachbearbeitung hergestellt.

## 4.5. Ventilatorgewicht

Innerhalb eines Forschungsauftrages am Fraunhofer Institut wurde 2008 von Radgen, Oberschmidt und Cory [34] eine Marktrecherche bezüglich möglicher Energieeinsparpotenziale bei Ventilatoren durchgeführt. Der verfasste Bericht beschäftigte sich unter anderem mit der Analyse von Gewichtsklassen, der am Markt erhältlichen

Ventilatoren. Die von Radgen gesammelten Daten wurden in acht Produktkategorien unterteilt (s. Anhang, Abb. A.4).
Da die Bauform der Diagonalventilatoren bisher kaum am Markt vertreten ist, wurden sie dementsprechend auch nicht als untersuchte Kategorie aufgeführt. Als geeignete Kategorien zur vergleichenden Betrachtung, mit dem hier untersuchten Diagonalventilator, werden Kategorie 2, Axialventilatoren mit einer statischen Druckerhöhung von $\Delta p_{st} > 300Pa$ und Kategorie 4, gehäuselose Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln (s. Anhang A.4) ausgewählt.
Die Recherche der Herstellerkataloge führte zur Approximation der üblichen Ventilatorengewichte in einer Leistungskategorie von $P_{el} = 0 \ldots 10\ kW$ nach Abbildung 4.9. Die durchschnittlichen Gewichte der Ventilatoren mit $P_{el} = 2\ kW$, die zum Zeitpunkt der Studie (2008) auf dem Markt erhältlich waren, betragen ca. 50 kg in Kategorie 4 (Radialventilatoren). Mit einer elektrischen Leistungsaufnahme von $P_{el} = 2400\ W$ im Auslegungspunkt des Diagonalventilators, ergibt sich ein durchschnittliches Gewicht von 53 kg nach der approximierten Gleichung (4.18) für Axialventilatoren und für die Kategorie der Radialventilatoren von 44 kg nach Gleichung (4.19).

$$y = 24,537ln(x) + 31,878 \tag{4.18}$$

$$y = 18,179ln(x) + 27,751 \tag{4.19}$$

Der Prototyp des untersuchten Diagonalventilators wiegt 80 kg und ist damit deutlich schwerer, als die üblichen Ventilatoren in der Leistungsklasse. Die massive Bauweise der Trag- und Deckscheibe aus Stahl, sind für das hohe Gewicht des Prototypen ausschlaggebend. In beiden Kategorien existieren auch schwere Ausführungen der Ventilatoren, allerdings mit integriertem Motor, mit Gewichten über 80 kg.
Die Fertigung der Schaufeln mit Vakuumguss ist weniger gewichtsintensiv, als beispielsweise der aus Aluminium gefräste Schaufelsatz, der ebenfalls in Voruntersuchungen im Diagonalventilator montiert war. Das hohe Ventilatorgewicht machte bei den Kennlinienmessungen ein Auswuchten des Ventilators unbedingt erforderlich, um große Schwingungsamplituden am Prüfstand zu vermeiden.
Vergleichsweise wurde ebenfalls ein Ventilatorprototyp mittels 3D-

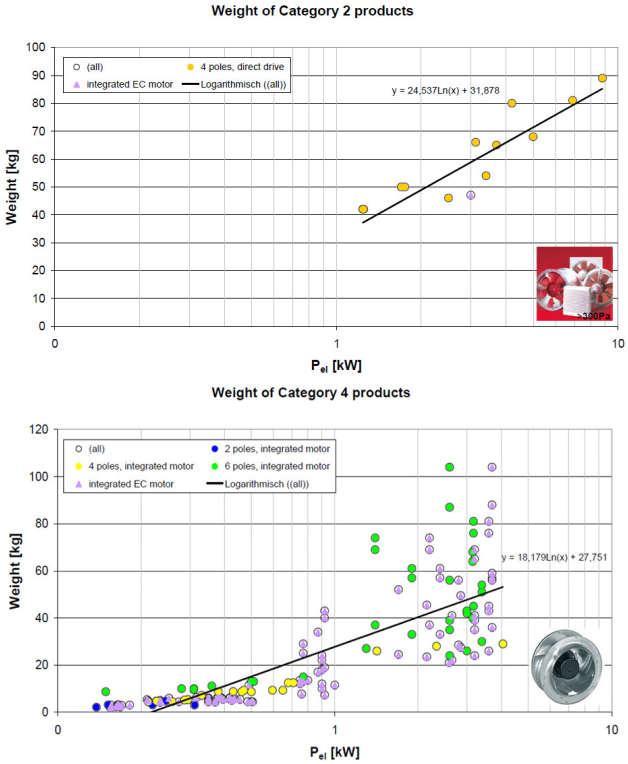



Abbildung 4.9.: oben: Ventilatorengewichte von handelsüblichen Axialventilatoren ($\Delta p_{st} > 300Pa$), unten: Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln [34]

Druck- Verfahren (s. Abb. 6.8) gefertigt. Der Ventilatorprototyp liegt mit 9 Kg deutlich unterhalb der durchschnittlichen Gewichte nach Abbildung 4.9 und den berechneten Werten aus Gleichungen (4.18) und (4.19).
Durch die leichte Ausführung des Prototyps, war ein Auswuchten auf dem Prüfstand nicht erforderlich. Allerdings ist das noch sehr unerprobte Verfahren des 3D- Drucks (FDM- Verfahren, s. Kap. 6.3) für Bauteile in der Größenordnung ($D_{2a} = 0.682\ m$) noch nicht aus-

gereift. Sowohl die Oberflächengüte, als auch die Festigkeit müssen zukünftig weiter verbessert werden. Der Vorteil der Gewichtseinsparung bei diesem Fertigungsverfahren und die Möglichkeit jeglicher freier Schaufelformgebung, ist bedeutend für die Entwicklung der zukünftigen Fertigungsmethoden von Ventilatoren.

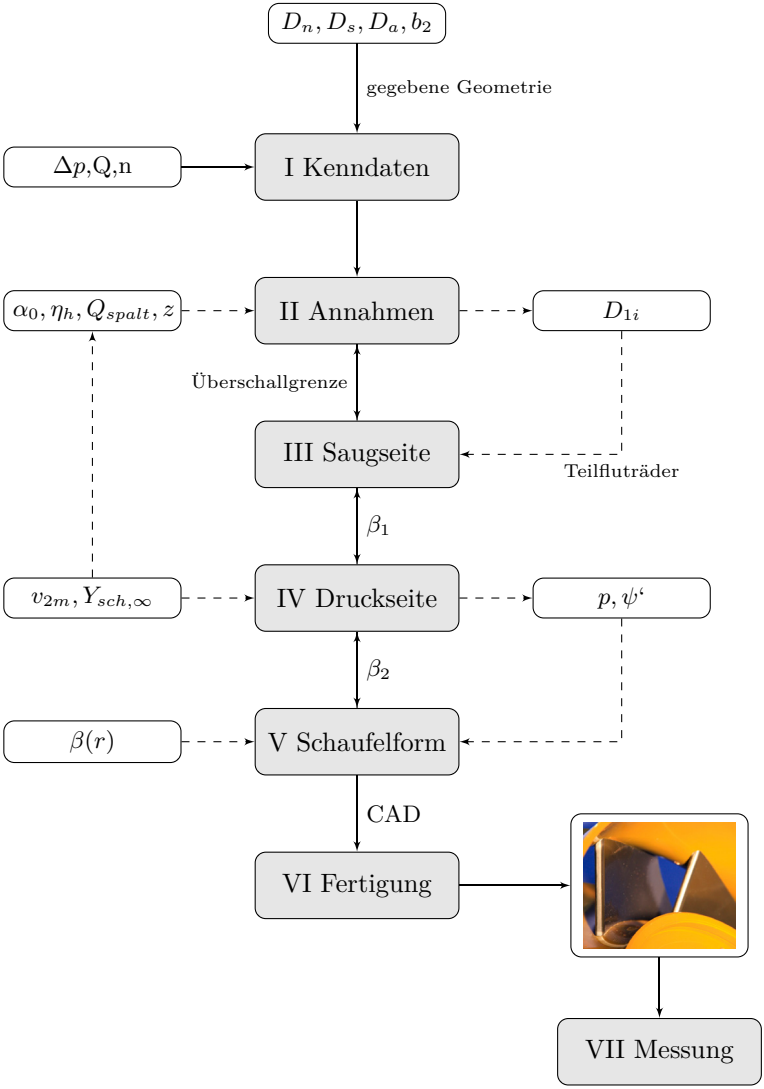



Abbildung 4.10.: Flussdiagramm: Methodik für eine diagonale Schaufelauslegung in Anlehnung an das Minderleistungsverfahren nach Pfleiderer [32]

# 5. Kennliniencharakteristik

Den Auslegungsmethodiken für Strömungsmaschinen liegen physikalische Gesetzmäßigkeiten zu Grunde, basierend auf der Energie, Massen- und Impulserhaltung. Die theoretischen Vorüberlegungen zu den geometrischen Auslegungsparametern wie Aussen- und Nabendurchmesser ($D_a, D_n$), Ein- und Austrittsschaufelwinkel ($\beta_1, \beta_2$), sowie die Schaufelzahl $z$, führen zusammen mit einer festgelegten Drehzahl $n$ zu Werten von Druckerhöhung $\Delta p$ und Volumenstrom $Q$, die sich rechnerisch gut vorbestimmen lassen.
Um das Betriebsverhalten eines Ventilators zu beschreiben, hat sich die charakteristische Kennlinie bewährt. Unter den Kennlinien von Ventilatoren ist die Abhängigkeit der Druckerhöhung des frei ausblasenden Ventilators $\Delta p_{st}$ bzw. der Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ vom geförderten Volumenstrom zu verstehen [5]. Weiterhin werden die Kennlinien zusammen mit dem korrespondierendem Wirkungsgrad $\eta_{st}$ bzw. $\eta_t$ und der Antriebsleistung $P$ dargestellt. In der vorliegenden Arbeit wurden die Ventilatorenkennlinen auf den beiden Normprüfstanden (s. Abb. 3.1 und Abb. 3.2) nach DIN EN ISO 5801 [12] gemessen und entsprechen somit den Anforderungen an Normkennlinien.

**Theoretische Kennlinie** Bei der Annahme einer drallfreien Anströmung ($\alpha_0 = 90°$) entfällt die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit ($v_{0u} = 0\ m/s$). In der Strömungsmaschinenhauptgleichung nach Euler (Gl. 5.1) vereinfacht sich dadurch die spezifische Schaufelarbeit $Y_{sch}$ zu Gleichung (5.2).

$$Y_{sch} = u_2 \cdot v_{3u} - u_1 \cdot v_{0u} \tag{5.1}$$

$$Y_{sch} = u_2 \cdot v_{3u} \tag{5.2}$$

Mit der Annahme einer schaufelkongruenten Strömung und einer unendlichen Anzahl von Laufschaufeln wird Gleichung (5.2) in die

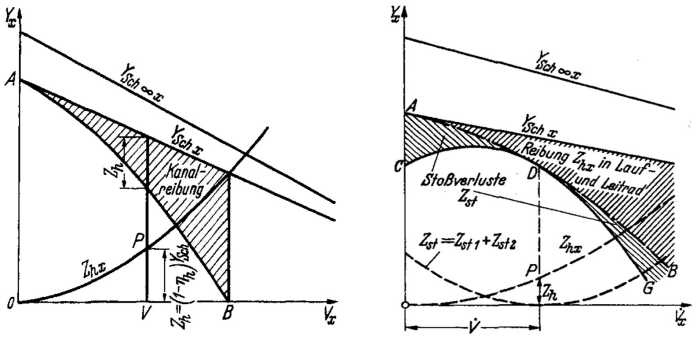



Abbildung 5.1.: Entstehung der realen Kennlinie aus der theoretischen Kennlinie mit berücksichtigten Kanalreibungsverlusten (links) und Reibungs- und Stoßverlusten (rechts)[32]

Form (5.3) überführt.

$$Y_{sch\infty} = u_2 \cdot v_{2u} \tag{5.3}$$

Mit dem Index x werden in den folgenden Gleichungen und Abbildungen alle Größen bezeichnet, die vom Auslegungspunkt abweichen. Mit Hilfe des Geschwindigkeitsdreiecks an der Druckkante lässt sich die spez. Schaufelarbeit mit unendlich vielen Schaufeln $Y_{sch\infty x}$ nach Gleichung (5.4) berechnen [32].

$$Y_{sch\infty x} = u_2 \left( u_2 - \frac{\dot{V}_x}{\dot{V}} \cdot v_{2m} \cdot cot\beta_2 \right) \tag{5.4}$$

Mit ausgeführten rückwärts gekrümmten Schaufeln ($\beta_2 < 90°$), ergibt sich die in Abbildung 5.1 dargestellte Gerade $Y_{sch\infty x}$. In der vereinfachten Berechnungsmethode mit unendlich vielen Schaufeln, wird die spez. Schaufelarbeit durch den Minderleistungsfaktor $p$, welcher die endliche Schaufelzahl berücksichtigt, korrigiert (S. Gl. (4.13), (4.14) und (4.15)). Die Gerade der spez. Schaufelarbeit mit endlichen Schaufeln $Y_{schx}$ ist in Abbildung 5.1 dargestellt.
Die Kennlinienform wird weiterhin von den Reibungsverlusten $Z_{hx}$ innerhalb des Lauf- und Leitrades (falls vorhanden) und den auftretenden Stoßverlusten $Z_{st}$ beeinflusst. Die Reibungsverluste wachsen

parabelförmig mit größer werdendem Volumenstrom an (Abb. 5.1, links). Stoßverluste $Z_{st}$ treten außerhalb des Auslegungspunktes am Eintritt ins Laufrad, aufgrund der nicht mehr tangentialen Anströmung (Fehlanströmung) der Schaufeln (s. Abb. 5.4), auf. Sie verlaufen, wie in Abbildung 5.1 (rechts) dargestellt als Parabel, mit dem Scheitelpunkt beim Auslegungsvolumenstrom. Werden die Ordinaten der Reibungs- und Stoßverlustparabeln von der $Y_{schx}$- Geraden abgezogen, ensteht die reale Kennlinie (s. Abb. 5.1).

## 5.1. Diagonale Ventilatorkennlinie

Trotz der zahlreichen beeinflussenden Parameter auf die Kennlinienform, lassen sich dennoch die Kennlinienverläufe der drei Bauformen radial, diagonal (halbaxial) und axial, gut voneinander unterscheiden. Die Kennlinienverläufe von drei verschiedenen Kreiselpumpenlaufrädern mit den spezifischen Drehzahlen $n_q = 20$ (Radialrad), $n_q = 70$ (Halbaxialrad) und $n_q = 250$ (Axialrad) wurden von Wesche [50] vergleichend gegenübergestellt (Abb. 5.2).
Das Axialrad (Abb. 5.2, gepunktete Linie) weist eine steil abfallende Kennlinie mit hoher Nullförderhöhe ($H/H_{opt}$ bei $V/V_{opt} = 0$) auf. Im Verlauf der Förderhöhe $H$ sowie der Leistungsaufnahme $P$, ist ein deutlich ausgeprägter Wendepunkt („Sattel“) ersichtlich. Links vom Sattelpunkt (Teillast) ist aufgrund der auftretenden Schwingungen, erhöhter Geräuschemission und Materialbelastung, kein Dauerbetrieb zulässig [42]. Bei Axialrädern existiert ein schmales Wirkungsgradmaximum bei hohen Volumenströmen (Abb. 5.2 unten, gepunktete Linie) . Die erforderliche Antriebsleistung fällt vom Maximalwert bei Nullförderstrom ($V/V_{opt} = 0$) ab. Deshalb sollten Axialpumpen bei voll geöffnetem Absperrschieber, bei minimaler Leistungsaufnahme, angefahren werden [42].
Beim Radialrad, mit einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 20$ (Abb. 5.2, schwarze Linie), steigt mit dem Volumenstrom auch der Leistungsbedarf an. Der Minimalwert liegt bei $V/V_{opt} = 0$, deshalb sollten Strömungsmaschinen mit radialen Laufrädern bei geschlossenem Schieber angefahren werden. Die Kennlinie fällt mit wachsendem Volumenstrom flacher ab als beim Axialrad.
Die Leistungsaufnahme des Halbaxialrades (Abb. 5.2, gestrichelte Linie) hat einen nahezu horizontalen Verlauf, mit dem Maximum

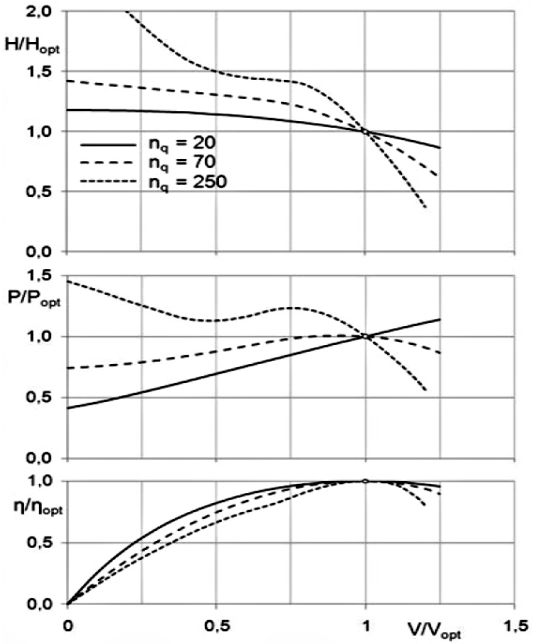



Abbildung 5.2.: Kennlinien von Kreiselpumpen mit verschiedener Laufradformen mit $n_q = 20/70/250$ - radial/ halbaxial/ axial [50]

im Nennbetriebspunkt ($V/V_{opt} = 1$). Das Anfahren einer Diagonalmaschine ist deshalb bei jeder Schieberstellung im Hinblick auf die Leistungsaufnahme geeignet. Der Verlauf der Förderhöhenkennlinie des Halbaxialrades mit Trag- und Deckscheibe ähnelt dem des Radialrades und weist keinen Wendepunkt, wie beim Axialrad auf.
Die Wirkungsgradverläufe der 3 Bauformen unterscheiden sich nur geringfügig. Außerhalb des Auslegungspunktes ($H/H_{opt} = V/V_{opt} = 1$), kommt es beim Axialrad zu einem steileren Wirkungsgradabfall als bei dem Halbaxial- und Radialrad (Abb. 5.2).
Die am Prüfstand A (Abb. 3.1) gemessenen Normkennlinien des untersuchten Diagonalventilators, mit einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 130$ (Vgl. Tab. 4.1), sind in Abbildung 5.3 dargestellt. Der theoretische Auslegungspunkt, mit $Q = 2\ m^3/s$ und $\Delta p = 500\ Pa$,

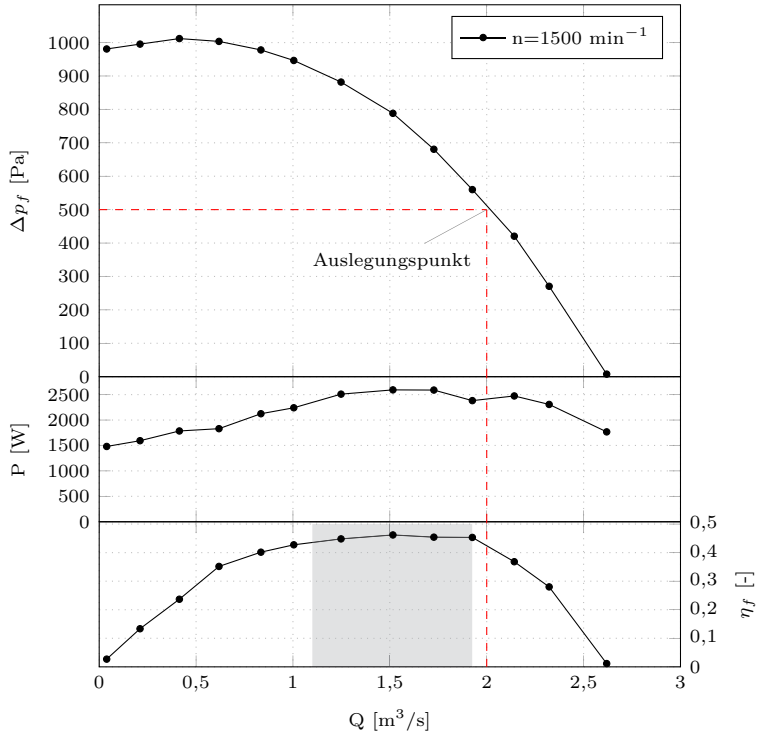



Abbildung 5.3.: dimensionsbehaftete Kennlinien des Diagonalventilators (s. Abb. 4.1 und Abb. 4.8) mit 10 Schaufeln, gemessen mit der Auslegungsdrehzahl von $n = 1500 min^{-1}$ auf dem Prüfstand A (Abb. 3.1)

wurde in den Kennlinienmessungen mit der angepassten Schaufelauslegung nach Pfleiderer (Vgl Kap. 4) getroffen (s. Abb. 5.3, rot gestrichelte Linie). In der theoretischen Betrachtung entspricht der Auslegungspunkt dem Punkt mit bestem Wirkungsgrad (BEP). In den Messungen ist der Auslegungspunkt leicht in Richtung größerer Volumenströme (Überlast) verschoben.

