

Entwicklung und Validierung einer Skalierungsmethode für Ventilatoren

Sebastian Saul

Band 27



TECHNISCHE
UNIVERSITÄT
DARMSTADT



FLUID
SYSTEM
TECHNIK

Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik

Herausgegeben von Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz

Entwicklung und Validierung einer Skalierungsmethode für Ventilatoren

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur Erlangung des akademischen Grades eines
Doktor-Ingenieurs
(Dr.-Ing.)

genehmigte

D I S S E R T A T I O N

vorgelegt von

Sebastian Saul, M. Sc.

aus Heppenheim an der Bergstraße

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Peter F. Pelz
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer
Tag der Einreichung:	22.10.2020
Tag der mündlichen Prüfung:	27.01.2021

Darmstadt 2020

D 17

Forschungsberichte zur Fluidsystemtechnik

Band 27

Sebastian Saul

**Entwicklung und Validierung einer
Skalierungsmethode für Ventilatoren**

D 17 (Diss. TU Darmstadt)

Shaker Verlag
Düren 2022

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Zugl.: Darmstadt, Techn. Univ., Diss., 2021

Copyright Shaker Verlag 2022

Alle Rechte, auch das des auszugsweisen Nachdruckes, der auszugsweisen oder vollständigen Wiedergabe, der Speicherung in Datenverarbeitungsanlagen und der Übersetzung, vorbehalten.

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-8539-6

ISSN 2194-9565

Shaker Verlag GmbH • Am Langen Graben 15a • 52353 Düren

Telefon: 02421 / 99 0 11 - 0 • Telefax: 02421 / 99 0 11 - 9

Internet: www.shaker.de • E-Mail: info@shaker.de

Vorwort des Herausgebers

Ventilatoren liefern Prozessluft für verfahrenstechnische Anlagen, Verbrennungsluft für thermische Kraftwerke, sie belüften Gruben im Bergbau, ermöglichen die Kühlung von Leistungselektronik oder liefern kühlende Luft für raumlufttechnische Anlagen. Damit ist die Funktion durch das Verb „liefern“ beschrieben. Die Qualität, mit der diese Funktion erfüllt wird, das Adverb, ist durch (i) den Aufwand, (ii) die Verfügbarkeit und (iii) die Marktakzeptanz der Maschine gegeben. Ein Ventilator soll nachhaltig, andauernd und leise Luft liefern.

Im Rahmen von *Sustainable Systems Design - maximize quality subject to functionality* - ist die Qualität unter Beachtung der Restriktionen zu maximieren. Die Restriktionen sind durch die geforderte Funktion, den Designraum sowie die physikalische Realität vorgegeben.

In der Arbeit von Herrn Saul steht die energetische Qualität der Funktion im Mittelpunkt. Die gesellschaftlichen Kosten hierfür sind erheblich, wenn man sich vor Augen führt, dass in etwa jedes fünfte bis zehnte Windrad allein dem Antreiben von Ventilatoren dient.

Aus regelungstechnischer Sicht sind Fluidsysteme praktisch immer überaktuiert, d. h. sie zeigen im quasistationären Betrieb mit „Bremse“ und „Gaspedal“ mehr Aktoren als Freiheitsgrade. Eine reine Funktionsorientierung, die bisher vorherrschte, stellt dies nicht in Frage. Erst das oben angesprochene beschränkte Optimierungsproblem „minimiere den Energieverbrauch unter der Nebenbedingung, dass die spezifizierte Funktion erfolgt ist“ führt dazu, dass nicht nur der Ventilator, sondern auch das System betrachtet wird.

Derzeit betrachtet die Europäische Union im Eco-Design die energetische Qualität der Komponenten, die direkt von Elektromotoren angetrieben werden. Dabei werden ordnungspolitische Instrumente genutzt, um den Markt zu beschränken. Diese Instrumente haben bei Kreiselumpen mit der Ähnlichkeitstheorie ein physikalisches Fundament. Bei Ventilatoren besteht dieses physikalische Fundament (noch) nicht. Bei Kreiselumpen tritt die Kavitationszahl als dimensionsloses Produkt auf, bei Ventilatoren die Machzahl. Hinsichtlich Kavitation und Kompressibilität unterscheiden sich beide Maschinen also. Ansonsten sind sie physikalisch ähnlich. Die EU vertritt durch CO₂-Bepreisung oder Marktbeschränkung die Interessen des Stakeholders „Gesellschaft“ im Zusammenspiel der drei Stakeholder (i) Gesellschaft, (ii) Hersteller, (iii) Kunde. Beim Betrieb von Lüftungssystemen ist der Maschinenwirkungsgrad aber auch allein aus ökonomischer Sicht für den *Owner-Operator* hinsichtlich der von ihm zu tragenden *Life-Cycle-Costs* ein wesent-

