

Mirko Ilievski

**Einflüsse der Skelettlinienform
des Stators auf den
Wirkungsgrad und das
Regelungsverhalten einer
variablen Düsengeometrie**



Einflüsse der Skelettlinienform des Stators auf den Wirkungsgrad und das Regelungsverhalten einer variablen Düsengeometrie

Von der Fakultät für Energie-, Verfahrens- und Biotechnik
der Universität Stuttgart zur Erlangung der Würde eines Doktors
der Ingenieurwissenschaften (Dr.-Ing.) genehmigte Abhandlung

vorgelegt von
Mirko Ilievski
aus Sigmaringen

März 2017

Hauptberichter: Prof. Tekn. Dr. Damian Vogt
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. habil. Manfred Wirsum

Berichte aus der Strömungstechnik

Mirko Ilievski

**Einflüsse der Skelettlinienform des Stators
auf den Wirkungsgrad und das Regelungsverhalten
einer variablen Düsengeometrie**

D 93 (Diss. Universität Stuttgart)

Shaker Verlag
Aachen 2018

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.: Stuttgart, Univ., Diss., 2017

Copyright Shaker Verlag 2018

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

Printed in Germany.

ISBN 978-3-8440-5945-8

ISSN 0945-2230

Shaker Verlag GmbH • Postfach 101818 • 52018 Aachen

Telefon: 02407 / 95 96 - 0 • Telefax: 02407 / 95 96 - 9

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

Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne fremde Hilfe bzw. unerlaubte Hilfsmittel angefertigt, andere als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel nicht benutzt und die den benutzten Quellen wörtlich oder inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe. Die eingereichte Arbeit ist weder vollständig noch in wesentlichen Teilen Gegenstand eines anderen Prüfungsverfahrens gewesen und ist nicht bereits in Teilen oder vollständig veröffentlicht. Das elektronische und das schriftlich abgegebene Exemplar stimmen überein.

Gerlingen, den 29. März 2017

Mirko Ilievski

*„Die hohe Kraft
Der Wissenschaft,
Der ganzen Welt verborgen!
Und wer nicht denkt,
Dem wird sie geschenkt,
Er hat sie ohne Sorgen.“*

Faust. Der Tragödie erster Teil
von
Johann Wolfgang von Goethe

Vorwort

Die Ergebnisse zur vorliegenden Arbeit entstanden während meiner Zeit als akademischer Mitarbeiter am Institut für Thermische Strömungsmaschinen und Maschinenlaboratorium (ITSM) der Universität Stuttgart. Besonderer Dank gilt Herrn Professor Tekn. Dr. Damian Vogt und Herrn Professor Michael Casey, D. Phil., für die Betreuung und die fachliche Unterstützung, welche zu dieser Arbeit geführt haben. Ihr Vertrauen und das durch Sie geschaffene Arbeitsumfeld haben zum Gelingen dieser Arbeit entscheidend beigetragen. Ebenso möchte ich mich bei Herrn Professor Dr.-Ing. habil. Manfred Wirsum für die freundliche Unterstützung als Mitberichter danken.

Herrn Tobias Dettmann und Herrn Dr.-Ing. Steffen Kämmerer von Voith Turbo in Sonthofen danke ich für die Möglichkeit am ITSM ein Projekt zu bearbeiten, das letztendlich zu dieser Arbeit geführt hat. Der fachliche und persönliche Austausch mit beiden Herren im Projekt VNT hat enorm zu meiner persönlichen Weiterbildung und zur Themenbildung dieser Arbeit beigetragen.

An dieser Stelle danke ich meinen Kollegen Tobias Müller, Sebastian Challand und Frederic Heidinger sehr herzlich für die fachlichen Diskussionen und das motivierende Arbeitsklima im Turboladerzimmer. Mein weiterer Dank gilt allen Mitarbeitern am ITSM für ihre helfenden Hände und die tägliche Prise Humor während der Arbeitszeit sowie darüber hinaus. Diese Zeit hat mich sehr geprägt und einige Lehren werde ich in meiner industriellen Laufbahn sicherlich erfolgreich einsetzen können.