Da der theoretische Auslegungspunkt nicht im Wirkungsgradmaximum gemessen wurde, gibt es hier eine Fehlanströmung auf die Schaufel an der Eintrittsseite (s. Abb. 5.4). Die Ergebnisse der CFD

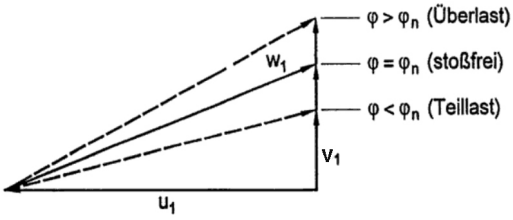



Abbildung 5.4.: Veränderung des Eintrittsdreiecks bei Betriebspunkten außerhalb des Auslegungspunktes $\varphi_n$ [5]

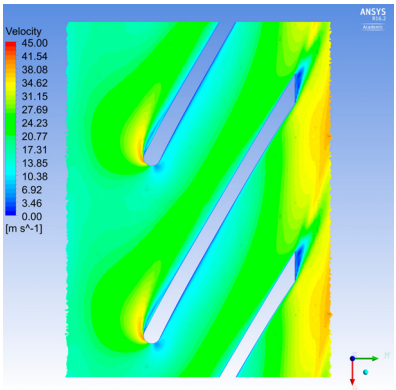



Abbildung 5.5.: CFD berechneter Eintrittsstoss im Diagonalventilator R80 im Auslegungspunkt, Schnitt in Deckscheibennähe (Span 1)

Berechnungen des Diagonalventilators im Auslegungsvolumenstrom $Q = 2\ m^3/s$ zeigten ebenfalls einen Eintrittsstoss auf (Abb. 5.5). Der Leistungsverlauf der gemessenen Kennlinie des Diagonalventilators (Abb. 5.3) ist flach, mit nahezu horizontalem Verlauf, ebenso wie der dargestellte Verlauf der Halbaxialpumpe (s. Abb. 5.2). Der Wirkungsgradverlauf zeigt in einem relativ breiten Volumenstrombereich $Q = 1.1 \ldots 1.9\ m^3/s$ nur geringe Abweichungen zum Wert des Maximalwirkungsgrades $\eta_{max}$ (Vgl. Abb. 5.3, grauer Bereich). Ein Verschieben des Betriebspunktes, durch Änderungen in der Anlagenkennlinie, würde sich demnach, innerhalb dieses Ban-

des, nur geringfügig auf den Wirkungsgrad des Diagonalventilators auswirken.

### 5.1.1. Wirkungsgrad (statisch und total)

Nach Abbildung 2.3, sind für den Diagonalventilator mit der Schnelllaufzahl von $\sigma = 0,82$, hohe Wirkungsgrade zu erwarten. Die Messungen zum Wirkungsgrad am Kammerprüfstand erfolgten frei ausblasend $\eta_{fa}$, demnach wird der Anteil der Energie in Form von kinetischer Energie am Ventilatoraustritt als Verlust betrachtet.
Nach [48] errechnet sich die Druckerhöhung des frei ausblasenden Ventilators $\Delta p_{fa}$, nach Gleichung (5.5), aus dem gemessenen Druck nach dem Ventilatoraustritt $p_2$ und dem Totaldruck am Ventilatoreintritt $p_{t,1}$. Die Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ errechnet sich mit Gleichung (5.6) aus der Summe der Druckerhöhung des frei ausblasenden Ventilators $\Delta p_{fa}$ und des dynamischen Druckes am Ventilatoraustritt $p_{d,2}$.

$$\Delta p_{fa} = p_2 - p_{t,1} \tag{5.5}$$

$$\Delta p_t = p_{t,2} - p_{t,1} \widehat{=} \Delta p_{fa} + p_{d,2} \tag{5.6}$$

$$p_{d,2} = \frac{\rho_2}{2} \cdot \bar{v}_2^2 \tag{5.7}$$

$$\bar{v}_2^2 = \frac{\dot{V}_2}{A_2} \tag{5.8}$$

Die errechneten Werte der Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$, sowie der Wirkungsgrade $\eta_t$, bezogen auf die Totaldruckerhöhung, sind in Abbildung 5.6, vergleichend zu den frei ausblasenden Kennlinien ($\Delta_{st}$ und $\eta_{st}$), dargestellt.
Mit höheren Volumenströmen $Q$ wächst auch der dynamische Druck $p_{d,2}$ (s. Gl. 5.7), aufgrund der höheren mittleren Strömungsgeschwindigkeiten am Austritt des Ventilators $\bar{v}_2$ (s. gl. 5.8). Demnach ist nach Gleichung (5.7) der größte Unterschied zwischen der statischen (frei ausblasenden) Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ und der Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ bei maximalen Volumenströmen gegeben, wie in Abbildung 5.6 dargestellt.

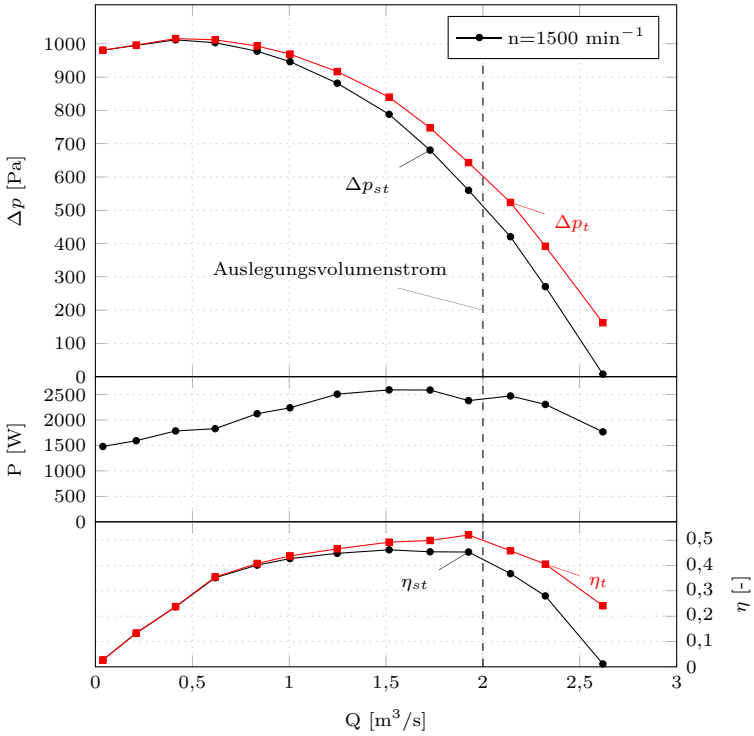



Abbildung 5.6.: dimensionsbehaftete Kennlinien des Diagonalventilators, Auslegungsdrehzahl $n = 1500 min^{-1}$, gemessene statische Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ (schwarze Linie) und errechnete Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ (rote Linie)

An der Welle der Maschine wird die Wellenleistung $P_W$ eingespeist. Durch mechanische Verluste in Lagern und Dichtungen, Radseitenreibverlusten (insbesondere bei Radialrädern) und den Verlusten während der Energieumsetzung im Schaufelkanal (hydraulische Verluste), verbleibt von der eingebrachten Wellenleistung $P_W$ schließlich die Strömungsleistung am Laufradaustritt [6]. Die Nutzleistung der Maschine ergibt sich unter weiterer Berücksichtigung der Spaltverluste. Aufgrund der Leckage an Spalten, zirkuliert ein Teil des

Massenstroms innerhalb der Maschine und reduziert den eigentlichen Massenstrom durch den Schaufelbereich, um den Spaltmassenstrom.
Der Wirkungsgrad gibt das Verhältnis aus Nutzleistung und Antriebsleistung an und lässt sich nach Gleichung (5.9) und (5.10) auf die Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ bzw. die frei ausblasende Druckerhöhung $\Delta p_{fa}$ beziehen.

$$\eta_t = \frac{\Delta p_t \cdot Q}{P_W} \tag{5.9}$$

$$\eta_{fa} = \frac{\Delta p_{st} \cdot Q}{P_W} \tag{5.10}$$

In den Kennlinienmessungen des Diagonalventilators, mit einer Drehzahl von $n = 1500\ min^{-1}$ (Abb. 5.6), beträgt der Maximalwert des frei ausblasenden Wirkungsgrades $\eta_{st,max} = 0,46$ und der Totalwirkungsgrad $\eta_{t,max} = 0,52$.
Radgen [34] hat sich in den Voruntersuchungen zur Ökodesign- Richtlinie [1] damit beschäftigt, ob sich bei der analytischen Betrachtung von Ventilatoren, der statische oder der Totalwirkungsgrad besser eignet. Diese Überlegung betrifft insbesondere Axialventilatoren mit einer Druckerhöhung unter $\Delta p \leq 300Pa$. Der Anteil des dynamischen Druckes $p_d$, der als Verlustenergie in die frei ausblasende Wirkungsgradbberechnung $\eta_{st}$ eingeht, ist viel höher bei Axialventilatoren als bei Radialventilatoren.
Der anteilige dynamische Druck $p_d$ kann durch nachgeschaltete Leitvorrichtungen (Leitschaufeln, Gehäuse, Diffusor) in statischen Druck umgewandelt werden. Da Ventilatoren in der Ökodesign- Richtlinie als einzelnes Produkt, ohne zusätzlich nachgeschaltete Bauteile betrachtet werden, ist der dynamische Druckanteil als Verlust zu bewerten.
Radgen [34] sieht in der Verwendung der frei ausblasenden Wirkungsgrade $\eta_{st}$ folgende Vorteile. Die statische Druckerhöhung wird in der Vielzahl der Herstellerkataloge verwendet und die Produkte mit sehr hohen frei ausblasenden Wirkungsgraden, lassen sich im

[1] Die Ökodesign-Richtlinie 2009/125/EG ist eine Verordnung des Europäischen Parlaments und Rates zur Festlegung von Anforderungen an die umweltgerechte Gestaltung energieverbrauchsrelevanter Produkte (Energy-related Products, ErP). Sie gilt für Ventilatoren, die durch Motoren mit einer Eingangsleistung zwischen 125W bis 500kW angetrieben werden.

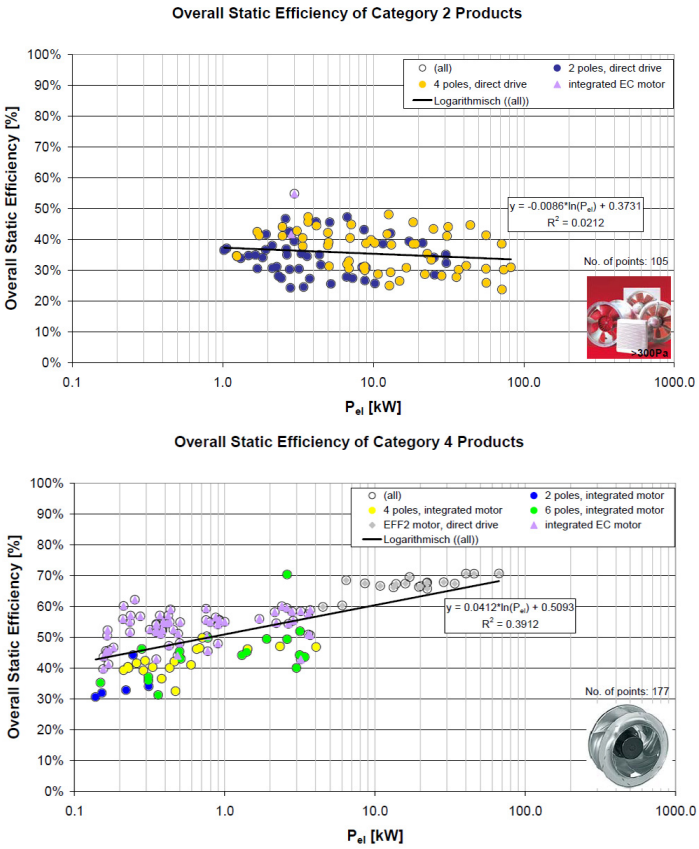



Abbildung 5.7.: frei ausblasende Wirkungsgrade $\eta_{st}$ von handelsüblichen Ventilatoren, oben: Axialventilatoren (Kategorie 2, Abb. A.4), unten: Radialventilatoren (Kategorie 4, Abb. A.4) [34]

Vergleich in den einzelnen Ventilatorkategorien (s. Anhang, Abb. A.4), deutlicher herausstellen. Nachteilig sieht Radgen, dass frei ausblasende Wirkungsgrade zu niedrigeren Werten im Vergleich zu den Totalwirkungsgraden führen und deshalb kontroverse Diskussionen über einzelne Produkte auslösen könnten [34]. Aufgrund der Tata-

sache, dass zur Überwindung der Widerstände im System (Anlagenkennlinie), die Ventilatorenauswahl häufig auf die statische (frei ausblasende) Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ aufbaut und auch die veröffentlichten Herstellerdaten ebenfalls größtenteils auf der frei ausblasenden Druckerhöhung basieren, wird der frei ausblasende Wirkungsgrad $\eta_{st}$, für die vergleichende Analyse von Ventilatoren, von Radgen empfohlen. Dabei merkt er an, dass die vergleichsweise niedrigen frei ausblasenden Wirkungsgrade der Axialventilatoren nicht fälschlicherweise als „schlechte " Wirkungsgrade interpretiert werden sollten. Denn aufgrund des fehlenden Anteils des dynamischen Druckes $p_d$ in der Wirkungsgradberechnung, haben auch gute Axialventilatoren, im Vergleich zu Radialventilatoren, niedrige frei ausblasende Wirkungsgrade.
Die in dieser Arbeit dargestellten Diagramme der Kennlinienmessungen am Diagonalventilator, werden sich in Anlehnung an die Analyse von Radgen [34], auf die frei ausblasende Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ beziehen.

$$y = -0,0086 \cdot ln(P_{el}) + 0,3731 \tag{5.11}$$

$$\eta_{st} = -0,0086 \cdot ln(2,4) + 0,3731 = 0,365 \tag{5.12}$$

$$y = 0,0412 \cdot ln(P_{el}) + 0,5093 \tag{5.13}$$

$$\eta_{st} = 0,0412 \cdot ln(2,4) + 0,5093 = 0,545 \tag{5.14}$$

Vergleichende Werte von frei ausblasenden Wirkungsgraden von handelsüblichen Axialventilatoren (nach Kategorie 2, s. Anhang Abb. A.4) und Radialventilatoren (Kategorie 4, s. Anhang Abb. A.4) sind nach Radgen [34] in Abbildung 5.7, in Abhängigkeit der elektrischen Leistungsaufnahme $P_{el}$, dargestellt. Dafür wurden die Produktkataloge von neun verschiedenen europäischen Ventilatorherstellern aus Deutschland, Großbritannien,Italien, Slowenien, Spanien und Schweden analysiert [34].
Die approximierten Gleichungen zur Berechnung des durchschnittlichen frei ausblasenden Wirkungsgrades, beziehen sich auf Axialventilatoren in Gleichung (5.11) und auf Radialventilatoren in Gleichung (5.13).

Die frei ausblasenden Wirkungsgrade betragen nach Gleichung (5.12) für Axialventilatoren, mit einer Leistungsaufnahme von $P_{el} = 2,4kW$, durchschnittlich $\eta_{st} = 0,37$ und für Radialventilatoren durchschnittlich $\eta_{st} = 0,54$ (Gl. 5.14). Der gemessene frei ausblasende Wirkungsgrad des untersuchten Diagonalventilators befindet sich mit $\eta_{st,max} = 0,46$ genau zwischen den durchschnittlich berechneten frei ausblasenden Wirkungsgraden von Axial- und Radialventilatoren.

## 5.2. Leiteinrichtung

Die Luftförderung erfolgt aufgrund der vom Ventilator erzeugten Gesamtdruckerhöhung $\Delta p_t$, die sich in den statischen $\Delta p_{st}$ und dynamischen Druckanteil $\Delta p_d$ untergliedert [25]. Beispielsweise bei Fensterlüftern, die nicht an ein Kanalnetz angeschlossen sind, wird vom Ventilator hauptsächlich dynamischer Druck $\Delta p_d$, als Bewegungsenergie der Luft bereit gestellt. Ist der Ventilator in ein Anlagensystem integriert, ist der jeweilige statische Druckaufbau $\Delta p_{st}$ erforderlich, um die auftretenden Druckverluste in der Anlage zu überwinden [25].
Strömungsmaschinen können zusätzlich zum Laufrad aus Elementen wie Leiteinrichtungen, Sammelorganen und Diffusoren aufgebaut sein. Die Energieübertragung von mechanischer in Strömungsenergie findet dabei hauptsächlich im Laufrad statt. In Nachleiträdern und Spiralgehäusen wird die Drallkomponente der Austrittsgeschwindigkeit in statischen Druck umgewandelt, Spiralgehäuse dienen gleichzeitig als Sammelorgan [38]. Diagonalventilatoren lassen sich sowohl in bestehende axiale (s. Abb. 5.8, links) als auch in radiale Gehäuse (s. Abb. 5.8, rechts) integrieren.
Nach Untersuchungen von Schnepf [38] lassen sich für Diagonalventilatoren auch mit klassischen Auslegungen von Spiralgehäusen (nach Pfleiderer [32]) gute Ergebnisse erzielen. Die im Vergleich zu Radialventilatoren erreichbaren größeren Volumenströme $Q$ bedingen nach Schnepf [38] auch größere Gehäuseabmessungen als bei Radialventilatoren. Dennoch konnte er in seinen Untersuchungen die Verminderung der Spiralgehäusebreite um ca. 25 % gegenüber der klassischen Auslegung, ohne wesentliche Druck- oder Wirkungsgradeinbußen erzielen.

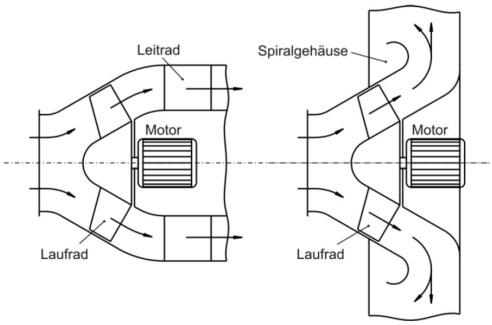



Abbildung 5.8.: Diagonalventilator ohne Deckscheibe in einem Axialgehäuse (links) und in einem Radialgehäuse (rechts) [4]

Der Einsatz von Ventilatoren in lufttechnischen Anlagen erfolgt üblicherweise entweder in einer geradlinigen Rohrstrecke mit aufgeweitetem Gehäuse (Rohrgehäuse für die axiale Bauart) oder die Anlage erfordert eine rechtwinklige Leitungsführung und ein Radialventilator mit Spiralgehäuse wird eingesetzt. Im Anwendungsfall einer Anlage mit verbautem Axialventilators, deren Druckerhöhung nicht ausreichend ist und eine Drehzahlerhöhung aufgrund zu starker Geräuschemission ausgeschlossen wird, werden üblicherweise Radialventilatoren verwendet oder Axialventilatoren mehrstufig ausgeführt [38]. Bei Radialventilatoren wäre in der geradlinigen Leitungsführung eine doppelte Strömungsumlenkung (axial-radial-axial) erforderlich. In diesem Anwendungsfall wäre der Einsatz eines Diagonalventilators vorteilhaft, der sowohl in Rohrgehäusen, als auch in Spiralgehäusen einsetzbar wäre und im Vergleich zum Axialventilator, höhere Druckzahlen erreicht [38].

## 5.3. Kennliniensattelpunkt

Bei der Betrachtung der verschiedenen Kennliniencharakteristiken der radialen, diagonalen und axialen Strömungsmaschine (s. Abb. 5.2) ist bei der axialen Bauart eine Sattelpunkt in der Kennlinie deutlich erkennbar. Die gemessene Kennlinie des untersuchten Dia-

gonalventilators mit Trag- und Deckscheibe (Abb. 5.3) zeigt, ähnlich dem Verlauf der radialen Kennlinie aus Abbildung 5.2, keinen Sattelpunkt.
Die Umlenkung der Strömung erfolgt bei Axialventilatoren aufgrund der Profilierung der Schaufeln. Zu hohe Anstellwinkel und die daraus resultierende Fehlanströmung auf die Schaufeln, verursacht ein Ablösen der Strömung auf der Schaufeloberseite. Die axiale Kennlinie ist nach Bleier [3] durch ein sogenanntes Ablösegebiet gekennzeichnet. Er kategorisiert axiale Ventilatoren in den Betriebsbereich (engl. operating area) und den Ablösebereich (engl. stalling area), links des Kennliniensattelpunktes. In Abbildung 5.9 ist die rotierende Abreißströmung in einem Laufschaufelgitter dargestellt. Der geförderte Volumenstrom liegt unterhalb des Auslegungsvolumenstromes.