II

liches Qualitätsmaß. Daher brauchen die beiden Stakeholder (ii) Hersteller und (iii) Kunde validierte Instrumente, um die energetische Qualität des Produkts zu evaluieren.

Im einfachsten Fall ist der Wirkungsgrad über Messung zu bestimmen. Sofern die Leistungsaufnahme sehr groß ist oder das Prüffeld diese Möglichkeit nicht bietet, kommen bei Turbomaschinen traditionell Skalierungsmethoden zum Einsatz. Dabei werden i. d. R. weitestgehend kleinere Modellmaschinen von Großausführungen vermessen. Es ist aber auch möglich, die gleiche Maschine bei höherer Reynolds- und/oder Machzahl zu vermessen um Aussagen über das Verhalten einer Großausführung zu erhalten.

Damit kommen wir zur Arbeit von Herrn Saul. Dessen innovativer Kern behandelt die Skalierung der Kompressibilität.

Bestehende Skalierungsmethoden

Der Wirkungsgrad von Ventilatoren wird im Wesentlichen durch die Maschinengestalt bestimmt. Bei gleicher Maschinengestalt, man spricht von geometrischer Ähnlichkeit, verändert sich der Wirkungsgrad nur noch als Funktion von Mach- und Reynoldszahl. Da mit zunehmender Reynoldszahl die relativen Reibungsverluste abnehmen, steigt der Wirkungsgrad mit Zunahme derselben. Dies ist z. B. durch das Blasius-Gesetz

$$c_f = \frac{2F}{A \varrho U_\infty^2} = 0.072 Re_L^{-1/5}, \text{ mit } 5 \cdot 10^5 < Re_L = \frac{U_\infty L}{\nu} < 10^7 \quad (1)$$

für den Reibungswiderstand F einer mit U_∞ angeströmten Platte der Länge L wohlbekannt (benetzte Oberfläche A , Dichte der Flüssigkeit ϱ , kinematische Viskosität ν). Umgekehrt sinkt der Wirkungsgrad mit zunehmender Machzahl. Messungen von Nakhjiri am Verdichterlaufrad eines Turboladers zeigten, dass das Wirkungsgradmaximum von knapp 90 % bei einer Machzahl 0.6 auf 77 % bei einer Machzahl von 1.5 einbricht. Die Strömung im Schaufelkanal ist dabei in jedem Fall eine Unterschallströmung. Die Arbeit von Herrn Saul zielt darauf, die bestehende Skalierungsmethode in der ISO 13348 zu modernisieren. Dort wird die sehr einfache und pauschale Methode von Jakob Ackeret verwendet, die das Verhältnis der Ineffizienz von Großausführung $\varepsilon = 1 - \eta = h_l / \Delta h_t$ zur Ineffizienz des Modells $\varepsilon' = 1 - \eta'$ als Verhältnis der Reynoldszahlen modelliert. Dahinter verbirgt sich ein Ansatz von Pfeleiderer, der wiederum das Blasius-Gesetz $c_f = 0.072 Re_L^{-1/5}$ als Grundlage genommen hat:

$$\left. \frac{\varepsilon}{\varepsilon'} \right|_{\text{Reibung}} = \frac{c_f'}{c_f} = \left(\frac{Re}{Re'} \right)^{-1/5} \Rightarrow \text{Ackeret } \frac{1 - \eta}{1 - \eta'} = \frac{1}{2} \left[1 + \left(\frac{Re}{Re'} \right)^{-0.2} \right]. \quad (2)$$

Dabei bezeichnet Δh_t die totale Enthalpieänderung und h_1 die massenspezifischen Energieverluste in der Maschine. Die Idee von Spurk beruht im Gegensatz zu den heuristischen Ansätzen der Vergangenheit darauf, ein exaktes Verfahren über das totale Differential des Wirkungsgrades η zu ermitteln.