Zu guter Letzt möchte ich meiner Familie für die Unterstützung während der Anfertigung dieser Forschungsarbeit danken. Meine Frau Juliane hat durch ihre liebevolle Geduld und Aufopferungsgabe sehr viel zum Entstehen beigetragen. Mit meinen Kindern Sophie und Rafael ist jeden Tag die Sonne aufgegangen, die selbst während ihrer Schlafenszeiten Licht gesendet hat, um einige Seiten zu schreiben. Meinen Eltern sowie meinem Bruder Stamenko und dessen Familie möchte ich für ihre uneingeschränkte Unterstützung zu jeder Zeit in meinem Leben danken.

Kurzfassung

Zur Einhaltung der aktuellen Emissionsgrenzwerte sind Personenkraftwagen und Lastkraftwagen überwiegend mit Abgasturboladern ausgestattet. Die Anpassung des Abgasturboladers an die Anforderungen des Dieselmotors haben zur Verwendung von variablen Düsengeometrien mit pivotierten Leitschaufeln geführt. Dabei steht nicht allein ein hoher Spitzenwirkungsgrad bei Nennbetrieb des Abgasturboladers im Fokus, sondern möglichst hohe Wirkungsgrade des Motor-Turbolader-Systems über den gesamten Betriebsbereich. Bei der Regelung mit pivotierten Leitschaufeln kommt hinzu, dass die auf die Leitschaufeln wirkenden aerodynamischen Kräfte bekannt sein müssen, um einen Aktuator für ihren Verstellmechanismus auszuwählen. Die aerodynamischen Kräfte auf der Schaufel werden mit dem am Lagerzapfen wirkenden Leitschaufelmoment quantifiziert.

In der Literatur gibt es Hinweise, dass mit der Profilgestalt der Leitschaufeln sowohl der Stufenwirkungsgrad der Radialturbinenstufe als auch das Leitschaufelmoment beeinflusst werden können. Bei der Profilgestalt wird allerdings nicht zwischen der Skelettlinienform und der Schaufeldickenverteilung differenziert. Am ITSM wurde daher eine Forschungsarbeit zu diesem Thema definiert, die zunächst die Untersuchung des Einflusses der Skelettlinienform auf den Stufenwirkungsgrad und das Leitschaufelmoment beinhaltet. Das Ziel dieser Arbeit ist es eine Methode vorzustellen, welche eine initiale Auswahl der Skelettlinienform während der Auslegungsphase ermöglicht.

Die dazu vorgestellte Methode orientiert sich am Verhalten der Strömung in unbeschaukelten Diffusoren. Unter der Voraussetzung diverser Annahmen, welche in Radialturbinenstufen mit VNT überwiegend eingehalten werden, beschreibt der Strömungsverlauf in unbeschaukelten Diffusoren eine logarithmische Spirale. Bei Verwendung dieser Form als initiale Skelettlinienform kann davon ausgegangen werden, dass nahezu keine Umlenkung der Strömung im Stator erfolgt und daher ein Momentengleichgewicht an den Leitschaufeln auftritt.

Darüber hinaus wird mit experimentellen Daten am ITSM-Turboladerprüfstand der Einfluss der konstruktiv bedingten Geometrien in Abgasturboladern bei geringeren Reaktionsgraden als im Nennbetriebspunkt aufgezeigt. Es soll anhand der Messungen die These von Natkaniec [56] bestätigt werden, dass bei diesen Reaktionsgraden der Einfluss der konstruktiv bedingten Geometrien zunimmt. Konstruktiv bedingte Geometrien in VNT sind die Statorspalte, die Wellenabsätze, die Distanzhülsen sowie die aperiodische Anordnung der Leitschaufeln über den Umfang des Rotoreintritts. Des Weiteren werden die experimentellen Daten zur Validierung des numerischen CFD-Modells verwendet. Da lediglich für die Massenstromcharakteristik Vergleiche von Absolutwerten möglich sind und der Wirkungsgrad aber nur für einen Relativvergleich genutzt werden kann, werden Optimierungsmöglichkeiten am Prüfstand und am CFD-Modell vorgeschlagen und diskutiert.