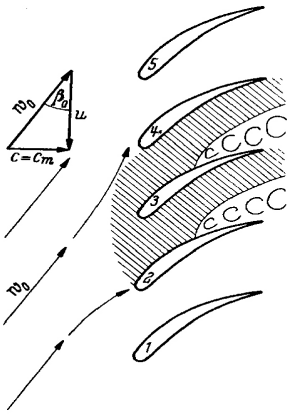



Abbildung 5.9.: Entstehende rotierende Abreißtrömung aufgrund zu großer Anströmwinkel auf das Laufschaufelgitter im Teillastbetrieb [32]

Der Anstellwinkel der Laufschaufeln vergrößert sich mit verringertem Volumenstrom (Teillastbereich). Bei einem zu großen Anstellwinkel auf das Tragflügelprofil, reißt die Strömung an der Profiloberseite der Schaufeln im Schaufelgitter der Strömungsmaschine ab (s. Abb. 5.9), [32]. Das Fluid in den Abreißzonen wird durch die Zentrifugalkraft nach außen geschleudert. Dort herrscht ein höherer

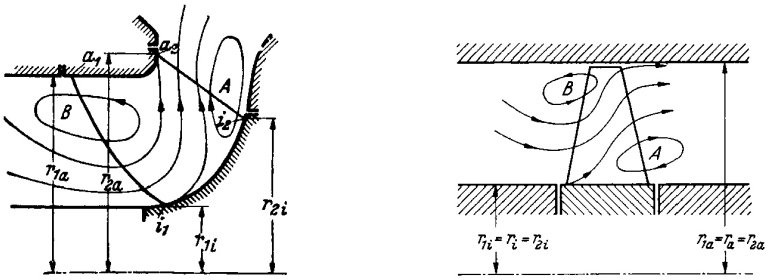



Abbildung 5.10.: Toträume A und B auf der Saug- und Druckseite im Teillastbetrieb einer halbaxialen Pumpe (links) und einer Axialpumpe (rechts) nach [32]

Druck als vor der Eintrittskante des Laufrades. Das abgeschleuderte Fluid strömt dann aus dem Raum höheren statischen Druckes zur Eintrittsseite mit kleinerem statischen Druck als im Schaufelkanal und bildet den Totraum B aus (s. Abbildung 5.10), [32]. Die Ursache dieser Teillast- Rezirkulation liegt demnach in der abgelösten Strömung, aufgrund der Fehlanströmung (zu große Anstellwinkel) auf die Laufschaufeln unterhalb des Auslegungsvolumenstromes.
Bei schnelläufigen Strömungsmaschinen, wie auch beim untersuchten Diagonalventilator mit $n_q = 130$, sind die Saug- und Druckkante im Meridianschnitt nicht achsparallel. Aufgrund der Schräglage dieser beiden Kanten ergeben sich verschieden große Umfangsgeschwindigkeiten $u_i < u_a$ für die einzelnen Stromlinien und damit auch verschieden große Schaufelwinkel an der Austrittskante $\beta_{2i} > \beta_{2a}$, je Stromlinie. Mit wachsender Schaufelarbeit verschieben sich in einer diagonalen (halbaxialen) Strömungsmaschine die Stromlinien zum äußeren Rand (Deckscheibe) bis zur einsetzenden Rückströmung an der Innenseite (Tragscheibe) und der Ausbildung des Totraumes A, dargestellt in Abbildung 5.10. Diese Totraumströmungen (Teillast-Rezirkulationen) sind mit großen Verlusten verbunden und führen in Axialmaschinen zu einem Anstieg des Leistungsbedarfes bei Teillast und einem raschen Abfall des Wirkungsgrades (Vgl. Abb. 5.2, gepunktete Linie).
Um den Betrieb des Axialventilators im Ablösegebiet zu vermeiden wird nach Bleier [3] für die Auslegung ein Sicherheitszuschlag

von 30 . . . 50% auf die Druckerhöhung im Auslegungspunkt empfohlen. Dieser deutliche Sicherheitszuschlag erhöht die erforderliche Leistung, aber wird von Bleier als angemessener Kompromiss gesehen, um den Betrieb eines Axialventilators im Ablösebereich (Teillastgebiet) zu vermeiden. Der Firma Witt & Sohn geben einen Richtwert von 10 . . . 15% Sicherheitszuschlag auf ihrer Homepage an.
Bei der Betrachtung des Anwendungsfalles eines Axialventilators zur Entwärmung von Motoren, wird dieser Sicherheitszuschlag notwendig, um eine erhöhte Geräuschemission im Ablösegebiet zu vermeiden. Die Einbaubedingungen des Ventilators direkt auf der Motorwelle hinter dem Rotor machen ebenfalls ein großes Nabenverhältnis (Verhältnis von Laufradnabendurchmesser zu Laufradaußendurchmesser) erforderlich. Das große Nabenverhältnis führt beim Einsatz von Axialventilatoren zu stark ausgeprägten Kennliniensattelpunkten [3]. Im Anhang in Abbildung A.5 sind 2 Axialventilatoren mit unterschiedlichen Nabenverhältnissen (52% und 68%) bei gleicher Drehzahl $n$ und gleichem Aussendurchmesser $D_a$ dargestellt. Der Kennliniensattelpunkt beim größeren Nabenverhältnis von $D_n/D_a = 0,68$ fällt intensiver aus.
Im untersuchten Diagonalventilator mit Trag- und Deckscheibe ist aufgrund des fehlenden Kennliniensattelpunktes ein Überdimensionierung durch den Sicherheitszuschlag von 30 . . . 50% bei der Auslegung nicht notwendig, was sich begünstigend auf die erforderliche Leistungsaufnahme auswirkt. Insbesondere bei Anwendungsgebieten, die große Nabenverhältnisse erfordern, ist der fehlende Sattelpunkt in der Kennlinie bei Diagonalventilatoren vorteilhaft.

## 5.4. Ähnlichkeitsgesetze

Durch die Anwendung der Ähnlichkeitsgesetze (strömungsmechanische Modellgesetze) lässt sich jeder Betriebspunkt eines Ventilators für einen geometrisch, kinematisch und dynamisch ähnlichen Ventilator bei Drehzahl-, Dichte- und Baugrößenänderung umrechnen. Für die Analyse des aerodynamischen und aeroakustischen Betriebsverhaltens von unterschiedlichen Ventilatortypen, sind die Ähnlichkeitsgesetzmäßigkeiten eine sehr wichtige Untersuchungsmethode und die daraus resultierenden Kennzahlen haben große Bedeutung erlangt [5].

Zur Auswahl, Vorausberechnung und Beurteilung von Ventilatoren haben sich als Kennzahlen die Volumenzahl $\varphi$, Druckzahl $\psi$, Leistungszahl $\lambda$, Schnellaufzahl $\sigma$, spezifische Drehzahl $n_q$ und die Durchmesserzahl $\delta$ (Vgl. Tabelle 2.1), sowie die Reynolds-, die Mach- und die Strouhalzahl außerordentlich gut bewährt.
Nach Bommes [5] ist es erfahrungsgemäß nicht unbedingt erforderlich die Konstanz der Reynoldszahl einzuhalten, um die aerodynamische Ähnlichkeit zu gewährleisten. Ebenso kann die gleichbleibende Mach- und Strouhalzahl, aufgrund der geringen Strömungsgeschwindigkeiten bei Ventilatoren zur aerodynamischen Ähnlichkeit vernachlässigt werden [5]. Die Reynolds-, Mach- und Strouhalzahl sind allerdings für aeroakustische Ähnlichkeitsbetrachtungen ausschlaggebend.
Für zwei geometrisch ähnliche Ventilatoren können folgende Affinitätsgesetze zur Umrechnung der Volumenströme Gl. (5.15), der Gesamtdrücke Gl. (5.16) und der Leistungen Gl. (5.17) angewendet werden.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^3 \cdot \frac{n_1}{n_2} \tag{5.15}$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^2 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{5.16}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{\rho_1}{\rho_2} \cdot \left(\frac{D_1}{D_2}\right)^5 \cdot \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{5.17}$$

### 5.4.1. Drehzahleinfluss

Wird bei einem Ventilator lediglich die Drehzahl verändert, vereinfachen sich die Affinitätsgesetze in den Gleichungen (5.15), (5.16) und (5.17) bei konstanter Dichte zu den Gleichungen (5.18), (5.19) und (5.20).
Die Änderung des Volumenstroms $Q$ eines Ventilators konstanter Baugröße, verhält sich nach (Gl. 5.18) proportional zur Drehzahländerung, der Gesamtdruck $\Delta p$ verhält sich proportional zum Quadrat der Drehzahl (Gl. 5.19) und die Ventilatorleistung $P$ proportional zur dritten Potenz der Drehzahl ( Gl. 5.20).

Der Diagonalventilator mit $D_{2a} = 0,682\ m$ (s. Abb.4.1) wurde zusätzlich zur Auslegungsdrehzahl $n = 1500\ min^{-1}$, bei vier weiteren Drehzahlen untersucht. Das gemessene Kennfeld (Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen) wurde mit den theoretisch berechneten Kennlinien verglichen und ist in Abbildung 5.11 dimensionsbehaftet als Funktion des Volumenstromes $Q$ über die frei ausblasende Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ dargestellt.

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{n_1}{n_2} \tag{5.18}$$

$$\frac{\Delta p_1}{\Delta p_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^2 \tag{5.19}$$

$$\frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{n_1}{n_2}\right)^3 \tag{5.20}$$

Bei den Untersuchungen zur aerodynamischen Ähnlichkeit in Abhängigkeit der veränderlichen Drehzahl wurde im ersten Schritt die Kennlinie des Diagonalventilators mit einer Drehzahl von $n = 1000\ min^{-1}$ gemessen (s. Abb. 5.11, rote durchgezogene Linie). Die darauf bezugnehmend berechneten Kennlinien mit den Drehzahlen von $n = 500,\ 750,\ 1250$ und $1500\ min^{-1}$ sind in Abbildung 5.11 als gestrichelte Linien dargestellt. Da der Volumenstrom $Q$ sich lediglich linear mit der Drehzahl verändert (Gl. 5.18) und die statische Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ sich aber quadratisch mit größer werdenden Drehzahlen erhöht (Gl. 5.19), verlaufen die Kennlinien mit anwachsenden Drehzahlen zunehmend steiler, wie in Abbildung 5.11 zu erkennen ist. Nach der Berechnung des Kennfeldes wurden die Kennlinien am Prüfstand A (Abb.3.1) gemessen. Die Messpunkte für $n = 500\ min^{-1}$ (hellblaue Linie), für $n = 750\ min^{-1}$ (grüne Linie), für $n = 12500\ min^{-1}$ (schwarze Linie) und für $n = 1500\ min^{-1}$ (blaue Linie) sind in Abbildung 5.11 aufgetragen.
Abgesehen von kleinen Abweichungen, insbesondere bei der Höchstdrehzahl von $n = 1500\ min^{-1}$, liegen die gemessenen und die berechneten Kennlinien nah beieinander bzw. überlagern sich teilweise. Im Bereich kleinerer Volumenströme $Q$ (Teillast) sind größere Abweichungen zwischen den berechneten und messtechnisch ermittelten Werten vorhanden. Bei größeren Druckerhöhungen $\Delta p$ treten

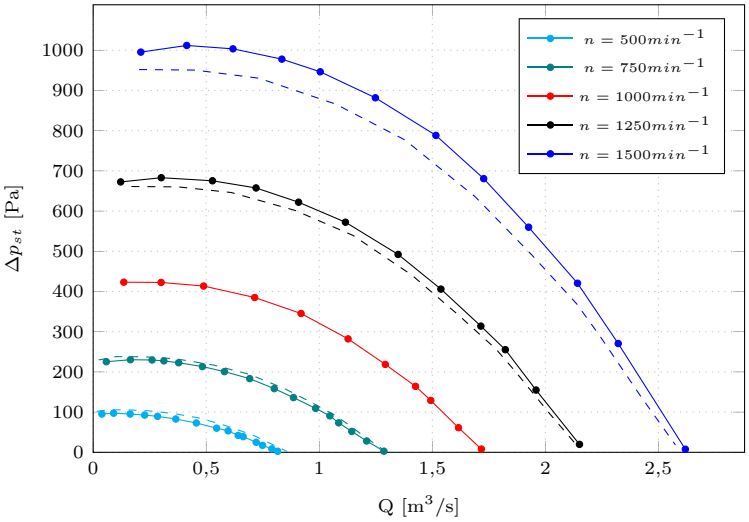



Abbildung 5.11.: gemessenes Kennfeld des Diagonalventilators ($D_{2a} = 0,68\ m$) bei fünf verschiedenen Drehzahlen (durchgezogene Linien) und die nach (Gl. 5.18), (Gl. 5.19) berechneten Kennlinien (gestrichelte Linien), ausgehend von der gemessenen Kennlinie mit $n_1 = 1000\ min^{-1}$ (rote Linie)

höhere Spaltvolumenströme auf, die in den Berechnungen nicht berücksichtigt werden. Die theoretischen Affinitätsgesetze stimmen für den untersuchten Diagonalventilator mit den experimentellen Messergebnissen gut überein. Für die axiale und radiale Ventilatorbauart wurden die Affinitätsgesetzmäßigkeiten in der Fachliteratur bereits bestätigt [5], für den untersuchten Diagonalventilator lassen sich die Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen ebenfalls mit Hilfe der Modellgesetze ermitteln.

### 5.4.2. Größeneinfluss

Um den Einfluss verschiedener Deckscheibenradien und des Abströmwinkels $\chi$ des Diagonalventilators zu untersuchen, wurde die Baugröße des Ventilators verkleinert und ein geometrisch ähnlicher

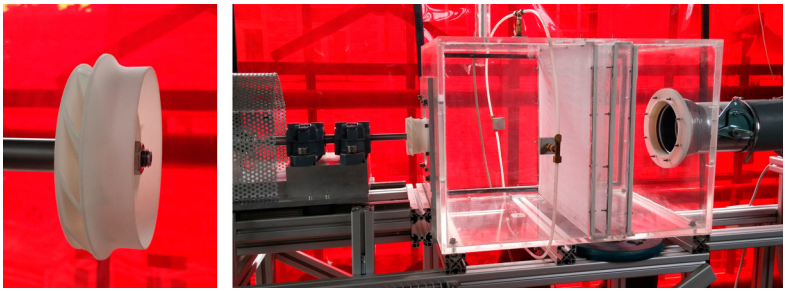


Abbildung 5.12.: Links: Prototyp des kleinen Diagonalventilators ($D_{2a} = 0.085\ m$), rechts: installierter Diagonalventilator auf dem kleinen Kammerprüfstand B (Abb. 3.2)

Diagonalventilator ($D_{2a} = 0,085\ m$) konstruiert und gefertigt. Der kleinere Diagonalventilator hat dieselbe Schaufelanzahl ($z = 10$) und alle Durchmesserverhältnisse entsprechen dem originalen Diagonalventilator (s. Abb. 4.1).
In der verkleinerten Baugröße lassen sich verschiedene Prototypen schnell und kostengünstig mit 3D- Druckverfahren herstellen. Der kleine Diagonalventilator (Abb. 5.12, links) wurde mittels selektivem Lasersintern gefertigt. Nach den Affinitätsgesetzen (Gl. 5.15), (Gl. 5.16) und (Gl. 5.17) wurden die Kennlinien für den kleinen Diagonalventilator, rechnerisch aus den Messdaten des großen Ventilators, vorausbestimmt.

Anschließend wurde das Kennfeld des kleineren Diagonalventilators auf dem Prüfstand B (s. Abb. 5.12, rechts) gemessen und mit den berechneten Kennlinien abgeglichen (Abb. 5.13). Bei der unterschiedlichen Baugröße der beiden geometrisch ähnlichen Diagonalventilatoren, variiert der Volumenstrom mit dritter Potenz des Durchmesserverhältnisses (Gl. 5.15) und die Druckerhöhung verändert sich quadratisch mit dem Durchmesserverhältnis (Gl. 5.16).
Basierend auf den Messdaten des großen Diagonalventilators mit einer Drehzahl von $n = 500\ min^{-1}$ wurden die Leistungskurven des kleineren Diagonalventilators für vier verschiedene Drehzahlen berechnet und sind in Abbildung 5.13 als gestrichelte Linien dargestellt. Die berechneten Werte des kleineren Ventilators wurden

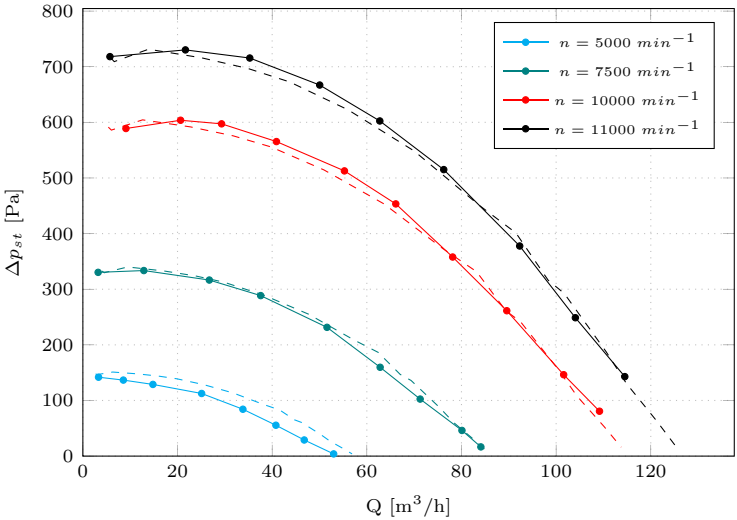



Abbildung 5.13.: gemessenes Kennfeld des Diagonalventilators $D_{2a} = 0,085\ m$ bei vier verschiedenen Drehzahlen (durchgezogene Linien) und nach (Gl. 5.15) und (Gl. 5.16) berechnete Kennlinien (gestrichelte Linien), ausgehend von den Messdaten des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0,682\ m$ bei $n = 500\ min^{-1}$

mit den gemessenen Kennlinien bei $n = 5000\ min^{-1}$ (blaue Linie), $n = 7500\ min^{-1}$ (grüne Linie), $n = 10000\ min^{-1}$ (rote Linie) und $n = 11000\ min^{-1}$ (schwarze Linie) verglichen. Die berechneten und die gemessenen Werte liegen in Abbildung 5.13 bis auf geringe Abweichungen übereinander.
Die dimensionslose Darstellung der Kennlinien ist in Abbildung 5.14 als Volumenzahl $\varphi$ über die frei ausblasende Druckzahl $\psi_{st}$ abgebildet. Dabei ist der kleinere Ventilator $D_{2a} = 0.085\ m$ bei einer Drehzahl von $n = 10000\ min^{-1}$ (Abb. 5.14, rote Linie) zusammen mit 4 verschiedenen Drehzahlen des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.68\ m$ aufgetragen. Die Kennlinien liegen mit geringen Abweichungen dicht beieinander.

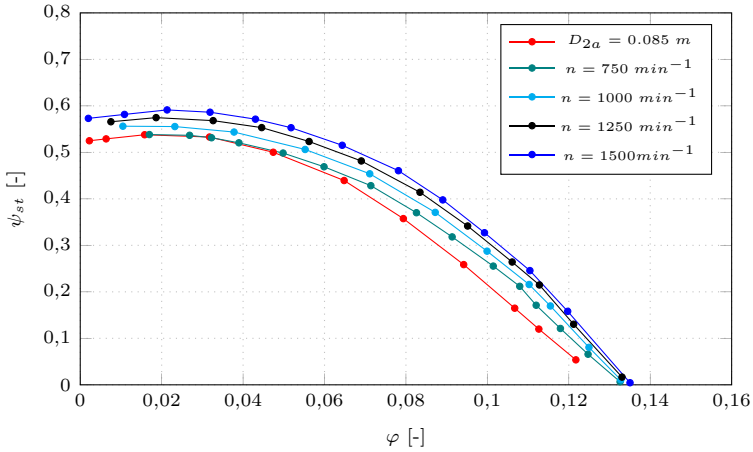



Abbildung 5.14.: dimensionslose Kennlinien des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.68\ m$ bei 4 verschiedenen Drehzahlen und des kleinen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.085\ m$ bei $n = 10000\ min{-}1$ (rote Linie)

Die Kennlinien des geometrisch ähnlichen kleinen Diagonalventilators konnten in den Untersuchungen durch Anwendung der Affinitätsgesetze aus den Kennlinien des großen Diagonalventilators in guter Übereinstimmung mit den Messergebnissen vorausberechnet werden.

## 5.5. Leistungsverhalten

Am Beispiel von Kleinventilatoren wurden in [5] von Harmsen typische Kennlinienverläufe und auch das charakteristische Drehzahlverhalten von einem axialen, radialen und auch einem diagonalen Kleinventilator dargestellt. In Abbildung 5.15 und 5.16 sind der Wirkungsgradverlauf $\eta$, die Druckerhöhung $\Delta p$ über den Volumenstrom $Q$, zusammen mit der Drehzahl $n$ aufgetragen.
Beim Axialventilator (Abb. 5.15, rechts) nimmt der Leistungsbedarf $P$ mit zunehmender Druckerhöhung zu und dadurch verringert sich die Drehzahl von großen Volumenströmen $Q$ bis hin zum Ausle-

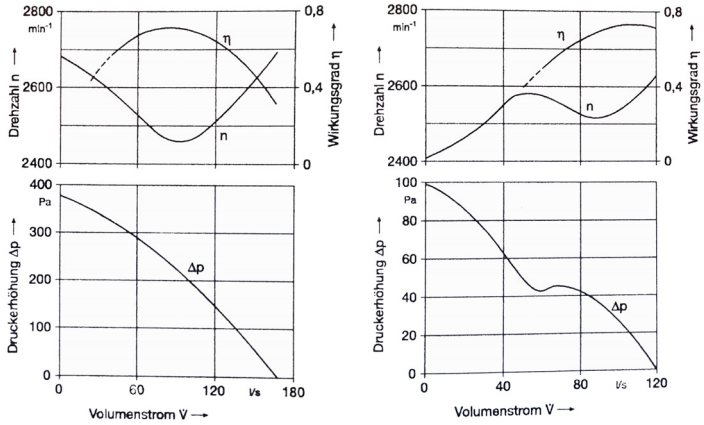



Abbildung 5.15.: Kennlinien und Drehzahlverhalten von Kleinventilatoren, links: Radialventilator, rechts: Axialventilator nach [5]

gungsvolumenstrom. Die Drehzahl steigt dann allerdings erneut an, um dann bei noch stärkerer Drosselung (links vom Sattelpunkt) wieder deutlich abzufallen. Wie bereits erwähnt, ist in diesem Bereich der kleinen Volumenströme $Q$ (Ablösebereich), der Einsatz des Axialventilators aufgrund der auftretenden instationären Kräfte und der angefachten Schaufelschwingungen (bis hin zum Schaufelbruch) zu vermeiden [5].
Bei dem Radialventilator mit rückwärts gekrümmten Schaufeln, dargestellt in Abbildung 5.15 (links), gemessen mit Spiralgehäuse und Einlaufdüse, liegt die kleinste Drehzahl in etwa der Mitte der Kennlinie. Bezeichnend für den Drehzahlverlauf von Radialventilatoren ist die abnehmende Leistungsaufnahme $P$ mit zunehmender Druckerhöhung $\Delta p$, wodurch die Drehzahl in diesem Bereich kleinerer Volumenströme $Q$ wieder deutlich ansteigt.
In Abbildung 5.16 ist das Drehzahlverhalten von Diagonalventilatoren nach Harmsen [5] dargestellt. Kennlinien von Diagonalventilatoren sind noch sehr selten in der Fachliteratur zu finden. Nach Harmsen werden Diagonalventilatoren relativ selten gebaut, da die Anforderungen an Druckerhöhung $\Delta p$ und Volumenstrom $Q$, die nach dem Cordier- Diagramm [7] im Bereich von Diagonalventilato-

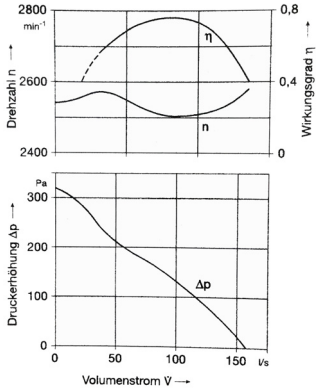



Abbildung 5.16.: Kennlinien und Drehzahlverhalten von einem Diagonalventilator nach [5]

ren liegen, bisher hauptsächlich von Axial- und Radialventilatoren abgedeckt werden. Nach Harmsen [5] liegt es daran, dass bei Axial- und Radialventilatoren die Laufradgestaltung im Allgemeinen einfacher ist als bei Diagonalventilatoren. In Abbildung 5.16 ist ein nahezu horizontales Drehzahlverhalten zu erkennen, damit bleibt auch die Motorbelastung bei Diagonalventilatoren längs der Kennlinie weitesgehend konstant. Die Auswahl des Motors kann exakter erfolgen, wodurch die verfügbare Motorleistung über den gesamten Betriebsbereich besser ausgenutzt werden kann [5].
Das nach Harmsen aufgezeigte gleichmäßige Drehzahlverhalten über den Volumenstrom, kann durch die Messungen des in dieser Arbeit untersuchten Diagonalventilators bestätigt werden (Abb. 5.17). In Abbildung 5.16 ist ein leichter Kennliniensattelpunkt erkennbar, die Kennlinie des in dieser Arbeit untersuchten Diagonalventilators weist keinen Sattelpunkt auf (s. Abb. 5.17).
Das Auftreten bzw. Nichtauftreten des Kennliniensattels in Abhängigkeit der Meridiankontur bei Diagonalventilatoren ist noch eine ungeklärte Fragestellung für zukünftige Forschungsarbeiten.
Beim untersuchten Diagonalventilator (Abb.4.1) zeigt die Kennlinienmessung ein geichmäßiges Leistungs-, sowie Drehzahlverhalten über den gesamten Volumenstrombereich $Q$ auf (Abb.5.17).