Die Skalierungsmethode, die Herr Saul als Grundlage seiner Arbeit nahm, bestand damit schon zu Beginn der Arbeit von Herrn Saul. Das Skalierungsverfahren

$$\frac{d\varepsilon}{\varepsilon} = \frac{dc_d}{c_d} - \frac{d\lambda}{\lambda} \Rightarrow \text{FST} \quad \frac{\eta - \eta'}{1 - \eta'} = \frac{c_d - c'_d}{c'_d} - \frac{\lambda - \lambda'}{\lambda} \quad (3)$$

findet sich in einigen Vorarbeiten des Instituts [51, 54, 66]. Hierbei ist der Verlustbeiwert und der Leistungsbeiwert gebildet mit der Umfangsgeschwindigkeit je eine Funktion von Reynoldszahl, Machzahl sowie relativer Rauheit k_+ und relativem Spalt s_+ :

$$c_d := \frac{2 h_1}{u^2} = c_d(Ma, Re, k_+, s_+), \quad \lambda := \frac{2 \Delta h_t}{u^2} = \lambda(Ma, Re, k_+, s_+) \quad (4)$$

Idee der Druckkammer Um physikalische Effekte getrennt voneinander studieren zu können, ist es im Sinne eines für den Erkenntnisgewinn üblichen und sinnvollen vollfaktoriellen Versuchsplans notwendig, die Machzahl konstant zu belassen und nur die Reynoldszahl zu verändern. Der FST-Mitarbeiter, Herr Berthold Matyschok, hatte dafür die tolle Idee, die kompletten Modellprüfstände in einer Druckkammer zu betreiben. Diese Idee hat sich als überaus positiv herausgestellt. Der innovative Kern der Arbeit von Herrn Saul ist die Realisierung dieser Druckkammer sowie die Messungen von Maschinenkennlinien (Druckaufbau und Wirkungsgrad) gerade nicht unter Normalumgebung, sondern in einer vorgespannten Atmosphäre. Die interessanten Abschnitte der vorliegenden Arbeit, die über den Stand der Wissenschaft hinausweisen, sind Abschnitt 4.4 „Druckkammer“ und Abschnitt 5.2 „Messungen in der Druckkammer“. Durch Anpassung des statischen Drucks, wird die freie Weglänge der Gasmoleküle eingestellt und damit die Knudsenzahl, die gerade das Verhältnis von Mach- und Reynoldszahl darstellt, wenn berücksichtigt wird, dass die kinematische Viskosität im Saugmund ν_1 von der Größenordnung freie Weglänge l_1 x Schallgeschwindigkeit a_1 ist:

$$Kn = \frac{Ma}{Re} = \frac{u/a_1}{u d/\nu_1} = \frac{\nu_1}{a_1 D} = \frac{a_1 l_1}{a_1 D} = \frac{l_1}{D} \propto \frac{1}{p_1}. \quad (5)$$

Bekanntermaßen ist die dynamische Viskosität von Gasen μ_1 und die Schallgeschwindigkeit a_1 bis zu einem Druck von etwa 10 bar praktisch unabhängig von demselben. Eine Dimensionsanalyse zeigt die oben bereits genannte

Abhängigkeit: Die Knudsenzahl ist umgekehrt proportional zum absoluten Druck:

$$\frac{l_1}{D} = Kn(\mu_1, p_1, a_1) \Leftrightarrow Kn = \frac{\mu_1 a_1}{D p_1}. \quad (6)$$

Einfluss der Machzahl Im Fokus der Arbeit von Herrn Saul stehen die Funktionen $c_d(Ma, Re, k_+, s_+)$ und $\lambda(Ma, Re, k_+, s_+)$. Wie oben ausgeführt ist der Verlustbeiwert c_d ein dimensionsloses Maß für die Summe der Enthalpieverluste und die Leistungsziffer λ ein dimensionsloses Maß für die Leistungszufuhr.

Herr Saul modelliert den Carnot'schen-Stoßverlust beim Übergang vom Laufrad in den Schaufelkanal und den Inzidenzverlust als kompressibel. Selbstverständlich treten auch in Spirale, beim Laufradeintritt und im Laufrad Trägheitsverluste auf. Wie Herr Saul zeigt, nimmt die Dissipation mit zunehmender Machzahl zu.