Es werden in Kapitel 8 die wichtigsten Ergebnisse gezeigt, worin CFD-Berechnungen mit zuvor definierten Profilen für die Leitschaufeln vorgestellt sind. Damit wird das zuvor aufgestellte Ziel der Arbeit erfüllt und der Einfluss der Skelettlinienform auf den Stufenwirkungsgrad und das Leitschaufelmoment einer Radialturbinenstufe mit VNT aufgezeigt. Um eine Vergleichsbasis für den Einfluss der Skelettlinienform aufzubauen, wird zudem der Einfluss der Statorspalte untersucht. Hierbei werden fünf Konfigurationen für den Statorspalt untersucht: ohne Statorspalt, mit Nabenspalt, mit Gehäusespalt, mit symmetrischem Gehäuse- und Nabenspalt sowie eine Konfiguration mit unsymmetrischem Gehäuse- und Nabenspalt. Dabei beträgt die Gehäusespalthöhe ein Viertel und die Nabenspalthöhe dreiviertel der gesamten Spalthöhe.

Abstract

In order to comply with the current emission standard, passenger cars and commercial road vehicles are equipped with turbochargers. The requirements of a diesel engine resulted in the control of the radial turbine with pivoting nozzle vanes. As the focus is on the system consisting of an engine and a turbocharger, high efficiencies are needed over the whole operating range of this particular system. Since the control of the turbine is performed by pivoting nozzle vanes, the aerodynamic forces on the nozzle vanes should be known to design the actuating mechanism. The aerodynamic forces are usually quantified by the nozzle vane torque.

There is evidence in literature that there exists an impact of stator design parameters on the turbine stage efficiency and the nozzle vane torque. However, the stator design parameters are not distinguished into impacts of camber mean-line design and impacts of profile thickness design. For this purpose, this research was defined at the ITSM to investigate the impact of the camber mean-line design on the variable nozzle turbine stage efficiency and the nozzle vane torque. One of the main objectives of this work is to provide a method for an initial choice of the camber mean-line during the design period.

The method presented here takes the flow behaviour in vaneless diffusers into account. For the variable nozzle turbine, assumptions are made to prove that the flow within vaneless diffusers follows a logarithmic spiral. As the design of a logarithmic spiral is applied to a camber mean-line design, it is assumed that there will not be any change in flow direction and therefore the nozzle vane torque will be equal to zero.

Moreover, experimental data from measurements at the ITSM turbocharger test rig are used to show the impact of typical geometrical features within variable nozzle turbine with pivoting nozzle vanes at low degree of reaction with regard to the nominal operating point. Natkaniec [56] made the proposition that the impact of the typical geometrical features will rise for a decrease in degree of reaction. Typical geometrical features of a VNT are the nozzle vane tip gaps, the cylindrical shaft seals, the spacers and the aperiodical positioning of the nozzle vanes around the circumference at rotor inlet. Furthermore, the experimental data are used to validate the CFD modelling. Only the mass flow characteristics can be compared with absolute values, whereas the stage efficiency can be compared with relative values. Hence, possible areas of improvement for the test rig and the CFD modelling are presented and discussed.

In chapter 8 of this work, the main results of CFD calculations are presented, where several nozzle vane designs are investigated. These results focus on the main objective of this work and the documentation of the impact of the camber mean-line design at the turbine stage efficiency and the nozzle vane torque. In order to provide a comparable basis, the impact of the nozzle vane tip gaps is evaluated. Five configurations are defined for this purpose: without tip gap, with tip gap at hub, with tip gap at shroud, with symmetrical gap at hub and shroud and asymmetrical gap at hub and shroud. Thereby the

hub gap height takes one quarter and the shroud gap height three-quarter of the full gap height.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur	xvii
1 Einleitung	1
1.1 Motivation	1
1.2 Zielsetzung der Arbeit	2
1.3 Gliederung der Arbeit	3
2 Strömungsmechanische und thermodynamische Grundlagen	5
2.1 Grundlagen der dreidimensionalen Strömungsberechnung	5
2.1.1 Grundgleichungen	5
2.1.2 Turbulenzmodellierung	7
2.1.3 Grenzschichtbehandlung	8
2.2 Grundlagen der eindimensionalen Strömungsberechnung	9
2.2.1 Fluideigenschaften bei Zustandsänderungen	9
2.2.2 Massenerhaltung	11
2.2.3 Impulserhaltung	11
2.2.4 Energieerhaltung	12
2.2.5 Gasdynamik	12
2.2.6 Definition des isentropen Wirkungsgrads	13
3 Grundlagen der Turboaufladung	15
3.1 Abgasturbolader	15
3.2 Funktionsweise und Auslegung	15
3.2.1 Funktionsweise einer Radialturbinenstufe	16
3.2.2 Kenngrößen zur Auslegung einer Radialturbinenstufe	20
3.2.3 Geometrische Größen einer VNT	21
4 Stand der Wissenschaft	25
4.1 Auslegung von Statoren ohne Variabilität	25
4.1.1 Rotor-Stator Abstand	25