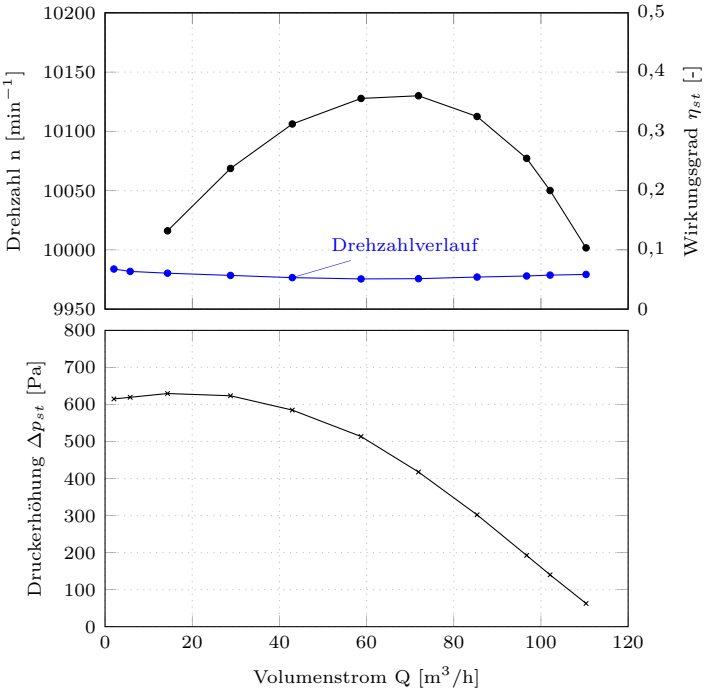



Abbildung 5.17.: Kennlinienmessdaten des kleinen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.085\ m$ mit dem Drehzahlverhalten bei einer Nenndrehzahl von $n = 10000\ min^{-1}$

# 6. Einfluss der Deckscheibenradien

Die Formgebung eines Laufrades wird von der geforderten Druckerhöhung $\Delta p$, dem Volumenstrom $Q$ und der Drehzahl $n$ bestimmt. Die Eigenschaften der sich aus den Forderungen entwickelten Radformen sind in Tabelle 6.1 aufgezählt. Die Radform I (Abb. 6.1) ist ein Radialrad, mit Trag- und Deckscheibe und stellt eine langsamläufige Bauform dar. Mit anwachsender Drehzahl bei gleichbleibender Druckerhöhung, wandert die äußere Schaufelkante nach innen, zu einem verkleinerten Aussendurchmesser $D_{2a}$. Wenn bei kleinerem Aussendurchmesser die Saugkante unverändert bleibt, wird die Schaufellänge in Relation zur Breite zu kurz und damit die Schaufelfläche zu klein. Deshalb rückt die Saugkante des Laufrades weiter in den Saugmund (s. Radform II Abb. 6.1).
Eine weitere Drehzahlerhöhung bedingt dann ein Schrägstellen der bereits verkürzten Druckkante, um eine weitere Annäherung an die Rotationsachse zu realisieren (s. Radform III Abb. 6.1).

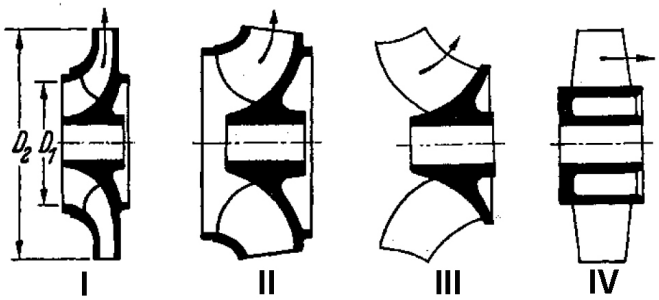



Abbildung 6.1.: Übersicht der Radformen bei Pumpenlaufrädern nach [32]

Tabelle 6.1.: Richtwerte für die Abmessungsverhältnisse von Pumpenlaufrädern in Anlehnung an [32] und [42]

| **Rad** | $D_s/D_{2a}$ | $b_2/D_{2a}$ | **Eigenschaften** |
|---|---|---|---|
| **I** | 0,28 | 0,02 | **Langsamläufer** - Radialrad, kleine Drehzahl, kleiner Volumenstrom, große Druckerhöhung |
| **II** | 0,65 | 0,11 | **Mittelläufer** - Radial-, Diagonalrad, mittlere Drehzahl, mittlerer Volumenstrom, mittlere Druckerhöhung |
| **III** | 0,84 | 0,18 | **Schnellläufer** - Halbaxialrad, hohe Drehzahl, großer Volumenstrom, kleine Druckerhöhung |
| **IV** | 1,0 | 0,2 ... 0,3 | **Schnellstläufer** - Axialrad, höchste Drehzahl, größter Volumenstrom, kleinste Druckerhöhung |
| | 0,91 | 0,12 | Diagonalventilator $\widehat{=}$ Laufradform II |

Aufgrund der schrägen Schaufeldruckkante ist der mittlere Aussendurchmesser weiterhin verkleinert. Als Extremfall einer weiteren Schrägstellung der Druckkante entsteht das Axialrad, als Schnellstläufer (s. Radform IV Abb. 6.1). In den Radformen III und IV (Abb. 6.1) wird die Deckscheibe, trotz zusätzlich auftretender Spaltverluste, weggelassen [32]. Die entstehenden Reibverluste an der Deckscheibe sind wegen der hohen auftretenden Relativgeschwindigkeiten bei Schnell- und Schnellstläufern in Relation zu den Spaltverlusten größer. Die größeren Relativgeschwindigkeiten bei höheren spezifischen Drehzahlen $n_q$ sind in den Geschwindigkeitsdreiecken am Austritt im Anhang in Abb. A.7 dargestellt.
Sigloch [42] gibt für die Abmessungsverhältnisse von Kreiselpumpenlaufrädern Richtwerte an, die in Tabelle 6.1 aufgelistet sind. Die Radform des untersuchten Diagonalventilators lässt sich nach Tabelle 6.1 in die Radform II, den Mittelläufer, einteilen. Dabei liegt das berechnete Verhältnis vom Saugmunddurchmesser $D_s$ zum äu-

ßeren Austrittsdurchmesser $D_{2a}$ mit dem Wert von 0,91 über dem angegebenen Richtwert von 0,65 (Vgl. Tab. 6.1). Bei der Auslegungsberechnung des Diagonalventilators war eine festgelegte Geometrie der Trag- und Deckscheibe (s. Tab. 4.1 und Abb. 4.1) gefordert. Das Durchmesserverhältnis von $D_s/D_{2a} = 0,65$ bei Radform II (Abb. 6.1) kann u.a. dadurch erzielt werden, indem der Saugmunddurchmessers von $D_s = 619mm$ auf $D_s = 450mm$ verkleinert wird, bei bleibendem Aussendurchmesser von $D_{2a} = 682mm$.

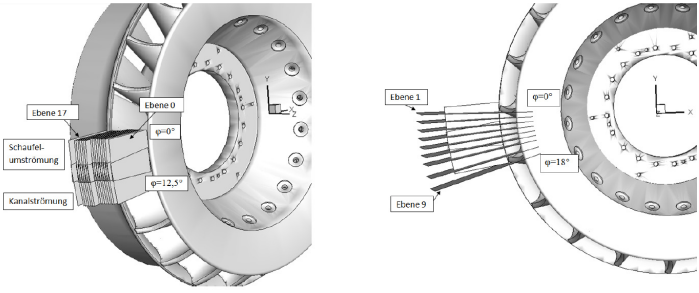
## 6.1. Deckscheibenablösung

Bei Radialventilatoren wird die Strömung im Radeinlauf von der axialen in die radiale Richtung umgelenkt und gleichzeitig verzögert. Dabei ist insbesondere bei breiten Laufrädern die Gefahr einer Strömungsablösung an der Deckscheibe besonders groß [31]. Im Diagonalventilator erfolgt ebenfalls eine Strömungsumlenkung am Laufradeintritt bei verhältnismäßig breiten Schaufelkanälen.
Vorherige experimentelle Untersuchungen am Diagonalventilator zeigten anhand von Farbanstrich- und Wollfadenversuchen eine mögliche Strömungsablösung im Deckscheibenbereich auf. Tunsi [47] konnte durch PIV [1] - Messungen im Nachlauf des Ventilators die abgelöste Strömung im Austrittsbereich der Deckscheibe bestätigen. Die Messebenen und die Geschwindigkeitsverteilung der Nachlaufmessung mit auftretender Rückströmung in den Schaufelkanal an der Deckscheibe sind in (Abb. 6.2 und Abb. 6.3) dargestellt.
Die später durchgeführte numerische Strömungssimulation des Diagonalventilators zeigte ebenfalls, in den berechneten Geschwindigkeitsfeldern am Austritt, die abgelöste Strömung in Deckscheibennähe auf (s. Abb. A.6).

## 6.2. Konturvarianten R80, R130 und R180

Im Hinblick auf die detektierte Deckscheibenablösung, wurden vergrößerte Deckscheibenradien numerisch und experimentell untersucht, um eine sanftere Strömungsumlenkung an der Deckscheibe

[1] PIV (Particle Image Velocimetry) ist ein laseroptisches Messverfahren zur Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeiten




Axiale Messebenen Radiale Messebenen

Abbildung 6.2.: axiale und radiale Messebenen bei der Geschwindigkeitsmessung (PIV) im Nachlauf des Diagonalventilators [47]

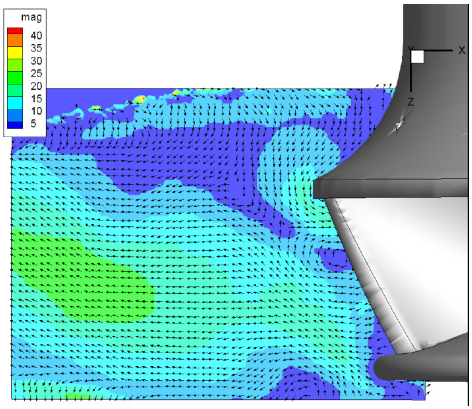



Abbildung 6.3.: Ergebnisse PIV Messung, Geschwindigkeitsverteilung in der radialen Ebene 6 im Auslegungspunkt, Deckscheibenradius R80 (s. Abb. 6.2), [47]

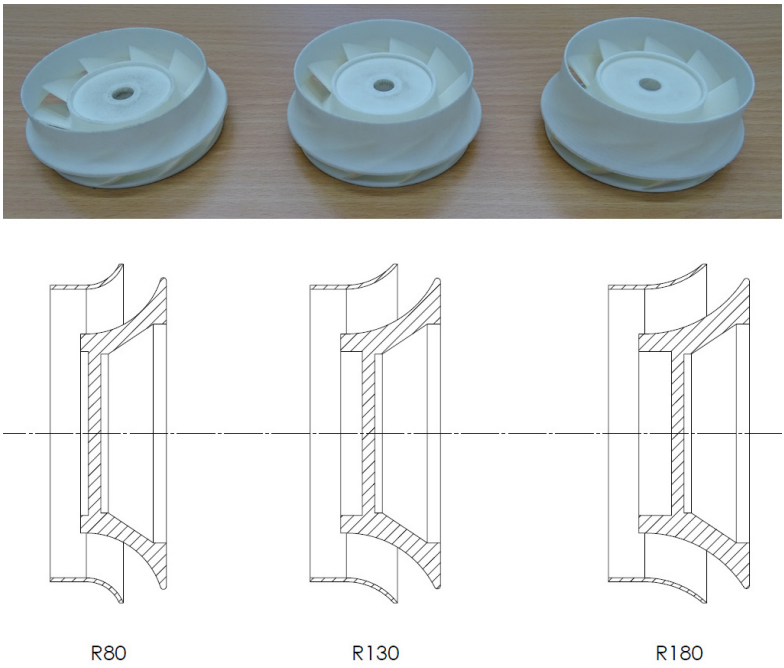



Abbildung 6.4.: Variation der Deckscheibenradien am Diagonalventilator, unten: Schnittdarstellungen R80 (links), R130 (Mitte) und R180 (rechts) oben: gefertigte Prototypen (SLS)

zu erzielen. Der Radius der Deckscheibe wurde von ursprünglich $R80$ auf $R130$ bis $R180$ erhöht, wie in Abbildung 6.4 dargestellt. Die Austrittsbreite $b_2$ und der Austrittsdurchmesser $D_{2a}$ wurden bei der Radienvariation konstant gehalten, um eine gute Vergleichbarkeit der experimentellen Untersuchungen zu ermöglichen.
Die Auslegung der diagonalen Schaufeln wurde jeweils an die veränderte Deckscheibenkontur angepasst und neu berechnet. In Abbildung 6.4 (rechts) ist erkennbar, dass die Umlenkung der Strömung im Schaufelkanal bei einem Deckscheibenradius von $R180$ (s. Abb. 6.4, rechts) sanfter erfolgt als bei $R80$ (s. Abb. 6.4, links).
Allerdings verlängert sich bei gleichbleibendem Auslegungspunkt die

Schaufellänge und somit auch der durchströmte Schaufelkanal durch die Vergrößerung der Deckscheibenradien. Die Prototypen der Diagonalventilatoren mit den Radien ($R80$, $R130$ und $R180$) wurden mit einem SLS [2] - Verfahren gefertigt und sind in Abbildung 6.4 (oben) dargestellt.

### 6.2.1. Ergebnisse der Kennlinienmessungen

Die Kennlinienmessungen wurden am Prüfstand B (Abb. 3.2) durchgeführt. Die Messungen zu Druckerhöhung (statisch $\widehat{=}$ frei ausblasend), Leistungsaufnahme und zu den frei ausblasenden Wirkungsgraden sind in dimensionsloser Darstellung in Abhängigkeit zur Lieferzahl $\varphi$ aufgetragen.
Ausgehend vom Radius $R80$ (s. Abb. 6.5, blaue Linie) konnte in den Kennlinienmessungen für den Diagonalventilator mit dem vergrößerten Deckscheibenradius $R130$ (s. Abb. 6.5, rote Linie) eine leicht vergrößerte Druckerhöhung $\psi_{st}$ bei großen Volumenströmen (Überlast) ermittelt werden, sowie leicht verbesserte frei ausblasende Wirkungsgrade $\eta_{st}$.
Die Erweiterung des Deckscheibenradius von $R130$ auf $R180$ (s. Abb. 6.5, schwarze Linie) führte zu verringerten Druckerhöhungen $\psi_{st}$ in der Kennlinie bei ebenso verminderten Wirkungsgraden $\eta_{st}$. Bei konstantem Außendurchmesser $D_{2a}$ und konstanter Austrittsbreite $b_2$ der Ventilatorschaufeln sind die Schaufelkanäle in der Deckscheibenkontur $R180$ relativ lang und verursachen deshalb erhöhte Kanalreibungsverluste.
In Abbildung 5.1 ist der Einfluss der Reibungsverluste innerhalb des Laufrades (hydraulische Verluste) $Z_{hx}$ auf die Kennlinie dargestellt. Die vergrößerte umströmte Schaufelfläche und die verlängerten Schaufelkanäle erhöhen die Reibungsverluste $Z_{hx}$ bei der seichten Deckscheibenkrümmung von $R180$. Die Reibungsverluste erhöhen sich quadratisch mit anwachsendem Volumenstrom und führen zu einem steileren Abfall der Kennlinie bei großen Volumenzahlen $\varphi$, wie in Abb. 6.5 ersichtlich.
Weiterhin beeinflussen erhöhte Stoßverluste $Z_{st}$ die Kennlinie, wie in Abbildung 5.1 (rechts) dargestellt. Nach den Ergebnissen der CFD Berechnung wird allerdings der Eintrittstoß beim Deckscheibenradi-

[2] SLS (Selektives Lasersintern oder Selective Laser Sintering) ist ein additives Fertigungsverfahren aus einem pulverförmigen Ausgangsstoff

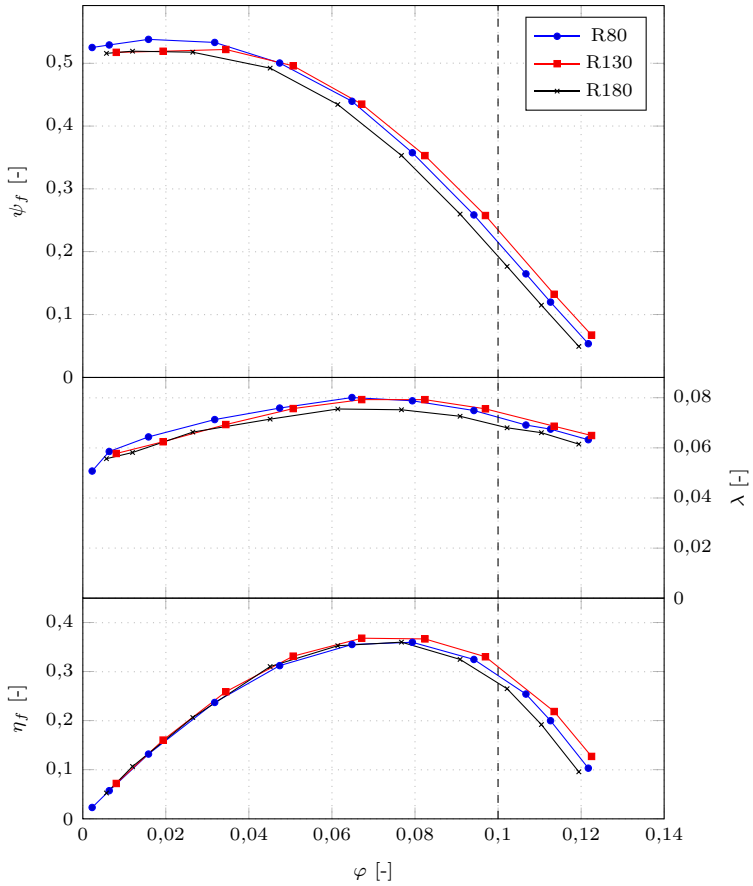



Abbildung 6.5.: dimensionslose Kennlinien der Diagonalventilators mit den Radien $R80$ (blaue Linie), $R130$ (rote Linie) und $R180$ (schwarze Linie), Drehzahl $n = 10000\ min^{-1}$, gemessenen auf dem Prüfstand B (Abb. 3.2)

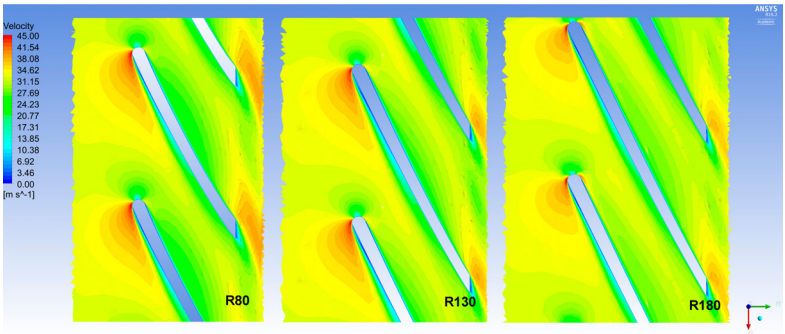
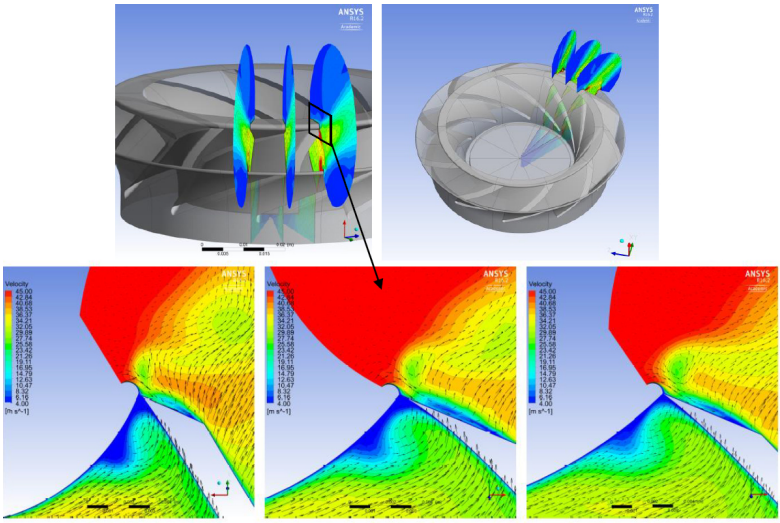



Abbildung 6.6.: CFD berechnete Schaufelschnitte im mittleren Schnitt (midspan) bei den 3 Deckscheibenradien R80 (links), R130 (Mitte) und R180 (Rechts) im Auslegungspunkt

us von $R180$ verkleinert (Abb. 6.6,rechts). Auch in den Messungen der Kennlinie in Abb. 6.5 (schwarze Linie) ist beim Deckscheibenradius von $R180$ kein deutlicher Abfall der Druckzahl $\psi_{st}$ bei sehr geringen Lieferzahlen $\varphi$ ersichtlich, was nach Abb. 5.1 auf erhöhte Stoßverluste $Z_{st}$ hinweisen würde. Demnach führen die erhöhten Reibungsverluste beim Deckscheibenradius $R180$ zu den verringerten frei ausblasenden Druckzahlen $\psi_{st}$ bei großen Volumenströmen $Q$ bzw. Lieferzahlen $\varphi$.
Die Unterschiede in den dargestellten Kennlinien (Abb. 6.5) sind marginal. Daher wurden fünf Messungen innerhalb von drei Monaten nacheinander durchgeführt und die Ergebnisse zu den Kennlinienen der verschiedenen Deckscheibenradien $R80$, $R130$ und $R180$ konnten reproduziert werden.
In Abbildung 6.7 sind die Ergebnisse der CFD Berechnungen des Diagonalventilators bei 3 verschiedenen Deckscheibenradii dargestellt. Die Ablöseerscheinung an der Deckscheibe ist auch bei einem vergrößerten Deckscheibenradius von R180 noch vorhanden (Vergleich Abb. 6.7, (c)). Die Ergebnisse zeigen dennoch die Tendenz einer reduzierten Ablöseerscheinung mit zunehmendem Deckscheibenradius auf.