Die Arbeit von Herrn Saul liefert die Grundlage für eine verbesserte ISO-Norm: Die Effizienz von Ventilatoren kann vorausgesagt werden.

Peter Pelz

Darmstadt, im Frühjahr 2021

Vorwort des Autors

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Fluidsystemtechnik der Technischen Universität Darmstadt im Rahmen zweier Forschungsprojekte, die vom BMWi (Bundesministerium für Wirtschaft und Energie) gefördert und von der FLT (Forschungsvereinigung für Luft- und Trocknungstechnik) unterstützt wurden.

Zunächst möchte ich meinem Doktorvater und dem Leiter des Instituts für Fluidsystemtechnik, Professor Dr.-Ing. Peter F. Pelz, für das Vertrauen, die wissenschaftliche Betreuung und die fachlichen Diskussionen danken.

Ebenfalls danke ich dem Leiter des Fachgebiets Gasturbinen, Luft- und Raumfahrtantriebe der Technischen Universität Darmstadt, Professor Dr.-Ing. Heinz-Peter Schiffer, für die Übernahme des Korreferats.

Dr.-Ing. Andreas Irmer danke ich für das Korrekturlesen der vorliegenden Arbeit, sowie seinen Anmerkungen zur Strukturierung und die wissenschaftlichen Diskussionen.

Einen großen Dank geht an Herrn Dipl.-Ing. Berthold Matyschok, dem ehemaligen Leiter der Ventilatorengruppe des Instituts für Fluidsystemtechnik, für die moralische und organisatorische Unterstützung bei sämtlichen Projekten. Seine innovative Idee war es eine Druckkammer zu verwenden um darin die Ventilatorenprüfstände zu betreiben.

An dieser Stelle auch ein großes Lob und Dankeschön an die mechanische Werkstatt des Instituts. Vor allem an Herr Udo Trometer, dem Werkstattsteiter, sowie Andreas Schuler für die Unterstützung bei der Fertigung, Inbetriebnahme und den Umbau zahlreicher Ventilatorprüfstände.

Meinen ehemaligen Kolleginnen und Kollegen danke ich für die wissenschaftlichen Diskussionen und den Austausch. Vor allem die gute Stimmung und der Zusammenhalt machen auch stressige Zeiten angenehmer. Ganz besonders gilt dies für meinen Vorgänger Dr.-Ing. Stefan Stonjek, meinen ehemaligen Bürokollegen Maximilian Kuhr und meinem Nachfolger Johannes Brötz.

Mein Dank gilt auch allen Studierenden, die mich bei meinen Arbeiten unterstützt haben. Besonders hervorzuheben sind Julia Wernig, Kai Hofferberth, Ulrich Kruse, Simon Dechant, Julian Wansorra, Sebastian Frenz, Simon Stolz und André Klütsch.

Für die Unterstützung während der Forschungsprojekte danke ich außerdem dem Arbeitskreis der FLT. Ganz besonderen Dank geht hierbei an Dr.-Ing.

Wolfram, Dr. h. c. Banzhaf und Herrn Dipl.-Ing. Rohdich für das Engagement und die vielen kritischen Rückfragen.

Für die gute Zusammenarbeit und die Unterstützung vor und während der Messkampagnen beim Unternehmen RMA Rheinau GmbH & Co. KG möchte ich hiermit vielen Dank sagen und ganz besonders Herrn Harkai und Herr Hochstuhl für die freundliche und hilfreiche Unterstützung danken.

Der größte Dank gilt meinen Freunden und meiner Familie. Vor allem möchte ich meinen guten Freunden Alex und Sören, meinem Bruder Frederik, meinen Eltern, Elke und Stefan, sowie meiner Frau Sunna für die permanente Unterstützung, den Zuspruch und den notwendigen Ausgleich herzlich danken.

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit, abgesehen von den in ihr ausdrücklich genannten Hilfen, selbständig verfasst habe.