(a) $R80$, $\chi = 68°$ (b) $R130$, $\chi = 68°$ (c) $R180$, $\chi = 68°$

Abbildung 6.7.: CFD Ergebnisse zur Strömungsablösung an der Deckscheibe bei 3 Radien a) R80, b) R130 und c) R180 im Auslegungspunkt

## 6.3. Großausführung mit Deckscheibenradius R130

Der kleine Modellventilator $D_{2a} = 0.085\ m$ mit einem Deckscheibenradius von $R130$ wurde als Großausführung mit einem Außendurchmesser $D_{2a} = 0.682\ m$ konstruiert. Für die Herstellung des Prototypen wurden verschiedene Verfahren in Betracht gezogen. Vor allem die additiven Fertigungsmöglichkeiten (3D- Druckverfahren) bieten eine enorme Bandbreite mit verschiedenen Werkstoffen für die Fertigung von Prototypen an. Bei additiven Fertigungsverfahren [3] werden die Bauteile durch schichtweises Zusammenfügen von Volumenelementen hergestellt [19]. Beim herkömmlichen, bisher weit verbreiteten, zerspanenden oder subtraktiven Prozess, wird das Bauteil durch definierte Materialabtragungen aus einem Werk-

[3] auch generatives Fertigungsverfahren oder Rapid Prototyping genannt[19]

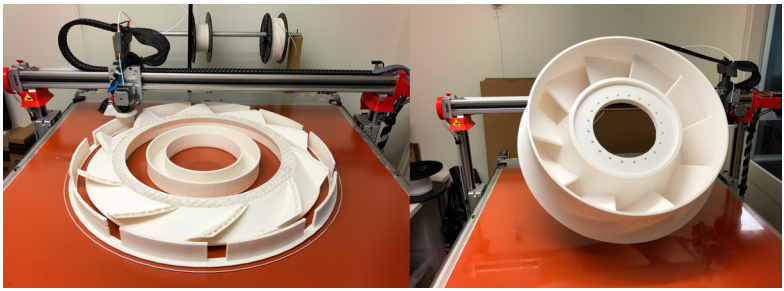


Abbildung 6.8.: Diagonalventilator $D_{2a} = 0.682\ m$ mit einem Deckscheibenradius von $R130$ mittels FDM- Verfahren gefertigt

stoffblock gefertigt (z.B. drehen oder fräsen).
Der herzustellende Diagonalventilator in Großausführung, mit einem Deckscheibenradius von $R130$, hat einen Durchmesser von $D_{2a} = 0.682\ m$ mit einer Bauteilhöhe von $H = 0.262\ m$. Aufgrund der Bauteilgröße wurden alle Fertigungsanfragen für Selektives Lasersintern und 3D Druck innerhalb von Deutschland aufgrund zu langer Fertigungszeiten, zu wenig Erfahrung mit der Materialfestigkeit oder auch zu großen Bauteilvolumen abgelehnt. Ein schwedisches Start-up Unternehmen hat den Prototyp mittels Fused Deposition Modeling (FDM) gefertigt. Der verwendete FDM- Drucker[4] hat ein maximales Bauvolumen von $V = 0.5\ m^3$ (1 m x 1 m x 0,5 m) und druckte den Diagonalventilator mittels PLA[5] innerhalb von 200 Stunden.
Beim FDM wird ein Kunststoffstrang (Filament) thermisch aufgeheizt und durch einen beweglichen Extrusionskopf auf eine beheizte Plattform schichtweise aufgetragen. Aufgrund der Bauteilkomplexität des Diagonalventilators wurde er mit Hilfe von Stützmaterial hergestellt, welches am Ende des Druckvorganges manuell abgetrennt wird.
Im Anhang (Abb. A.8) ist das verwendete FDM- Verfahren schema-

[4]Druckerbezeichnung 3DP1000, Firma 3D Plattform
[5]Polylactide (PLA) sind synthetische Polymere aus denen Kunststoff gefertigt wird. Dieser wird aus regenerativen Quellen gewonnen (z.B. Maisstärke) und macht PLA zu einem biokompatiblen Rohstoff.
[https://www.filamentworld.de]

tisch dargestellt. Der Druckfortschritt, des mittels FDM- Verfahren gefertigten Diagonalventilators ist in Abbildung 6.8 (links: ca. 25 % und rechts: 100 %) aufgezeigt. Das Gewicht des Ventilators beträgt lediglich 9 kg. Das erleichterte enorm die Montage auf dem Prüfstand und das Auswuchten konnte vernachlässigt werden, da keine grenzwertigen Schwingungsamplituden beim Hochfahren des Diagonalventilators auf eine Drehzal von $n = 1500\ min^{-1}$ auftraten.
Im Vergleich zum Diagonalventilator mit dem Deckscheibenradius von $R80$ (s. Abb. 4.8), ist der Diagonalventilator aus dem FDM-Verfahren zwar wesentlich leichter, aber weist auch eine deutlich schlechtere Oberflächenqualität auf. Weiterhin gab es einige fehlerhafte Druckstellen, in denen kein ganzheitlicher Verbund zwischen den einzelnen Druckschichten gewährleistet war.
Insbesondere im Bereich der Nabe und des Flansches, zur Montage auf der Antriebswelle, waren die Wandstärken des gedruckten Ventilators nicht ausreichend und wurden nachträglich durch zwei Flanschscheiben verstärkt. Der auf dem Prüfstand A (Abb. 3.1) installierte Diagonalventilator ist im Anhang in Abb. A.9 dargestellt.
In Abbildung 6.9 sind die Kennlinienmessungen des Diagonalventilators $D_{2a} = 0.682\ m$ mit dem Deckscheibenradius $R80$ und $R130$ vergleichend aufgetragen.

Die auftretenden Reibungsverluste $Z_h$ werden von der Oberflächenrauheit beeinflusst. Die verschiedenen Herstellungsvarianten der beiden Diagonalventilatoren ($R130$ durch FDM- Druckverfahren und $R80$ mit gefräster Trag- und Deckscheibe, Schaufeln durch Vakuumguss) erzeugen einen signifikanten Unterschied der Oberflächenrauigkeit der beiden Laufräder. Der Diagonalventilator mit $R130$ weist die üblichen sogenannten „Treppenmuster“, aufgrund der schichtweisen Fertigungsmethodik auf. Zusätzlich sind Druckfehler vorhanden, die höchstwahrscheinlich zu geometrisch bedingten Ablösungen der Grenzschichtströmung und daraus resultierenden erhöhten hydraulischen Verlusten führen.
Die erreichte Druckzahl des Diagonalventilators mit dem Deckscheibenradius $R130$ liegt unterhalb der erreichten Druckzahlen des Ventilators mit $R80$ (s. Abb. 6.9). Die gemessenen frei ausblasenden Wirkungsgrade $\eta_{st}$ (Abb. 6.9, unten) liegen beim Diagonalventilator $R130$ oberhalb der Werte des kleineren Deckscheibenradius $R80$. Die leichte Wirkungsgradverbesserung mit einem Deckscheibenradius von $R130$ wurde bereits bei den Messungen an der kleineren Aus-

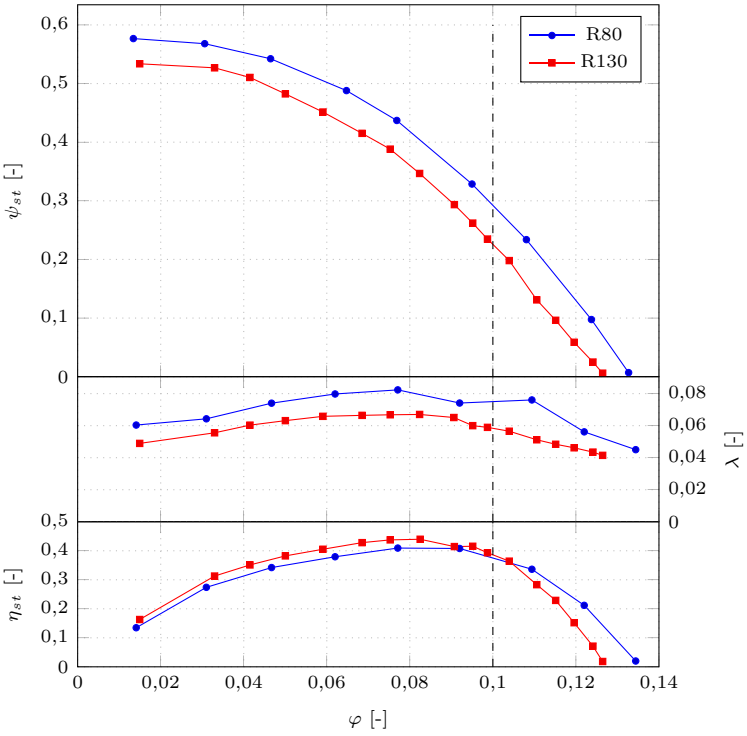



Abbildung 6.9.: gemessene dimensionslose Kennlinien des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.682\ m$ mit dem Deckscheibenradius $R130$ (rote Linie) und $R80$ (blaue Linie) mit der Drehzahl von $n = 1250\ min^{-1}$

führung des Diagonalventilators mit $D_{2a} = 0.085\ m$ messtechnisch ermittelt.

### 6.3.1. Wirkungsgradaufwertung

Bei Ventilatoren findet zur rechnerischen Aufwertung des Wirkungsgrades insbesondere die Aufwerteformel nach Ackeret (Gl. 6.1) Anwendung [24]. Dabei ist $V$ die Verlustverteilungszahl, die sich anteilig auf die von der Reynoldszahl $Re$ abhängigen Verluste in der

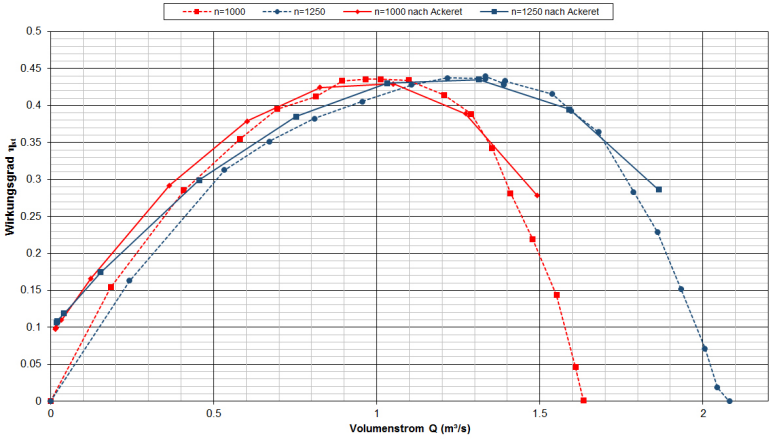



Abbildung 6.10.: Wirkungsgradaufwertung berechnet nach Ackeret (Gl. 6.1) mit verändertem Exponent $(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_m)^{-0.1}$ bei den Drehzahlen $n = 1000\ min^{-1}$ (rote Linien) und $n = 1250\ min^{-1}$ (blaue Linien)

Strömungsmaschine bezieht. Mit einer Verlustzahl von $V = 0.5$ (Gl. 6.1) werden 50 % der Verluste von der Reynoldszahl abhängig und ebenso 50 % davon unabhängig betrachtet.

$$\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = V\left[1+\left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0.2}\right], mit\ V = 0.5 \qquad (6.1)$$

In Abbildung A.10 im Anhang sind einige weitere Methoden zur Wirkungsgradaufwertung tabellarisch dargestellt. Für die Wirkungsgradaufwertung des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.682\ m$ mit einem Deckscheibenradius von $R130$ wurden die gemessenen Werte des kleinen Diagonalventilators mit $D_{2a} = 0.085\ m$ bei einer Drehzahl von $n = 1000\ min^{-1}$ verwendet. Die Berechnungen nach Gleichung (6.1) lagen leicht oberhalb der gemessenen Kennlinien der Wirkungsgrade. Mit einem angepassten Exponenten von $(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_m)^{-0.1}$ (in Anlehnung an die Wirkungsgradaufwerteformel nach Pfleiderer, s. Abb.A.10), überlagerten sich die gemessenen Wirkungsgradkenn-

linien und die nach der Aufwerteformel berechneten Werte (Abb. 6.10). Die am Prüfstand A gemessenen Kennlinien (Abb. 3.1) sind als gestrichelte Linien dargestellt und die zur jeweiligen Drehzahl zugehörigen Berechnungen nach Ackeret als durchgezogene Linie.
Die Wirkungsgradaufwertung nach (Gl. 6.1), mit der Anpassung des Exponenten $(Re/Re_m)^{-0.1}$ für den untersuchten Diagonalventilator, führte zu einer guten Übereinstimmung der berechneten und gemessenen Wirkungsgrade $\eta_{st}$.

# 7. Einfluss verschiedener Abströmwinkel

Nach DIN EN ISO 13349 [10] werden Ventilatortypen nach der Strömungsführung der Luft durch das Laufrad in folgende Kategorien unterteilt. Der Radialventilator, Axialventilator, Diagonalventilator und Querstromventilator sind in Abbildung 2.1 schematisch dargestellt und in Abbildung A.11 im Anhang, detaillierter nach verschiedenen Schaufelformen unterteilt.

**Radialventilator**
: Die Luft tritt hauptsächlich in Achsrichtung ins Laufrad ein und verlässt es in einer senkrecht zu dieser Achse verlaufenden Richtung.

**Axialventilator**
: Die Luft tritt entlang koaxialen, annähernd zylindrischen Flächen ins Laufrad ein und verlässt es auch so auch wieder.

**Querstromventilator**
: Die Strömungsführung der Luft durch das Laufrad erfolgt annähernd senkrecht zur Achse, wobei die Luft an der Laufradperipherie sowohl ein- als auch austritt.

**Diagonalventilator** [1]
: Ventilator bei dem die Strömungsführung der Luft im Laufrad zwischen derjenigen eines Radial- und eines Axialventilators liegt.

Wird diese verbale Definition der Richtung der Strömung durch das Laufrad nach [10] anhand eines Winkels definiert, so ergeben sich theoretisch die in Tabelle 7.1 aufgelisteten Abströmwinkel $\chi$ der

[1] wird nach EN ISO 13349 als Halbaxialventilator aufgeführt und in dieser Arbeit als Diagonalventilator bezeichnet (Vgl. Kap. 2.1)

Tabelle 7.1.: theoretische Kategorisierung von Ventilatoren nach dem Abströmwinkel $\chi$ und Empfehlung der Einteilung nach dem fan flow angle $\alpha$ nach [27]

| **Ventilator** | **Abströmwinkel** | |
|---|---|---|
| Radial | $\chi = 90°$ | axialer Eintritts- und radialer Austrittsmassenstrom |
| Axial | $\chi = 0°$ | achsparalleler Ein- und Austrittsmassenstrom |
| Diagonal | $0° < \chi < 90°$ | axialer Eintritts- und diagonaler Austrittsmassenstrom |
| **nach [27]** | **Fan flow angle** | |
| Radial | $\alpha \geq 70°$ | |
| Axial | $\alpha < 20°$ | |
| Diagonal | $20° \leq \alpha < 70°$ | |

verschiedenen Laufradtypen[2]. Der Abströmwinkel $\chi$ wird bei den untersuchten Diagonalventilatoren als Winkel zwischen der Rotationsachse und der Geraden der Abströmung definiert. Diese Abströmgerade ist die Orthogonale der Verbindungslinie der beiden Punkte $D_{2a}$ (Außenkante der Deckscheibe am Austritt) und $D_{2i}$ (Außenkante der Nabe am Austritt). Vier danach definierte Abströmwinkel $\chi = 30°$, $\chi = 45°$, $\chi = 68°$ und $\chi = 90°$ sind in Abbildung 7.4 dargestellt.
Aufgrund der großen möglichen Bandbreite von Diagonalventilatoren ($\chi = 1° \ldots 89°$) ist eine Einteilung dieser Bauart anhand des Abströmwinkels $\chi$ sinnvoll. Die Definition erfolgte in dieser Arbeit, in Abhängigkeit einer vorhandenen Trag- und Deckscheibe des Diagonalventilators. Die Deckscheibe ist nicht in allen Ausführungen von Diagonaventilatoren vorhanden, sie wird bei hohen spezifischen

[2]Querstromventilatoren würden nach dieser Definition anhand des Abströmwinkels $\chi$ als Sonderbauform zu der Kategorie der Radialventilatoren mit $\chi = 90°$ gehören.

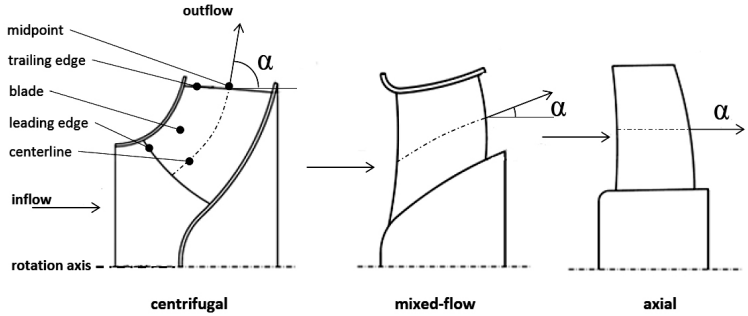



Abbildung 7.1.: Darstellung des Fan Flow angle $\alpha$ für Radial- (l.), Diagonal- (m.) und Axialventilatoren (r.) nach [27]

Drehzahlen $n_q$ aufgrund erhöhter Reibungsverluste nicht mehr ausgeführt [32].
Im Zuge der Ökodesign- Richtlinie für Ventilatoren (Verordnung EU Nr. 327/2011), in denen auch Diagonalventilatoren (mixed flow fans) als eigene Kategorie aufgeführt werden, wurden weitere Definitionen des Abströmwinkels vorgestellt.
Im März 2015 wurde im Abschlussbericht (Final Report) des Ecodesign Fan Review [27] eine Einteilung von Diagonalventilatoren anhand des Fan flow angle[3] $\alpha$ durchgeführt. In Abbildung 7.1 sind die Fan flow angle für Radialventilatoren (7.1, links), Diagonalventilatoren (7.1, mittig) und Axialventilatoren (7.1, rechts) nach [27] aufgezeigt. Der Fan flow angle $\alpha$ ist nach Abb. 7.1 als der Winkel zwischen der mittleren Stromlinie, gemessen an der Schaufelhinterkante und der Rotationsachse definiert [27]. Nach dieser Definition ist der Fan flow angle $\alpha$ sehr stark von der Lage der Schaufelhinterkante beeinflusst.
Eine weitere Definition, die sich mehr auf die Geometrie der Trag- und Deckscheibe bezieht, ist von dem Ventilatorhersteller Fa. ebmpapst[4] vorgeschlagen worden. Die Definition des Fan flow angle $\alpha$

[3] Ventilator- Strömungswinkel (direkt übersetzt aus dem Engl.), wird in der vorliegenden Arbeit als Abströmwinkel bezeichnet
[4] im Februar 2015 von ebm-papst Mulfingen GmbH & Co.Kg eingereichtes Dokument zur Revision der Verordnung (EU) Nr. 327/2011

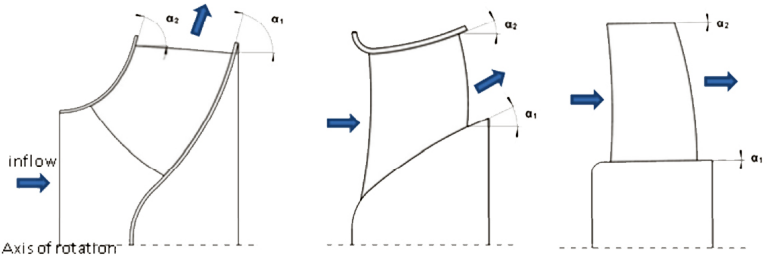



Abbildung 7.2.: Darstellung des Fan Flow angle $\alpha$ für Axial- (l.), Diagonal- (m.) und Radialventilatoren (r.) nach [27]

ist in Abb. 7.2 dargestellt. Aus den Winkeln $\alpha_1$ und $\alpha_2$ an Trag- und Deckscheibe bei Radial- und Diagonalventilatoren (Abb.7.2, l. und m.), bzw. an der Nabe und der äußeren Schaufelkante bei Axialventilatoren (Abb.7.2, r.) berechnet sich der Fan Flow angle $\alpha$ als Mittelwert nach Gl. (7.1).

$$\alpha = \left( \frac{\alpha_1 + \alpha_2}{2} \right) \tag{7.1}$$

Weiterhin wurde in [27] eine Einteilung der Ventilatorbauarten anhand des Fan flow angle $\alpha$ vorgenommen. Die theoretische Einteilung ist in Tabelle 7.1 anhand des Abströmwinkels $\chi$ vorgestellt. Hier bilden die Grenzfälle $\chi = 0°$ und $\chi = 90°$ die Axial- bzw. Radialventilatoren. Für die praktische Anwendung der Ventilatoren sind nach [27] folgende Intervalle für die Abgrenzung der Bauarten vorgesehen. Die Einteilung erfolgt in „axial“, wenn der Fan flow angle $\alpha < 20°$, in „diagonal“ bei $20° \leq \alpha < 70°$ und in „radial“ bei $\alpha \geq 70°$ (Vgl. Tab. 7.1).