Darmstadt, im Oktober 2020
Sebastian Saul

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Stand der Technik	7
2.1	Grundlegende Definitionen	7
2.2	Ähnlichkeit von Ventilatoren	9
2.3	Historie der Aufwertemethoden	15
2.4	Neuere Aufwertemethoden für Ventilatoren	18
2.5	Trennung von Mach- und Reynoldszahl	19
2.6	Versuchsanlagen	21
2.7	Ersatzschaltbild von axialen und radialen Ventilatoren	22
2.8	Gängige Verlustmodelle	23
2.8.1	Reibungsverlust	24
2.8.2	Trägheitsverlust	27
2.8.3	Induzierter Verlust	30
2.8.4	Wellen- und Kompressionsverlust	30
3	Modellbildung	33
3.1	Skalierung des Wirkungsgrads	34
3.2	Verlustmodellierung	35
3.2.1	Reibungsverlust	37
3.2.2	Inzidenzverlust	42
3.2.3	Carnotscher Stoßverlust	47
3.2.4	Spaltverlust	48
3.2.5	Induzierter Verlust	50
3.2.6	Wellen- und Kompressionsverlust	52
3.2.7	Zusammenfassung der Verlustmodellierung	52
3.3	Skalierung der Leistungszahl	53
3.3.1	Reibung im Radseitenraum	54
3.3.2	Spaltverlust	54
3.3.3	Zusammenfassung der Leistungszahlmodellierung	55
3.4	Skalierung der Druckziffer	56
3.5	Anwendung der Skalierungsmethode	57
3.5.1	Skalierung von Mach- und Reynoldszahl	58
3.5.2	Skalierung der Reynoldszahl und Grenzverhalten für hohe Reynoldszahlen	58
3.5.3	Skalierung der relativen Rauheit	60

4	Versuchsaufbau	63
4.1	Versuchsventilatoren	65
4.2	Messgrößen	67
4.3	Ventilatorprüfstände	68
4.3.1	Normprüfstände	68
4.3.2	Messketten und Messbereich	69
4.3.3	Auswertung der Kennfeldmessungen	73
4.4	Druckkammerprüfstand	74
4.4.1	Versuchsaufbau	74
4.4.2	Messketten unter Über- und Unterdruck	75
4.4.3	Bestimmung des Volumenstroms	77
4.4.4	Bestimmung der Gaseigenschaften	78
4.4.5	Anwendung und Grenzen des Druckkammerprüfstands	81
4.5	Messunsicherheit	83
4.5.1	Systematische Messunsicherheiten	83
4.5.2	Statistische Messunsicherheit	86
4.5.3	Berechnung der Messunsicherheit	87
4.5.4	Diskussion der Messunsicherheit	89
5	Ergebnisse der Kennlinienmessungen	91
5.1	Messungen unter Umgebungsbedingungen	93
5.2	Messungen in der Druckkammer	98
5.3	Verschiebung des Wirkungsgradoptimums	100
5.4	Zusammenfassung und Diskussion	103
6	Anwendung und Validierung	105
6.1	Verteilung der modellierten Verluste	105
6.2	Reibungseinfluss	108
6.3	Kompressibilitätseinfluss	111
6.4	Kombinierter Mach- und Reynoldszahleinfluss	122
6.5	Spalteinfluss	125
6.6	Weitere Maschinentypen	126
6.7	Zusammenfassung der Validierung	129
7	Unsicherheit und Sensitivitätsanalyse	131
7.1	Eingangsgößen	134
7.2	Aufbau der Simulationen	136
7.3	Skalierungsunsicherheit	136
7.4	Sensitivitätsanalyse	139
7.5	Diskussion Mess- und Modellunsicherheit	142
8	Zusammenfassung und Ausblick	143

Literaturverzeichnis	147
A Herleitung der freien Weglänge	155
B Strömungsgeschwindigkeiten	157
B.1 Axialventilatoren	157
B.2 Radialventilatoren	159
C Ergänzung Inzidenzverlust	163
Kontinuitätsgleichung	163
Impulssatz	164
Energieerhaltung	164
D Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen	167

Symbolverzeichnis

Die Symbole der ersten Spalte werden in der zweiten Spalte beschrieben. Die dritte Spalte, wenn vorhanden, gibt die Dimension als Monom mit den Basisgrößen Länge (L), Masse (M), Zeit (T), Temperatur (Θ) und Stoffmenge (N) an.