## 7.1. Variation der Abströmwinkel

Die durchgeführten Untersuchungen zum Einfluss des Deckscheibenradius (Vgl. Kap. 6), erfolgten an dem Diagonalventilator mit einem Abströmwinkel $\chi = 68°$, dargestellt in Abb.7.3.
Die weiteren untersuchten Abströmwinkel $\chi = 30°$, $\chi = 45°$ und $\chi = 90°$ sind frei gewählt, als gleichmäßige Verteilung der Winkel

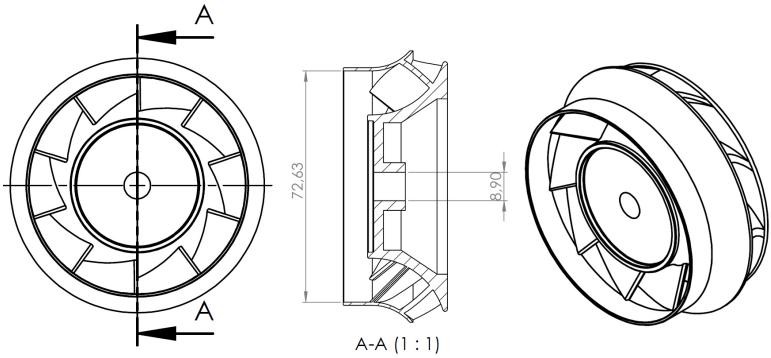



Abbildung 7.3.: CAD Zeichnung des Diagonalventilators mit Deckscheibenradius R130 und Abströmwinkel $\chi = 68°$

im Bereich zwischen axialem $\chi = 0°$ und radialem Austrittsmassenstrom $\chi = 90°$. Der Deckscheibenradius von $R130$ wurde aus den Voruntersuchungen zum Einfluss des Deckscheibenradius (Vgl. Kap. 6) übernommen. Für die veränderten Meridiankonturen der Trag- und Deckscheibe wurde jeweils eine angepasste Schaufelauslegung (s. Kap. 4), in Abhängigkeit des Abströmwinkels $\chi$, durchgeführt. Die Diagonalventilatoren mit einer Schaufelzahl von $z = 10$ und den Abströmwinkeln $\chi = 30°$, $\chi = 45°$ und $\chi = 90°$ wurden durch selektives Lasersintern (SLS) gefertigt. Die Prototypen sind in Abbildung 7.5, untere Reihe dargestellt.

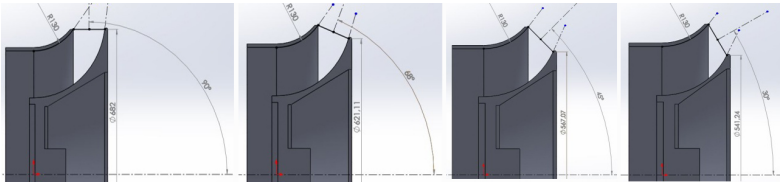


Abbildung 7.4.: Diagonalventilator mit Deckscheibenradius R130 und den verschiedenen Abströmwinkeln $\chi = 90°, 68°, 45°$ und $30°$

Abbildung 7.5.: Darstellung der Prototypen des Diagonalventilators, Radien R80, R130 und R180 mit Abströmwinkel $\chi = 68°$ (obere Reihe), $\chi = 30°$, $\chi = 45°$ und $\chi = 68°$ mit R130, untere Reihe

## 7.2. Ergebnisse der Kennlinienmessungen

Die Kennlinienmessungen der Diagonalventilatoren mit verschiedenen Abströmwinkeln $\chi$ erfolgten auf dem kleinen Kammerprüfstand B (Abb.3.2). Die Messungen der Diagonalventilatoren wurden frei ausblasend, ohne Spiralgehäuse durchgeführt. Die gemessenen dimensionslosen Kennlinien der Diagonalventilatoren mit verschiedenen Abströmwinkeln $\chi$ sind in Abbildung 7.6 aufgetragen. Der Auslegungspunkt (DP[5]) mit einer Lieferzahl von $\varphi = 0.1$ und einer Druckzahl von $\psi = 0.28$ (Vgl. Tab. 4.1) ist ebenfalls in das Diagramm 7.6 als gestrichelte Linie eingetragen.
Der Auslegungspunkt wurde bei dem Diagonalventilator mit originaler Baugröße $D_{2a} = 0.682\ m$ und dem Abströmwinkel $\chi = 68°$ mit einer leichten Verschiebung des Bestpunktes hin zu kleineren Volumenströmen $Q$ getroffen (Vgl. Abb. 5.3). In der kleineren Modellausführung des Diagonalventilators mit $D_{2a} = 0.085\ m$ und $\chi = 68°$ (Abb. 7.6, rote Linie) wird der Auslegungspunkt (DP) leicht unterschritten und der Bestpunkt (BEP) noch stärker in den Bereich

[5]engl. Design Point

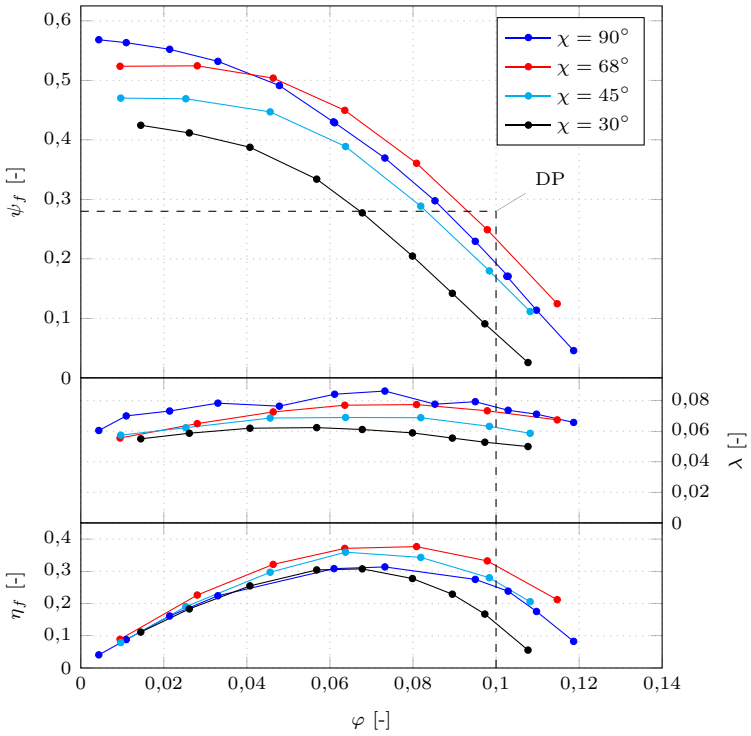



Abbildung 7.6.: dimensionslose Kennlinien des Diagonalventilators mit den vier verschiedenen Abströmwinkeln $\chi = 90°$ (blaue Linie), $\chi = 68°$ (rote Linie), $\chi = 45°$ (grüne Linie) und $\chi = 30°$ (schwarze Linie), Drehzahl $n = 10000\ min^{-1}$, gemessenen auf dem Prüfstand B (Abb. 3.2)

kleinerer Volumenströme $Q$ bzw. Lieferzahlen $\varphi$ verschoben.
Das Verkleinern des Abströmwinkels zu $\chi = 45°$ (Abb. 7.6, hellblaue Linie) verringerte sowohl die maximal erreichbare Lieferzahl $\varphi$ als auch die frei ausblasenden Druckzahlen $\psi_{st}$. Der Auslegungspunkt mit einer Lieferzahl von $\varphi = 0.1$ und einer Druckzahl von $\psi = 0.28$ wird mit dem Abströmwinkel $\chi = 45°$ verfehlt. Die verkleinerten Umfangsgeschwindigkeiten $u_2$ an der Schaufelaustrittskante

vermindern die spezifische Schaufelarbeit $Y_{sch\infty}$[6] (s. Gl. 5.3). In den Messergebnissen ist die Kennlinienabsenkung beim Austrittswinkel von $\chi = 45°$ (Abb. 7.6, hellblaue Linie) im Vergleich zu $\chi = 68°$ (Abb. 7.6, rote Linie) dargestellt.
Bei der weiteren Verkleinerung des Abströmwinkel zu $\chi = 30°$ (Abb. 7.6, schwarze Linie) wurde eine signifikante Abnahme der frei ausblasenden Druckzahlen $\psi_{st}$ und der maximal erreichbaren Lieferzahl $\varphi$ mit verschlechterten frei ausblasenden Wirkungsgraden $\eta_{st}$ gemessen. Die Kennlinie des Diagonalventilators mit $\chi = 30°$ ist weit entfernt vom theoretischen Auslegungspunkt.
Mit der von der radialen Methodik adaptierten Schaufelauslegung (s. Kap.4) wurde bei den Diagonalventilatoren mit einem Abströmwinkel von $\chi = 30°$ und $\chi = 45°$ der theoretische Auslegungspunkt nicht mehr in den Kennlinienmessungen getroffen.
Beim Radialventilator mit dem Abströmwinkel $\chi = 90°$ (Abb. 7.6, blaue Linie) werden größere frei ausblasende Druckzahlen $\psi_{st}$ im Bereich kleinerer Lieferzahlen $\varphi$ erreicht. Die gemessene Kennlinie fällt bei größeren Volumenströmen bzw. Lieferzahlen $\varphi$ steiler ab als die des Diagonalventilators mit $\chi = 68°$.
Der Deckscheibenradius des Radialventiltors $\chi = 90°$ wurde für die vergleichenden experimentellen Untersuchungen ebenso wie die Diagonalventilatoren mit den Abströmwinkeln $\chi = 30°$, $\chi = 45°$ und $\chi = 68°$ mit einem Deckscheibenradius $R130$ konstruiert. Diese verhältnismäßig große Deckscheibe (Vgl. Abb. 7.5, rechts unten) führt bei dem untersuchten Radialventilator zu einer großen umströmten Kanalfläche. Nach Abbildung 5.1 steigen die Verluste im Laufrad und im Schaufelkanal quadratisch mit größer werdenden Volumenströmen an. Die Oberfläche des Ventilators ist beim Fertigungsprozess durch selektives Lasersintern relativ rau und trägt zu erhöhten Reibungsverlusten bei.
Die besten Messergebnisse hinsichtlich der Lieferzahlen $\varphi$, der frei ausblasenden Druckzahlen $\psi_{st}$ und des frei ausblasenden Wirkungsgrades $\eta_{st}$ wurden mit dem Diagonalventilator mit einem Abströmwinkel von $\chi = 68°$ ermittelt. Der maximale frei ausblasendem Wirkungsgrad am verkleinerten Prototypen des Diagonalventilators mit $D_{2a} = 0.085\ m$ und $\chi = 68°$, beträgt $\eta_{st} = 0.38$.

[6] spezifische Schaufelarbeit mit unendlicher Schaufelzahl

# 8. Anforderungen der Ökodesign- Richtlinie

Der Weltmarkt von Ventilatoren wird in [35] auf 4100 Mio Euro pro Jahr abgeschätzt und wird zu fast 50 % von Radialventilatoren[1] dominiert (Abb. 8.1).

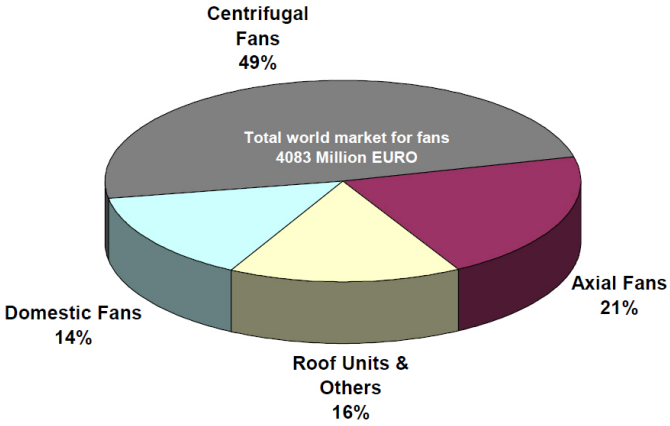



Abbildung 8.1.: Verteilung verschiedener Ventilatorbauarten auf dem Weltmarkt [27]

Der Energieverbrauch von Motoren in der Europäischen Union beträgt nach Radgen [35] 797 TWh. Ungefähr 18 % des Energieverbrauchs in der EU und damit 143 TWh entfallen auf Ventilatoren (Abb. A.12). Dabei verteilen sich 50 % des Verbrauches auf die Länder Deutschland, Frankreich, Italien und England. In Deutschland und Schweden werden größtenteils Radialventilatoren mit rückwärts

[1] engl. Centrifugal Fans

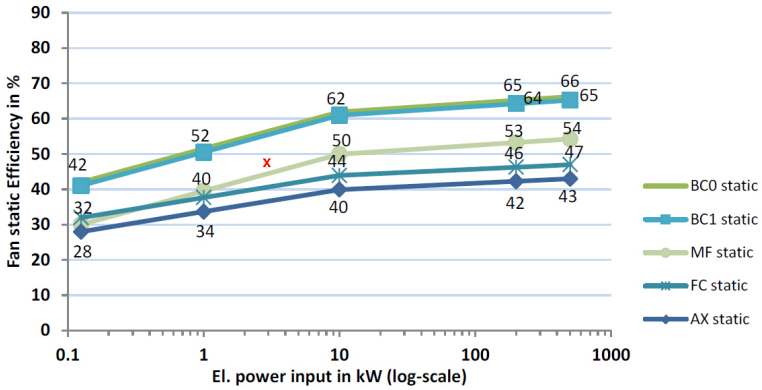



Abbildung 8.2.: Darstellung des Verlaufes der Minimalwerte für die frei ausblasenden Wirkungsgrade (BC - Backward Curved, MF - Mixed Flow, FC - Forward Curved, AX - Axial) in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme $P_{el}$ nach [27]

gekrümmten Schaufeln produziert, in Italien dominieren Radialventilatoren mit vorwärts gekrümmten Schaufeln die Produktion [35].
Mit der Verordnung EU Nr. 327/2011[2] wurden Mindestwerte für die zu erreichenden Zielenergieeffizienzen (Wirkungsgrade $\eta$) für Ventilatoren festgelegt. Die Anforderungen an die Energieeffizienz wurden in zwei Stufen für den 1.1.2013 und den 1.1.2015 angepasst und sind im Anhang in Abbildung A.13 tabellarisch dargestellt.
Für Diagonalventilatoren (mixed flow fans) berechnen sich die frei ausblasenden Mindestwirkungsgrade $\eta_{target}$ nach Gl. (8.1) mit N=50 (gültig seit dem 1.1.2015).

$$\eta_{target} = 4.56 \cdot ln(P) - 10,5 + N \tag{8.1}$$

Die logarithmische Darstellung der prozentualen Minimalwerte für die frei ausblasenden Wirkungsgrade ist in Abbildung 8.2 gezeigt. Die hellgrüne Linie bildet dabei die Untergrenze für den zulässigen

[2]Verordnung (EU) Nr. 327/2011 der Kommission vom 30. März 2011 zur Durchführung der Richtlinie 2009/125/EG des Europäischen Parlaments und des Rates

frei ausblasenden Wirkungsgrad für Diagonalventilatoren.
Für den untersuchten Diagonalventilator mit $D_{2a} = 0.682\ m$ und dem Abströmwinkel $\chi = 68°$ und $P = 2.4\ kW$ würde sich ein zulässiger Wirkungsgrad von $\eta_{target} = 0.43$ rechnerisch nach Gleichung (8.1) ergeben. Der gemessene frei ausblasende Maximalwirkungsgrad des untersuchten Diagonalventilators beträgt $\eta_{max} = 0.46$ und liegt damit noch innerhalb der Anforderungen der Ökodesign- Richtlinie für Ventilatoren.

$$N = 0.57 + \frac{0.07(\alpha - 45)}{25} \tag{8.2}$$

Für das Jahr 2020 wird von EVIA[3] in [27] angemerkt, die Werte für N (Efficiency Grade) weiterhin zu erhöhen. Für Axialventilatoren wird $N = 50$, für Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln $N = 64$ und für Diagonalventilatoren $N = 57$ vorgeschlagen [27].
Da die möglichen Bauformen der Diagonalventilatoren in Abhängigkeit des Abströmwinkels (Fan flow angle $\alpha$) groß ist, wurde auch der N- Wert für die Berechnung des Minimalwirkungsgrades in Abhängigkeit vom Abströmwinkel angegeben [27]. Für die Abströmwinkel $20° \leq \alpha < 70°$ der Diagonalventilatoren, ergibt sich nach Gleichung (8.2) auch ein linear verteilter N- Wert, in Abhängigkeit des Fan flow angle $\alpha$, zwischen $N = 50$ (Axialventilatoren) und $N = 64$ (Radialventilatoren).

[3]European Ventilation Industry Association

# 9. Zusammenfassung und Ausblick

Axial- und Radialventilatoren sind vielfältig auf dem internationalen Markt vertreten. 2012 wurde eine Stückzahl von ca. 40 Mio. Ventilatoren in der Europäischen Union produziert, von denen Diagonalventilatoren immer noch eine Seltenheit darstellen. Sowohl in der deutschsprachigen als auch in der internationalen Literatur sind auffallend wenige Publikationen für die Auslegungsmethodik von Diagonalventilatoren vorhanden.
Der geforderte Betriebspunkt des Ventilators ergibt sich je nach Anlagensituation. Radialventilatoren erfüllen häufig einstufig die Anforderungen an die Druckerhöhungen $\Delta p$, haben allerdings verhältnismäßig große Laufraddurchmesser und einen umgelenkten radialen Austrittsmassenstrom. Axialventilatoren mit gleichgerichtetem Ein- und Austrittsmassenstrom benötigen bei erhöhten Anforderungen an Druckerhöhungen oftmals weitere Laufradstufen. Das erhöht die Kosten und den benötigten Bauraum. Die diagonale Ventilatorbauart verbindet große Volumenströme mit verhältnismäßig großen Druckerhöhungen und kombiniert somit die Eigenschaften der radialen und der axialen Ventilatoren.
Für den untersuchten Diagonalventilator mit einem Abströmwinkel von $\chi = 68°$, wurde mit dem adaptierten Minderleistungsverfahren nach Pfleiderer [32] eine diagonale Beschaufelung ausgelegt. Der gemessene Betriebspunkt von zehn rückwärts gekrümmten Schaufeln, mit linearem Schaufelwinkelverlauf $\beta(r)$, liegt in guter Übereinstimmung mit dem theoretischen Auslegungspunkt.
Für die Schaufelauslegung ist eine korrekte Abschätzung des Spaltvolumenstroms $Q_{spalt}$ erforderlich. Für Diagonalventilatoren mit Deckscheibe eignet sich Gleichung 4.7 nach Winkler und Felsch [52]. Der berechnete Spaltvolumenstromanteil des untersuchten Diagonalventilators lag mit 17,9 % lediglich 0,2 % unterhalb des gemessenen Spaltvolumenstromanteils. Ein Vorteil von Diagonalventilatoren ist

der nahezu horizontale Verlauf der Leistungsaufnahme über den Volumenstrom $Q$. Anders als bei Axial- oder Radialmaschinen, ist dadurch die Leistungsaufnahme beim Anfahren des Ventilators unabhängig von der Drosselstellung.
Die charakteristische Kennlinie von Axialventilatoren weist einen Kennliniensattelpunkt auf, der mit anwachsenden Nabenverhältnissen $D_n/D_a$, intensiver ausfällt. Axialventilatoren sollten nicht im Ablösebereich (links vom Kennliniensattelpunkt) aufgrund erhöhter Turbulenzen und Geräuschemissionen, mit verringerten Wirkungsgraden, betrieben werden. Im untersuchten Diagonalventilator mit Trag- und Deckscheibe, ist kein Sattelpunkt in der Kennlinie gemessen worden. Insbesondere bei Anwendungsgebieten, die große Nabenverhältnisse erfordern, ist der fehlende Sattelpunkt in der Kennlinie bei Diagonalventilatoren vorteilhaft.
Die Vorausberechnung der Kennlinien mit den Affinitätsgesetzen für Ventilatoren, führte sowohl für unterschiedliche Drehzahlen $n$ als auch für die Variation der Baugröße, zu guten Übereinstimmungen der berechneten und gemessenen Kennlinien. Wie theoretisch erwartet, lassen sich die für Axial- und Radialventilatoren erprobten Ähnlichkeitsgesetze auch auf Diagonalventilatoren anwenden.
Die detektierte Strömungsablösung bei einem Deckscheibenradius $R80$, wurde mit vergrößerten Deckscheibenradien $R130$ und $R180$ vermindert. Der vergrößerte Deckscheibenradius $R130$ zeigte dabei leicht verbesserte (+3%) Wirkungsgrade $\eta_{st}$ beim Auslegungsvolumenstrom. Beim Radius $R180$ traten aufgrund der relativ langen Schaufelkanäle erhöhte Reibungsverluste auf und bewirkten einen steileren Kennlinienabfall, sowie verringerte Wirkungsgrade $\eta_{st}$ bei großen Lieferzahlen $\varphi$.
Die verwendete Methodik der Schaufelauslegung von Diagonalventilatoren ist abhängig vom Abströmwinkel $\chi$. Das Verkleinern des Abströmwinkels von $\chi = 68°$ zu $\chi = 45°$ und $\chi = 30°$ führte in den Messungen zu verringerten maximalen Lieferzahlen $\varphi$ und Druckzahlen $\psi_{st}$.
Für kleinere Abströmwinkel ($\chi = 30°, \chi = 45°$) führen höchstwahrscheinlich adaptierte axiale Schaufelauslegungsverfahren zu einer besseren Übereinstimmung der Messergebnisse mit dem theoretischen Auslegungspunkt. Mit kleineren Abströmwinkeln $\chi$ sind die ansteigenden Reibungsverluste an der Deckscheibe, aufgrund der höheren Relativgeschwindigkeiten bei Schnellläufern [32] zu berück-

sichtigen. Aufgrund der hohen spezifischen Drehzahl von $n_q = 130$ kann eine Maßnahme zur Steigerung des Wirkungsgrades neben dem Verlegen des Auslegungspunktes in das Cordier Band auch gegebenenfalls das Weglassen der Deckscheibe sein.

# A.

Tabelle A.1.: Kategorien der Statistik nach Eurostat Prodcom: axial, radial und other fans (s. Abb.A.1 und Abb. A.2)

| **Prodcom code** | | **Description** |
|---|---|---|
| 28.25.20.30 | Axial Fans | Axial fans (excluding table, floor, wall, window, ceiling or roof fans with a self-contained electric motor of an output $\leq 125W$) |
| 28.25.20.50 | Centrifugal Fans | Centrifugal fans (excluding table, floor, wall, window, ceiling or roof fans with a self-contained electric motor of an output $\leq 125W$) |
| 28.25.20.70 | Other Fans | Fans (excluding table, floor, wall, ceiling or roof fans with a self-contained electric motor of an output $\leq 125W$, axial fans, centrifugal fans) |

| Country | 28.25.20.30 Axial Fans | 28.25.20.50 Centrifugal Fans | 28.25.20.70 Other Fans | total |
|---|---|---|---|---|
| France | 81.855.256 | 71.485.342 | 29.000.094 | 182.340.692 |
| Netherlands | 64.931.000 | 50.242.000 | : | 115.173.000 |
| Germany | 472.629.210 | 536.979.077 | 476.484.159 | 1.486.092.446 |
| Italy | 81.008.000 | 193.676.000 | 27.359.000 | 302.043.000 |
| United Kingdom | 100.536.461 | 120.392.911 | 15.376.078 | 236.305.450 |
| Ireland | : | : | : | 0 |
| Denmark | 18.073.270 | 43.513.172 | 25.343.713 | 86.930.155 |
| Greece | : | 1.736.079 | 0 | 1.736.079 |
| Portugal | 875.154 | 3.754.811 | 296.873 | 4.926.838 |
| Spain | 64.267.379 | 71.693.291 | 19.154.811 | 155.115.481 |
| Belgium | : | 35.511.204 | : | 35.511.204 |
| Luxemburg | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Iceland | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Norway | 0 | : | : | 0 |
| Sweden | : | : | 39.772.176 | 39.772.176 |
| Finland | 317.607 | 35.701.326 | 3.090.531 | 39.109.464 |
| Austria | : | 4.118.100 | : | 4.118.100 |
| Malta | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Estonia | 0 | 2.977.464 | 98.256 | 3.075.720 |
| Latvia | 0 | : | : | 0 |
| Lituania | 0 | 4.983.202 | 19.376 | 5.002.578 |
| Poland | 16.446.938 | 30.842.068 | 23.590.867 | 70.879.873 |
| Czech Republic | 3.568.969 | 5.408.406 | 20.218.219 | 29.195.594 |
| Slovakia | 0 | 0 | 0 | 0 |
| Hungary | 18.526.800 | 461.601 | : | 18.988.401 |
| Romania | : | 6.975.152 | 0 | 6.975.152 |
| Bulgaria | 405.972 | 989.876 | 1.288.578 | 2.684.426 |
| Slovenia | : | : | : | 0 |
| Croatia | 893.268 | 179.585 | 0 | 1.072.853 |
| EU | 924.335.284 | 1.221.620.667 | 681.092.731 | 2.827.048.682 |
| EU 2027 | 929.813.698 | 1.254.958.425 | 717.066.682 | 2.901.838.805 |

Abbildung A.1.: Eurostat Prodcom - Produktion von Ventilatoren in der EU in Euro (Jan-Dez 2012), Kategorien nach Tab.A.1

| Country | 28.25.20.30 Axial Fans | 28.25.20.50 Centrifugal Fans | 28.25.20.70 Other Fans | total | EU % |
|---|---|---|---|---|---|
| France | 224.075 | 137.229 | 21.443 | 382.747 | 0.96 |
| Netherlands | 221.787 | 134.803 | 1.810 | 358.400 | 0.90 |
| Germany | 16.571.771 | 6.161.405 | 3.683.913 | 26.417.089 | 66.29 |
| Italy | 310.879 | 797.135 | 206.674 | 1.314.688 | 3.30 |
| United Kingdom | 121.090 | 107.738 | 30.231 | 259.059 | 0.65 |
| Ireland | : | : | : | 0 | 0.00 |
| Denmark | 23.175 | 98.397 | 88.265 | 209.837 | 0.53 |
| Greece | : | 611 | 0 | 611 | 0.00 |
| Portugal | 1.420 | 11.353 | 297 | 13.070 | 0.03 |
| Spain | 213.489 | 420.924 | 71.223 | 705.636 | 1.77 |
| Belgium | : | 101.907 | : | 101.907 | 0.26 |
| Luxemburg | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.00 |
| Iceland | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.00 |
| Norway | 0 | : | : | 0 | 0.00 |
| Sweden | : | : | 1.751.649 | 1.751.649 | 4.40 |
| Finland | 84 | 638 | 15.668 | 16.390 | 0.04 |
| Austria | : | 27.726 | : | 27.726 | 0.07 |
| Malta | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.00 |
| Estonia | 0 | 1.315 | 107 | 1.422 | 0.00 |
| Latvia | 0 | : | : | 0 | 0.00 |
| Lituania | 0 | 57.718 | 15 | 57.733 | 0.14 |
| Poland | : | 151.071 | 19.844 | 170.915 | 0.43 |
| Czech Republic | 122.652 | 79.482 | : | 202.134 | 0.51 |
| Slovakia | 0 | 0 | 0 | 0 | 0.00 |
| Hungary | 7.733.571 | 289 | : | 7.733.860 | 19.41 |
| Romania | 2.077 | 119.605 | 0 | 121.682 | 0.31 |
| Bulgaria | : | 1.859 | 2.389 | 4.248 | 0.01 |
| Slovenia | : | : | : | 0 | 0.00 |
| Croatia | 1.155 | 65 | 0 | 1.220 | 0.00 |
| EU | 25.547.225 | 8.411.270 | 5.893.528 | 39.852.023 | 100.00 |
| EU 2027 | 26.100.000 | 8.600.835 | 6.131.429 | 40.832.264 | |

Abbildung A.2.: Eurostat Prodcom - produzierte Stückzahl von Ventilatoren in der EU (Jan-Dez 2012), Kategorien nach Tab.A.1

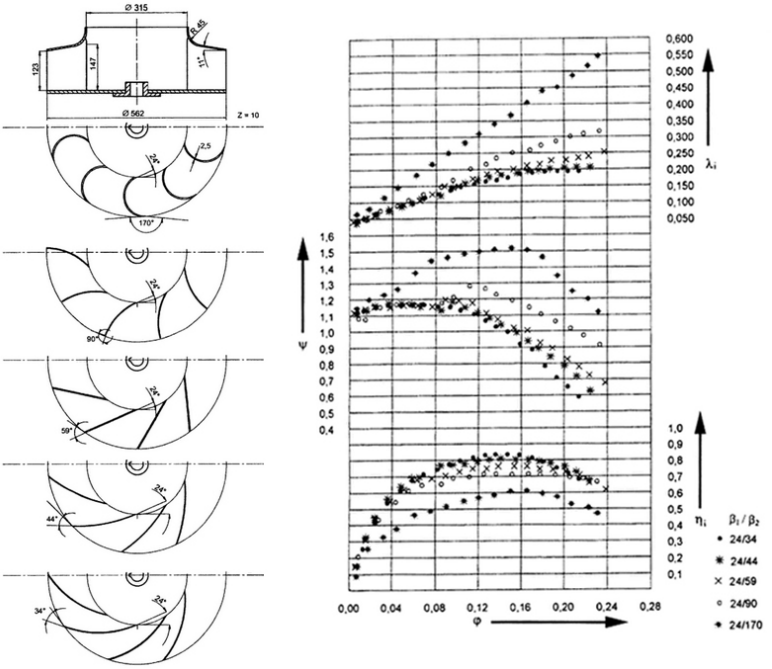



Abbildung A.3.: Einfluss verschiedener Schaufelaustrittswinkel an Radialventilatoren auf das dimensionslose Kennfeld [41]

| Product Category | Direction of flow | Type | Typical Sizes [mm] | Example |
|---|---|---|---|---|
| 1 | Axial | <= 300 Pa (static pressure) | 200 - 1,400 | Source: Helios |
| 2 | | > 300 Pa (static pressure) | 200 - 1,400 | |
| 3 | Centrifugal | forward curved blades (with casing) | 120 - 1,600 | Source: Nicotra |
| 4 | | backward curved blades (no casing) | 120 - 1,600 | Source: ebmpapst |
| 5 | | backward curved blades (with scroll housing) | 120 - 1,600 | Source: Ziehl-Abegg |
| 6 | Other | Box fans | 100 - 1,000 | Source: Fläktwoods |
| 7 | | Roof fans | 250 - 1,000 | Source: Gebhardt |
| 8 | | Cross-flow fans | 60 - 120 | Source: ebmpapst |

Abbildung A.4.: Einteilung von Ventilatoren in die Produktkategorien 1-8 in der Marktrecherche zur Energieeinsparpotentialen an Ventilatoren [34]

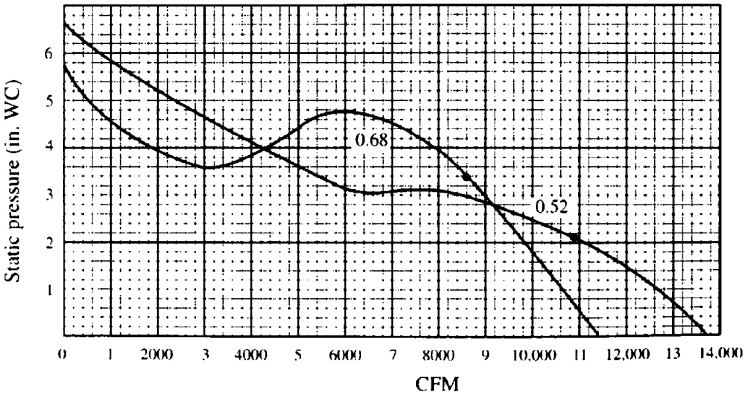



Abbildung A.5.: Kennlinienvergleich von 2 Axialventilatoren (5 Schaufeln) mit unterschiedlichem Nabenverhältnis von 52 % und 68 % bei gleicher Drehzahl $n = 1750\ rpm$ und gleichem Aussendurchmesser $D_a$ [3]

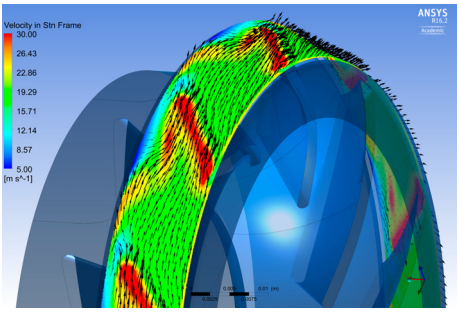



Abbildung A.6.: Deckscheibenablösung (CFD) beim Deckscheibenradius R80

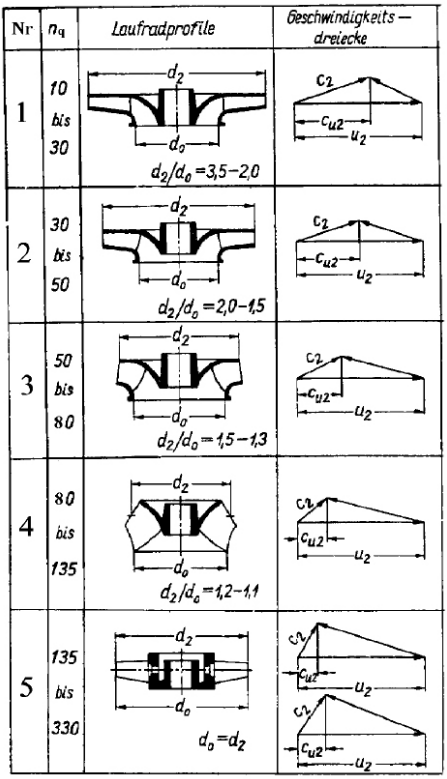



Abbildung A.7.: Geschwindigkeitsdreicke am Austritt bei verschiedenen spezifischen Drehzahlen $n_q$ [2]

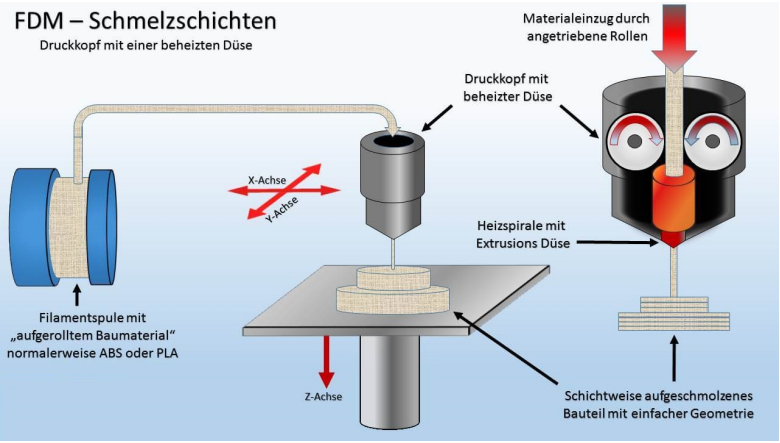



Abbildung A.8.: schematische Darstellung des FDM- Druckverfahren [http://www.protec3d.de]

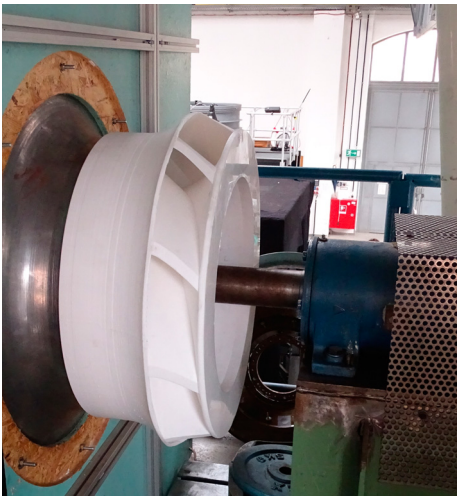


Abbildung A.9.: Prototyp $D_{2a} = 0.682\ m$ des PLA- Diagonalventilators mittels FDM- Verfahren gefertigt (Abb. A.8), installiert auf dem Prüfstand A (s.Abb.3.1)

| Nr. | Autor | Jahr | Formel |
|---|---|---|---|
| 1 | Moody | 1925 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{D}{D_m}\right)^{-0,25}$ |
| 2 | Staufer | 1925 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left[\frac{D}{D_m}\sqrt{\left(\frac{H}{H_m}\right)}\right]^{-0,25}$ |
| 3 | Anderson | 1977 | $\frac{0,94-\eta}{0,94-\eta_m} = \left(\frac{\dot{V}}{\dot{V}_m}\right)^{-0,32}$ |
| 4 | Pfleiderer | 1947 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = \left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,1}$ |
| 5 | Ackeret | 1948 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = V\left[1+\left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,2}\right]$, mit $V = 0,5$ |
| 6 | Stoffel | 1980 | $\frac{\eta_\infty-\eta}{\eta_\infty-\eta_m} = \left(\frac{Re}{Re_m}\right)^{-0,2}$ |
| 7 | Spurk | 1992 | $\eta\left(1/Re\right) = \eta_m\left(1/Re_m\right) + \frac{\partial\eta_m\left(1/Re_m\right)}{\partial\left(1/Re\right)}\left(1/Re - 1/Re_m\right)$ |
| 8 | Pelz & Heß | 2010 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = 1+V\left(\frac{\lambda}{\lambda_m}-1\right)$, mit $V = 1-\frac{\eta}{1-\eta}\frac{1}{\psi}[\psi_i(\varphi_{opt})+\psi(\varphi_{opt})+ -\psi(\varphi)-\psi_0'(\varphi-\varphi_{opt})]$ |
| 9 | Pelz & Heß | 2010 | $\frac{1-\eta}{1-\eta_m} = 1+V\left(\frac{\lambda}{\lambda_m}-1\right)$, mit $V = b\frac{\eta}{1-\eta}\frac{\varphi^2+1}{\psi}\lambda\left(Re, k/d\right)$ |

Abbildung A.10.: Methoden zur Wirkungsgradaufwertung [24]

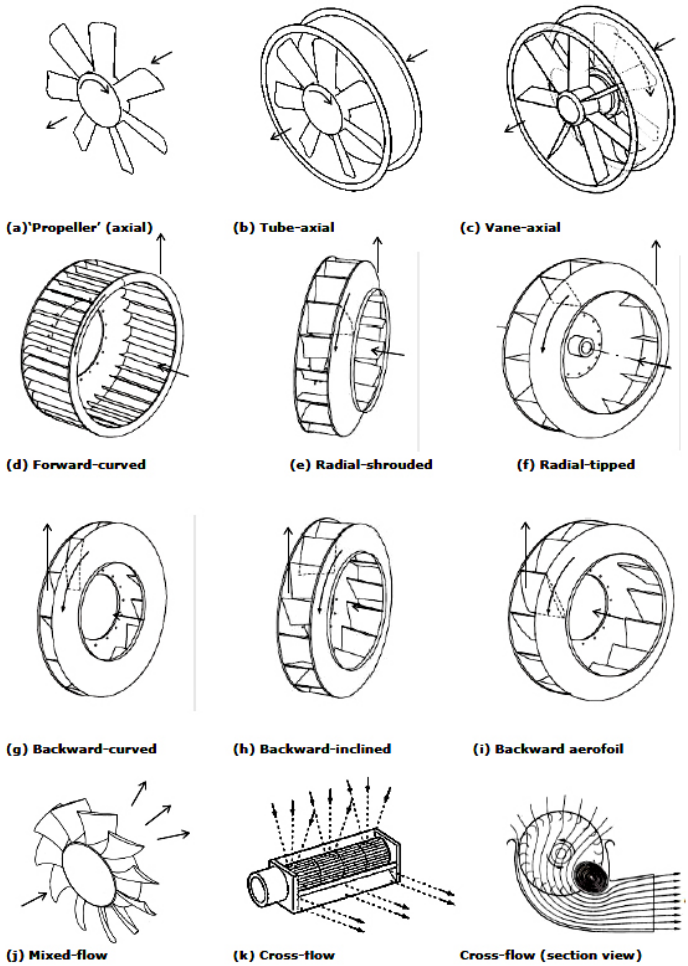



Abbildung A.11.: Darstellung verschiedener Ventilatortypen a)axial, b) Rohrventilator, c) axial mit Leitschaufeln, d) vorwärts gekrümmte Schaufeln (Trommelläufer), e) radial ummantelt, f) radial endende Schaufeln, g) rückwärts gekrümmte Schaufeln, h) nach hinten geneigte schaufeln, i) profilierte, rückwärts gekrümmte Schaufeln, j) diagonal, k) Querstromventilator [27]

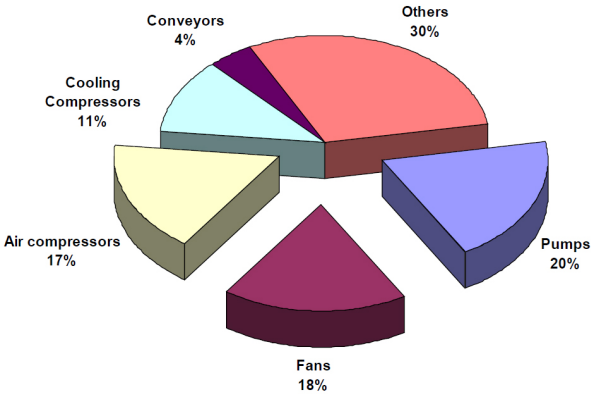



Abbildung A.12.: prozentuale Aufteilung des Energieverbrauchs in der EU [35]

| Fan types | Measure-ment category (A-D) | Efficiency category (static or total) | Power range P in kW | Target energy efficiency (*%) | Efficiency grade (N, *%) | |
|---|---|---|---|---|---|---|
| | | | | | 1.1.2013 | 1.1.2015 |
| Axial (AX) | A, C | static | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 2,74 · ln(P) – 6,33 + N | 36 | 40 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 0,78 · ln(P) – 1,88 + N | | |
| | B, D | total | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 2,74 · ln(P) – 6,33 + N | 50 | 58 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 0,78 · ln(P) – 1,88 + N | | |
| Centrifugal FC | A, C | static | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 2,74 · ln(P) – 6,33 + N | 37 | 44 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 0,78 · ln(P) – 1,88 + N | | |
| | B, D | total | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 2,74 · ln(P) – 6,33 + N | 42 | 49 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 0,78 · ln(P) – 1,88 + N | | |
| Centrifugal BC without h. (BC0) | A, C | static | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 4,56 · ln(P) – 10,5 + N | 58 | 62 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 1,1 · ln(P) – 2,6 + N | | |
| Centrifugal BC with housing (BC1) | A, C | static | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 4,56 · ln(P) – 10,5 + N | 58 | 61 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 1,1 · ln(P) – 2,6 + N | | |
| | B, D | total | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 4,56 · ln(P) – 10,5 + N | 61 | 64 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 1,1 · ln(P) – 2,6 + N | | |
| Mixed flow (MF) | A, C | static | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 4,56 · ln(P) – 10,5 + N | 47 | 50 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 1,1 · ln(P) – 2,6 + N | | |
| | B, D | total | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 4,56 · ln(P) – 10,5 + N | 58 | 62 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = 1,1 · ln(P) – 2,6 + N | | |
| Cross flow (CF) | B, D | total | 0,125 ≤ P ≤ 10 | ηtarget = 1,14 · ln(P) – 2,6 + N | 13 | 21 |
| | | | 10 < P ≤ 500 | ηtarget = N | | |

Abbildung A.13.: Anforderungen an die Mindestwirkungsgrade von Ventilatoren ab dem 1.1.2013 und dem 1.1.2015 [27]

# Abbildungsverzeichnis


1.1. Einteilung von Strömungsmaschinen nach der Durchströmungsrichtung a) radial b) diagonal und c) axial [30] . . . . . 2

2.1. Einteilung von Ventilatorenbauarten nach Cory [8], Axial (Axialventilatoren), Centrifugal (Radialventilatoren), Mixed Flow (Diagonalventilatoren), Tangential (Querstromventilatoren) . . . . . 8
2.2. Cordierdiagramm für die Zuordnung von Durchmesserzahl $\delta$, Schnelllaufzahl $\sigma$ und der Laufradform nach [42] . . . . . 13
2.3. Erreichbarer Maximalwirkungsgrad ($\eta_{max}$), Durchmesserzahl $\delta$ und Umfangsgeschwindigkeit $u$ für Ventilatoren verschiedener Schnelllaufzahlen $\sigma$ nach [16] und [32] . . . . . 14

3.1. Prüfstand A: großer saugseitiger Kammerprüfstand A nach DIN EN 5801 [12] am Fachgebiet Fluidsystemdynamik der TU Berlin . . . . . 18
3.2. kleiner Kammerprüfstand B nach DIN EN ISO 5801 20

4.1. Schnittansicht der Trag- und Deckscheibe des untersuchten Diagonalventilators . . . . . 24
4.2. Überlappung $L$ am Kammerprüfstand zwischen Ventilatordeckscheibe und Einlaufdüse zur Messkammer 26
4.3. Beiwert $\alpha$ für zylindrische Ringspalte [49] . . . . . 28
4.4. Lage der Schaufelsaugkante des Diagonalventilators mit festgelegtem inneren Punkt $D_{1i}$ . . . . . 31
4.5. Links: Einteilung nach Teilfluträdern [32], rechts: 16 Stromfäden (a - p) in der diagonalen Ventilatorschaufel 32