Lateinische Symbole:

Symbol	Beschreibung	Dimension
a	Schallgeschwindigkeit	LT^{-1}
$\hat{a}$	Winkelbeschleunigung	T^{-2}
a_n	Faktor für Drehzahlüberhöhung	
a_M	Faktor für Drehmomentenüberhöhung	
A	durchströmte Fläche	L^2
A_b	benetzte Oberfläche	L^2
b	Kanalbreite am Laufradaustritt	L
b_i	Kanalbreite am Laufradeintritt	L
B	Ventilatoraustrittsbreite	L
c	absolute Geschwindigkeit	LT^{-1}
c_f	Reibungsbeiwert	
c_p	spez. Wärmekapazität bei konst. Druck	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
c_s	Geschwindigkeitsverlust durch die Minderleistung	LT^{-1}
c_v	spez. Wärmekapazität bei konst. Volumen	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
c_w	wahrscheinlichste Geschwindigkeit	LT^{-1}
C	Spaltkonstante	
C	Sutherlands Konstante	Θ
C_D	Düsenkonstante	
d	totales Differential	
d	Rohrdurchmesser	L
D	Durchmesser	L
e	innere Energie	L^2T^{-2}
E	Volumen-Elastizitätsmodul	$L^{-1}MT^{-2}$
f	Frequenz	T^{-1}
f	Gestaltfaktor	

Symbol	Beschreibung	Dimension
F	Korrekturfunktion	
F_L	Korrekturterm für die Durchströmung des Radseitenraums	
F_R	Korrekturterm für die Reibung im Radseitenraum	
h	spezifische Enthalpie	L^2T^{-2}
h_v	spezifische Verlustenthalpie	L^2T^{-2}
H	Druckgefälle	L
i	Inzidenz	
i	Laufvariable	
I	Anzahl an Gaskomponenten	
I	Anzahl an Längenmaßen	
j	Anzahl unterschiedlicher Eingangsvektoren	
k	absolute Rauheit	L
k	Anzahl an Iterationen	
k_+	relative Rauheit	
k_+^*	relative Rauheit mit lokaler Bezugslänge gebildet	
Kn	Knudsenzahl	
KS	Kolmogorov-Smirnov Statistik	
l	Länge	L
l	Sehnenlänge	L
$\bar{l}$	mittlere freie Weglänge	L
L	Lastfaktor	
L	Ventilatoraustrittstiefe	L
m	Anzahl an Messgrößen	
m	Exponent	
m	Steigung	
$\dot{m}$	Massenstrom	MT^{-1}
M	Masse	M
M	Drehmoment	L^2MT^{-2}
$\hat{M}$	maximales Drehmoment	L^2MT^{-2}
M	Anzahl Eingangsparameter	
$\bar{M}$	Molmasse	MN^{-1}
Ma	Machzahl	
n	Drehzahl	T^{-1}
N	Messpunkte	
N	Stoffmenge	N

Symbol	Beschreibung	Dimension
N_c	Anzahl der bedingten empirischen Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen	
N_u	Anzahl der unbedingten empirischen Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen	
$\mathcal{N}$	Normalverteilung	
p	Druck	$L^{-1}MT^{-2}$
P	Leistung	L^2MT^{-3}
r	Recovery Faktor	
R	spezifische Gaskonstante	$L^2T^{-2}\Theta^{-1}$
R_z	Rauheitswert	L
Re	Reynoldszahl	
$\overline{Re}$	arithmetischer Mittelwert der Reynoldszahl	
$\mathcal{R}$	universelle Gaskonstante	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}N^{-1}$
s	Entropie	$L^2MT^{-2}\Theta^{-1}$
s	absolutes Spaltmaß	L
s_+	relatives Spaltmaß	
s_{ax}	axiales Spaltmaß zwischen Laufrad und Gehäuse bei Radialventilatoren	L
t	Schaufelteilung	L
t	Zeit	T
T	Temperatur in K	Θ
T	Sensitivitätsindex	
u	Umfangsgeschwindigkeit	LT^{-1}
U	Umfang	L
$\mathcal{U}$	Gleichverteilung	
V	Fraktionskoeffizient	
$\dot{V}$	Volumenstrom	L^3T^{-1}
w	Relativgeschwindigkeit	LT^{-1}
w	Strömungsgeschwindigkeit	LT^{-1}
$\bar{w}$	arithmetisch gemittelte Relativgeschwindigkeit	LT^{-1}
w_S	spezifische Wellenleistung	L^2T^{-2}
W	Widerstandskraft	LMT^{-2}
x	Stoffmengenanteil	
x	Messwert	
x_i	Eingangsvektor	
X	Konstante zur Bestimmung des <i>Line Pressure Effect</i>	