4.6. Links: über die Druckkante gleichmäßig verteilte Meridiangeschwindigkeit, rechts: theoretischer Verlauf der Meridiangeschwindigkeit am Austritt nach Gleichung (4.16) . . . . . 33
4.7. Schaufelformen beim Radialrad nach Pohl [33], rückwärts gekrümmt (1), radial endend (2), vorwärts gerümmt (3), logarithmische Kontur (4), radial stehend (5) und rückwärts geneigte Platte (6) . . . . . 34
4.8. nach Pfleiderer [32] ausgelegte Beschaufelung im Diagonalventilator mit 10 rückwärts gekrümmten Schaufeln, links: in CAD dargestellt, rechts: mit Vakuumguss gefertigt und zw. Trag- und Deckscheibe montiert 35
4.9. oben: Ventilatorengewichte von handelsüblichen Axialventilatoren ($\Delta p_{st} > 300Pa$), unten: Radialventilatoren mit rückwärtsgekrümmten Schaufeln [34] . . . 38
4.10. Flussdiagramm: Methodik für eine diagonale Schaufelauslegung in Anlehnung an das Minderleistungsverfahren nach Pfleiderer [32] . . . . . 40

5.1. Entstehung der realen Kennlinie aus der theoretischen Kennlinie mit berücksichtigten Kanalreibungsverlusten (links) und Reibungs- und Stoßverlusten (rechts)[32] . . . . . 42
5.2. Kennlinien von Kreiselpumpen mit verschiedener Laufradformen mit $n_q = 20/70/250$ - radial/ halbaxial/ axial [50] . . . . . 44
5.3. dimensionsbehaftete Kennlinien des Diagonalventilators (s. Abb. 4.1 und Abb. 4.8) mit 10 Schaufeln, gemessen mit der Auslegungsdrehzahl von $n = 1500min^{-1}$ auf dem Prüfstand A (Abb. 3.1) . . . . . 45
5.4. Veränderung des Eintrittsdreiecks bei Betriebspunkten außerhalb des Auslegungspunktes $\varphi_n$ [5] . . . . . 46
5.5. CFD berechneter Eintrittsstoss im Diagonalventilator R80 im Auslegungspunkt, Schnitt in Deckscheibennähe (Span 1) . . . . . 46
5.6. dimensionsbehaftete Kennlinien des Diagonalventilators, Auslegungsdrehzahl $n = 1500min^{-1}$, gemessene statische Druckerhöhung $\Delta p_{st}$ (schwarze Linie) und errechnete Totaldruckerhöhung $\Delta p_t$ (rote Linie) . . . 48

5.7. frei ausblasende Wirkungsgrade $\eta_{st}$ von handelsüblichen Ventilatoren, oben: Axialventilatoren (Kategorie 2, Abb. A.4), unten: Radialventilatoren (Kategorie 4, Abb. A.4) [34] . . . . . 50

5.8. Diagonalventilator ohne Deckscheibe in einem Axialgehäuse (links) und in einem Radialgehäuse (rechts) [4] . . . . . 53

5.9. Entstehende rotierende Abreißtrömung aufgrund zu großer Anströmwinkel auf das Laufschaufelgitter im Teillastbetrieb [32] . . . . . 54

5.10. Toträume A und B auf der Saug- und Druckseite im Teillastbetrieb einer halbaxialen Pumpe (links) und einer Axialpumpe (rechts) nach [32] . . . . . 55

5.11. gemessenes Kennfeld des Diagonalventilators ($D_{2a} = 0,68\ m$) bei fünf verschiedenen Drehzahlen (durchgezogene Linien) und die nach (Gl. 5.18), (Gl. 5.19) berechneten Kennlinien (gestrichelte Linien), ausgehend von der gemessenen Kennlinie mit $n_1 = 1000\ min^{-1}$ (rote Linie) . . . . . 59

5.12. Links: Prototyp des kleinen Diagonalventilators ($D_{2a} = 0.085\ m$), rechts: installierter Diagonalventilator auf dem kleinen Kammerprüfstand B (Abb. 3.2) . . . . . 60

5.13. gemessenes Kennfeld des Diagonalventilators $D_{2a} = 0,085\ m$ bei vier verschiedenen Drehzahlen (durchgezogene Linien) und nach (Gl. 5.15) und (Gl. 5.16) berechnete Kennlinien (gestrichelte Linien), ausgehend von den Messdaten des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0,682\ m$ bei $n = 500\ min^{-1}$ . . . . . 61

5.14. dimensionslose Kennlinien des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.68\ m$ bei 4 verschiedenen Drehzahlen und des kleinen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.085\ m$ bei $n = 10000\ min{-}1$ (rote Linie) . . . . . 62

5.15. Kennlinien und Drehzahlverhalten von Kleinventilatoren, links: Radialventilator, rechts: Axialventilator nach [5] . . . . . 63

5.16. Kennlinien und Drehzahlverhalten von einem Diagonalventilator nach [5] . . . . . 64

5.17. Kennlinienmessdaten des kleinen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.085\ m$ mit dem Drehzahlverhalten bei einer Nenndrehzahl von $n = 10000\ min^{-1}$ . . . . . 65

6.1. Übersicht der Radformen bei Pumpenlaufrädern nach [32] . . . . . 67

6.2. axiale und radiale Messebenen bei der Geschwindigkeitsmessung (PIV) im Nachlauf des Diagonalventilators [47] . . . . . 70

6.3. Ergebnisse PIV Messung, Geschwindigkeitsverteilung in der radialen Ebene 6 im Auslegungspunkt, Deckscheibenradius R80 (s. Abb. 6.2), [47] . . . . . 70

6.4. Variation der Deckscheibenradien am Diagonalventilator, unten: Schnittdarstellungen R80 (links), R130 (Mitte) und R180 (rechts) oben: gefertigte Prototypen (SLS) . . . . . 71

6.5. dimensionslose Kennlinien der Diagonalventilators mit den Radien $R80$ (blaue Linie), $R130$ (rote Linie) und $R180$ (schwarze Linie), Drehzahl $n = 10000\ min^{-1}$, gemessenen auf dem Prüfstand B (Abb. 3.2) . . . . . 73

6.6. CFD berechnete Schaufelschnitte im mittleren Schnitt (midspan) bei den 3 Deckscheibenradien R80 (links), R130 (Mitte) und R180 (Rechts) im Auslegungspunkt 74

6.7. CFD Ergebnisse zur Strömungsablösung an der Deckscheibe bei 3 Radien a) R80, b) R130 und c) R180 im Auslegungspunkt . . . . . 75

6.8. Diagonalventilator $D_{2a} = 0.682\ m$ mit einem Deckscheibenradius von $R130$ mittels FDM- Verfahren gefertigt . . . . . 76

6.9. gemessene dimensionslose Kennlinien des großen Diagonalventilators $D_{2a} = 0.682\ m$ mit dem Deckscheibenradius $R130$ (rote Linie) und $R80$ (blaue Linie) mit der Drehzahl von $n = 1250\ min^{-1}$ . . . . . 78

6.10. Wirkungsgradaufwertung berechnet nach Ackeret (Gl. 6.1) mit verändertem Exponent $(\mathrm{Re}/\mathrm{Re}_m)^{-0.1}$ bei den Drehzahlen $n = 1000\ min^{-1}$ (rote Linien) und $n = 1250\ min^{-1}$ (blaue Linien) . . . . . 79

7.1. Darstellung des Fan Flow angle $\alpha$ für Radial- (l.), Diagonal- (m.) und Axialventilatoren (r.) nach [27] . 83
7.2. Darstellung des Fan Flow angle $\alpha$ für Axial- (l.), Diagonal- (m.) und Radialventilatoren (r.) nach [27] 84
7.3. CAD Zeichnung des Diagonalventilators mit Deckscheibenradius R130 und Abströmwinkel $\chi = 68°$ . . 85
7.4. Diagonalventilator mit Deckscheibenradius R130 und den verschiedenen Abströmwinkeln $\chi = 90°, 68°, 45°$ und $30°$ . . . . . 85
7.5. Darstellung der Prototypen des Diagonalventilators, Radien R80, R130 und R180 mit Abströmwinkel $\chi = 68°$ (obere Reihe), $\chi = 30°$, $\chi = 45°$ und $\chi = 68°$ mit R130, untere Reihe . . . . . 86
7.6. dimensionslose Kennlinien des Diagonalventilators mit den vier verschiedenen Abströmwinkeln $\chi = 90°$ (blaue Linie), $\chi = 68°$ (rote Linie), $\chi = 45°$ (grüne Linie) und $\chi = 30°$ (schwarze Linie), Drehzahl $n = 10000\ min^{-1}$, gemessenen auf dem Prüfstand B (Abb. 3.2) . . . . . 87

8.1. Verteilung verschiedener Ventilatorbauarten auf dem Weltmarkt [27] . . . . . 89
8.2. Darstellung des Verlaufes der Minimalwerte für die frei ausblasenden Wirkungsgrade (BC - Backward Curved, MF - Mixed Flow, FC - Forward Curved, AX - Axial) in Abhängigkeit der Leistungsaufnahme $P_{el}$ nach [27] . . . . . 90

A.1. Eurostat Prodcom - Produktion von Ventilatoren in der EU in Euro (Jan-Dez 2012), Kategorien nach Tab.A.1 . . . . . 98
A.2. Eurostat Prodcom - produzierte Stückzahl von Ventilatoren in der EU (Jan-Dez 2012), Kategorien nach Tab.A.1 . . . . . 99
A.3. Einfluss verschiedener Schaufelaustrittswinkel an Radialventilatoren auf das dimensionslose Kennfeld [41] 100
A.4. Einteilung von Ventilatoren in die Produktkategorien 1-8 in der Marktrecherche zur Energieeinsparpotentialen an Ventilatoren [34] . . . . . 101

A.5. Kennlinienvergleich von 2 Axialventilatoren (5 Schaufeln) mit unterschiedlichem Nabenverhältnis von 52 % und 68 % bei gleicher Drehzahl $n = 1750\ rpm$ und gleichem Aussendurchmesser $D_a$ [3] . . . . . 102
A.6. Deckscheibenablösung (CFD) beim Deckscheibenradius R80 . . . . . 102
A.7. Geschwindigkeitsdreicke am Austritt bei verschiedenen spezifischen Drehzahlen $n_q$ [2] . . . . . 103
A.8. schematische Darstellung des FDM- Druckverfahren [http://www.protec3d.de] . . . . . 104
A.9. Prototyp $D_{2a} = 0.682\ m$ des PLA- Diagonalventilators mittels FDM- Verfahren gefertigt (Abb. A.8), installiert auf dem Prüfstand A (s.Abb.3.1) . . . . . 104
A.10. Methoden zur Wirkungsgradaufwertung [24] . . . . . 105
A.11. Darstellung verschiedener Ventilatortypen a)axial, b) Rohrventilator, c) axial mit Leitschaufeln, d) vorwärts gekrümmte Schaufeln (Trommelläufer), e) radial ummantelt, f) radial endende Schaufeln, g) rückwärts gekrümmte Schaufeln, h) nach hinten geneigte schaufeln, i) profilierte, rückwärts gekrümmte Schaufeln, j) diagonal, k) Querstromventilator [27] . . . . . 106
A.12. prozentuale Aufteilung des Energieverbrauchs in der EU [35] . . . . . 107
A.13. Anforderungen an die Mindestwirkungsgrade von Ventilatoren ab dem 1.1.2013 und dem 1.1.2015 [27] . . 107

# Tabellenverzeichnis

2.1. Dimensionslose Kennzahlen nach [6] . . . . . 12
2.2. dimensionslose Kennzahlen des untersuchten Diagonalventilators . . . . . 13

3.1. Messtechnik . . . . . 21

4.1. Auslegungskenndaten und Ventilatorgeometrie . . . 25
4.2. getroffene Annahmen für die Schaufelauslegung . . . 30

6.1. Richtwerte für die Abmessungsverhältnisse von Pumpenlaufrädern in Anlehnung an [32] und [42] . . . . . 68

7.1. theoretische Kategorisierung von Ventilatoren nach dem Abströmwinkel $\chi$ und Empfehlung der Einteilung nach dem fan flow angle $\alpha$ nach [27] . . . . . 82

A.1. Kategorien der Statistik nach Eurostat Prodcom: axial, radial und other fans (s. Abb.A.1 und Abb. A.2) 97

# Literaturverzeichnis


[1] Anschütz, J.: *Auslegung von Diagonalventilatoren unter Anwendung der aerodynamischen Eigenschaften gerader Schaufelgitter*, Dissertation, Karlsruhe (1994)

[2] Benra, F.K.: *Praktikum Strömungsmaschinen - Messung der Kennlinien einer Kreiselpumpe*, Strömungsmaschinen, Universität Duisburg- Essen

[3] Bleier, F.P.: *Fan Handbook: Selection, Application an Design*, McGraw- Hill, New York (1997)

[4] Bohl, W.: *Ventilatoren: Berechnung, Konstruktion, Versuch, Betrieb*, Vogel Verlag, Würzburg (1983)

[5] Bommes, L.; Fricke, J. und Grundmann, R.: *Ventilatoren*, 2. Auflage, Vulkan-Verlag, Essen (2002)

[6] Carolus, T.: *Ventilatoren: Aerodynamischer Entwurf, Schallvorhersage, Konstruktion*, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden (2013)

[7] Cordier, O.: *Ähnlichkeitsbedingungen für Strömungsmschinen*, Brennstoff-Wärme-Kraft, Zeitschrift für Energiewirtschaft und technische Überwachung, Bd. 5, Heft Nr. 10, Düsseldorf (1953)

[8] Cory, W.T.W.: *Fans & Ventilation: A Practical Guide*, Elsevier, Amsterdam (2005)

[9] Dickmann, T.: *Die Auslegung radialer Laufradgitter unter Verwendung experimentell ermittelter Charakteristiken gerader Schaufelgitter*, Dissertation, Karlsruhe (1969)

[10] DIN EN ISO 13349: *Ventilatoren - Terminologie und Klassifizierung*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin (2010)

[11] DIN EN ISO 5167: *Durchflussmessung von Fluiden mit Drosselgeräten in voll durchströmten Leitungen mit Kreisquerschnitt - Teil 1-4*, Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin (2004)

[12] DIN EN ISO 5801: *Industrieventilatoren - Leistungsmessung auf genormten Prüfständen*,Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin (2011)

[13] DIN EN ISO 9906: *Kreiselpumpen - Hydraulische Abnahmeprüfung Klassen 1 und 2*,Deutsches Institut für Normung e.V., Beuth Verlag GmbH, Berlin (2002)

[14] Duden, K.: *Die deutsche Rechtschreibung*, 26. Auflage, Dudenverlag, Berlin (2013)

[15] Du Toit, J. H.: *An evaluation of adesign method for mixed flow fans*, master thesis, University of Stellenbosch (2002)

[16] Eck, B.: *Ventilatoren - Entwurf und Betrieb der Radial-, Axial- und Querstromventilatoren*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2003)

[17] Engelberg, F.: *Optimale Auslegung halbaxialer Ventilatoren*, Dissertation, Karlsruhe (1968)

[18] Füzy, O.: *Design of Mixed-Flow Impeller*, Department of Hydraulic Machines, Technical University, Budapest (1962)

[19] Gebhardt, A.: *Generative Fertigungsverfahren: Additive Manufacturing und 3D Drucken für Prototyping - Tooling - Produktion*, 4. Auflage, Carl Hanser Fachbuchverlag, München (2013)

[20] Grabow, G.: *Das erweiterte Cordier-Diagramm für Fluidenergiemaschinen und Verbrennungsmotoren*, Forschung im Ingenierurwesen- Engineering Research Bd. 59, Nr.3 (1993)

[21] Grabow, G.: *Vergleichsbetrachtungen zu Seitenkanal-, Labyrinth- und Strahlpumpen*, Forschung im Ingenierurwesen-Engineering Research Bd. 62, Nr.1/2 (1996)

[22] Gülich, J.: *Kreiselpumpen: Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb*, Bd. 3, Springer Verlag, Berlin (2010)

[23] Hammer, S. und Treder, A.: *Logbuch zum Kammerprüfstand - Großventilatoren am Fachgebiet Fluidsystemdynamik*, Technische Universität Berlin, Berlin (2011)

[24] Heß, M.: *Aufwertung bei Axialventilatoren - Einfluss von Reynoldszahl, Rauheit, Spalt und Betriebspunkt auf Wirkungsgrad und Druckziffer*, Dissertation, Technische Universität Darmstadt (2010)

[25] Hörner, B. und Schmidt, M.: *Handbuch der Klimatechnik*, 6. Auflage, VDE Verlag, Berlin (2014)

[26] Hoffmeister, M. und Seifert, G.: *Über die Bestimmung der meridionalen Stromlinien in einem Diagonalgitter bei Unterschallströmung*, Maschinenbautechnik 16, Heft 7 (1967)

[27] Kemna, R., van Elburg, M. und van den Boorn, R.: *Ecodesign Fan Review: Review study of Commission Regulation (EU) No 327/2011*, Final Report, European Commission, Delft (2015)

[28] Lazarkiewicz, S. und van Troskolanski, A. T.: *Impeller Pumps*, Bd. 1, Pergamon Press, Oxford (1965)

[29] Marcinowski, H.: *Einstufige Turboverdichter - Wichtigste Merkmale und Betriebseigenschaften*, Zeitschrift Chemie Ingenieur Technik, Volume 31 Nr. 4, Wiley-VCH Verlag, Weinheim (1959)

[30] Menny, K.: *Strömungsmaschinen: Hydraulische und thermische Kraft- und Arbeitsmaschinen*, Bd. 5, Teubner Verlag, Wiesbaden (2006)

[31] Myles, D.j.: *A Design Method for Mixed-flow Fans and Pumps*, National Engineering Laboratory Report No 177, Glasgow (1965)

[32] Pfleiderer, C. und Petermann, H.: *Strömungsmaschinen*, 7. Auflage, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2004)

[33] Pohl, C.: *Schaufelformen bei Industrie-Radialventilatoren*, Schulugsunterlagen, VDIVentilatortagung, Braunschweig (2001)

[34] Radgen, P., Oberschmidt, J. und Cory, W.T.W.: *EuP Lot 11: Fans for ventilation in non residential buildings*, Final Report, Fraunhofer Institute, Karlsruhe (2008)

[35] Radgen, P.: *Market Study for Improving Energy Efficiency for Fans*, Final Report, Fraunhofer IRB Verlag, Stuttgart (2002)

[36] Richter, T. und Treder, A.: *Anleitung Kammerprüfstand - Kleinventilatoren am Fachgebiet Fluidsystemdynamik*, TU Berlin (2014)

[37] Schlender, F. und Klingenberg, G.: *Ventilatoren im Einsatz*, VDI Verlag, Düsseldorf (1996)

[38] Schnepf, B.: *Untersuchungen zur Gestaltung von radialen und axialen Gehäusen für Diagonalventilatoren*, Dissertation, Karlsruhe (1992)

[39] Schnepf, B. und Felsch, K.O.: *Experimentelle Untersuchungen an Halbaxialventilatoren mit Nachleitrad*, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AIF 6767, FLT (1988)

[40] Schnepf, B. und Felsch, K.O.: *Untersuchungen zur Gestaltung von radialen und axialen Gehäusen für Halbaxialventilatoren*, Abschlussbericht zum Forschungsvorhaben AIF 7781, FLT (1991)

[41] Sentek, J. und Bommes, L.: *Einfluß der Schaufelform auf Dissipation und Schallemission bei Radialventilatoren*, HLH Bd. 51, Nr.4, Springer VDI Verlag, Düsseldorf (2000)

[42] Sigloch, H.: *Strömungsmaschinen - Grundlagen und Anwendungen*, Carl Hanser Verlag, München (2006)

[43] Thamsen, P.U. und Siekmann, H. E.: *Strömungslehre - Grundlagen*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2008)

[44] Thamsen, P.U. und Siekmann, H. E.: *Strömungslehre - Technik und Beispiele*, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg (2009)

[45] Thamsen, P.U., Treder, A., Hammer, S. and Tunsi, K.: *Mixed flow fans – comparative investigations of blade design methods*, Proceedings of ASME Turbo Expo, Düsseldorf (2014)

[46] Treder, A. und Thamsen, P.U.: *Experimental investigations of the similarity laws of mixed flow fans*, Proceedings of ICPF, Hangzhou (2015)

[47] Tunsi, K.: *Experimentelle Untersuchungen zum Einfluss der Schaufelgeometrie auf das Betriebsverhalten eines halbaxialen Ventilators für die Kühlung von Großmotoren*, Dissertation, Mensch und Buch Verlag, Berlin (2015)

[48] Wagner, W.: *Lufttechnische Anlagen - Ventilatoren und Ventilatoranlagen*, Vogel Buchverlag, 2. Auflage, Würzburg (2007)

[49] Weber, D.: *Experimentelle Untersuchungen an axial durchströmten, kreisringförmigen Spaltdichtungen für Kreiselpumpen*, Dissertation, Braunschweig (1971)

[50] Wesche, W.: *Radiale Kreiselpumpen - Berechnung und Konstruktion der hydrodynamischen Komponenten*, Springer-Verlag, Berlin (2012)

[51] Winkler, L. und Felsch, K.O.: *Grundlegende experimentelle Untersuchungen an Ventilatoren diagonaler Bauart*, Ergebnisbericht zum Forschungsvorhaben AIF 5613, Frankfurt am Main (1985)

[52] Winkler, L. und Felsch, K.O.: *Halbaxialventilatoren II*, Abschlussbericht zum Fortsetzungs-Forschungsvorhaben AIF 5613, Frankfurt am Main (1988)

[53] Winkler, L. und Felsch, K.O.: *Das Cordier- Diagramm unter besonderer Berücksichtigung der axialen Turboarbeitsmaschine*, Diplomarbeit TU Wien, Unterbergern (2009)

[54] Wu, C.H.: *General Theory of Three-Dimensional Flow in Subsonic and Supersonic Turbomachines of Axial, Radial and Mixed-Flow Types*, ASME (1952)

[55] Xia, Y.: *Beitrag zur Berücksichtigung des Einflusses von Geometrieparametern auf die Strömung in Diagonalventilatoren*, Dissertation, Karlsruhe (1993)

*„Education is not the learning of facts, but the training of the mind to think“*
Albert Einstein