Symbol	Beschreibung	Dimension
y	abgeleiteter Messwert	L^2T^{-2}
y	spezifische Stutzenarbeit	
y	Ausgangsgröße	
z	Schaufelanzahl	

Griechische Symbole:

Symbol	Beschreibung	Dimension
α	absoluter Strömungswinkel	
α	Kontraktionsziffer	
α_S	Schaufelwinkel des Stators	
β	relativer Strömungswinkel	
β_S	Schaufelwinkel des Rotors/Laufrads	
γ	Isentropenexponent	
δ	Unsicherheitsoperator	
δp_{line}	Unsicherheit durch den <i>line pressure effect</i>	$L^{-1}MT^{-2}$
Δ	Differenzoperator	
$\Delta\beta_s$	Staffelungswinkel	
ε	Ineffizienz	
ε_D	Expansionszahl	
ζ	Verlustziffer	
η	Wirkungsgrad	
θ	Temperatur in °C	Θ
$\bar{\eta}$	arithmetischer Mittelwert des Wirkungsgrad	
κ	Skalierungsfaktor	
λ	Leistungszahl	
λ_f	Widerstandszahl	
μ	dynamische Viskosität	$L^{-1}MT^{-1}$
μ	arithmetischer Mittelwert	
μ_g	Durchflussfaktor des Spalts	
ν	Durchmesser Verhältnis	
ν	kinematische Viskosität	L^2T^{-1}
ϱ	Dichte	ML^{-3}
σ	Schnelllaufzahl	
σ	Standardabweichung	
ϕ	Winkel	
$\dot{\phi}$	Winkelgeschwindigkeit	T^{-1}
ϕ	Volumenanteil der Gaskomponente	
ϕ_{rel}	relative Luftfeuchte	
φ	Lieferzahl	
ψ	Druckziffer	
ω	Schwingfrequenz	T^{-1}
Ω	Winkelgeschwindigkeit	T^{-1}

Indices

Attribut	Beschreibung
0	Umgebungsbedingungen
1	Eintritt
2	Austritt
∞	Grenzwert (gegen unendlich)
+	dimensionslos
ax	axial
b	benetzt
C	Carnot
D	Düse
f	Reibung
g	Spalt
grenz	Grenz-
G	Gasgemisch
h	hydraulisch
i	Variable
i	innerer
i	Trägheit
ind	induziert
Inz	Inzidenz
lam	laminar
line	<i>line pressure effect</i>
m	mittlerer
max	maximal
mess	gemessen
min	minimal
opt	Optimum
p	druckspezifisch
P	Platte
r	radial
r	Rotor
ref	Referenz
R	Rohr
RS	Radseitenraum
s	Stator
s	isentrop
skal	skaliert

Attribut Beschreibung

st	statisch
stat	statistisch
sys	systematisch
S	Schaufelwinkel
S	Welle
Sch	Schaufelkanal
Saul	Messwerte von Saul
Stonjek	Messwerte von Stonjek
t	total
t	tangential
turb	turbulent
u	Umfang
v	volumenspezifisch
v	Verlust
w	Wellenwiderstand

Hochgestellte Zeichen**Attribut Beschreibung**

'	(erstes) Modell
"	(zweites) Modell
*	auf lokale Größen bezogen
$\sim$	unsicherheitsbehaftete Größe
$\bar{x}$	Mittelwert von x
$\hat{x}$	Maximalwert von x

Abkürzungen**Kürzel Beschreibung**

Ar	Argon
CFD	Computational Fluid Dynamics

Kürzel Beschreibung

CO ₂	Kohlenstoffdioxid
DIN	Deutsches Institut für Normung
EN	Europäische Norm
FFT	schnelle Fourier-Transformation
ISO	Internationale Organisation für Normung
KA	kleine Ausführung
LAN	Local Area Network
MA	mittlere Ausführung
N ₂	Stickstoff
oG	obere Grenze
O ₂	Sauerstoff
PAWN	aus den Namen der Autoren (Pianosi und Wagener) abgeleitete Abkürzung
Pt	Platin
RMA	RMA Rheinau GmbH & Co. KG
SAFE	Sensitivity Analysis For Everybody
TU	Technische Universität
uG	untere Grenze
VDE	Verband Deutscher Elektrotechniker
VDI	Verein Deutscher Ingenieure