4.1.2	Schaufelbelastungszahl bei Statoren in Radialturbinenstufen	26
4.1.3	Statorprofilformen bei stationärem Betrieb	27
4.2	Auslegung von Leitgittern mit VNT	28
4.2.1	Statorspalte	29
4.2.2	Teilkreisdurchmesser und Pivot-Position	30
4.2.3	Distanzhülsen und Wellenabsätze	32
4.2.4	Profilformen in VNT-Anwendungen	33
4.3	Zielsetzung der Arbeit	35
5	Hauptbestandteil der Untersuchungen	37
5.1	Definition der Statorprofilform	37
5.1.1	Schaufeldickenverteilung	37
5.1.2	Skelettlinienformen	38
5.1.3	Pivot-Position	41
5.2	Definition der axialen Statorspaltanordnungen	42
5.3	Vergleichbarkeit zwischen Experiment und Numerik	43
5.4	Aufbau des VNT-Ersatzmoduls	43
5.5	Definition der Durchgangsflächen	44
5.6	Einfluss konstruktiv bedingter Geometrien	45
6	Experimentelle Untersuchungen	47
6.1	Messtechnik	47
6.1.1	Temperaturmessung	47
6.1.2	Druck- und Massenstrommessung	50
6.2	Fehleranalyse	50
6.3	Reproduzierbarkeit	51
6.3.1	Turbinenkennfeld	51
6.3.2	Potentielle Fehlerquellen	54
6.3.3	Fazit zur Reproduzierbarkeit	56
6.4	Betriebsverhalten der gemessenen Konfigurationen	56
6.4.1	Profilabhängigkeit des Turbinenkennfelds bei $A_{3C,th} = \text{konst.}$	56
6.4.2	Erstellung des Durchfluss-Wirkungsgrad-Diagramms	59
6.4.3	Einfluss der konstruktiv bedingten Geometrien	59
6.4.4	Kriterien zur Validierung des CFD-Modells	60

7 Numerische Modellbildung und Validierung	63
7.1 Modellbildung	63
7.1.1 Rechengebiete	63
7.1.2 Kopplung der Rechengebiete	64
7.1.3 Randbedingungen	65
7.1.4 Rechengitter	66
7.2 Validierung des Modells mit Messdaten	71
7.2.1 Vorstudie zur Rotor-Stator-Kopplung	72
7.2.2 Vorstudie zur Gitterfeinheit	73
7.2.3 Validierung im Kennfeld	75
7.2.4 Modellerweiterungen	79
8 Einflüsse der Skelettlinienform und der Statorspalte	85
8.1 Einfluss auf den Stufenwirkungsgrad	85
8.1.1 Statorverluste	87
8.1.2 Verluste durch Statorspalte	90
8.1.3 Axiale Position der Statoren	92
8.1.4 Wirkungsgradverringerng aufgrund des Statorspalts	94
8.1.5 Reynoldseffekte bei höheren Betriebstemperaturen	94
8.2 Einfluss auf das Leitschaufelmoment	95
8.2.1 Skelettlinienform	96
8.2.2 Skelettlinienform und Pivot-Position	101
8.2.3 Unsicherheiten durch das Spiralgehäuse	103
8.2.4 Unsicherheiten aufgrund der Spaltanordnung	104
8.3 Fazit	106
9 Zusammenfassung	109
10 Ausblick	113
Literaturverzeichnis	115
A Verdichterinstrumentierung	123
B Wärmeübergang Diffusor-Umgebung	125
B.1 Wärmetransportansatz	125
B.2 Wärmeübergangszahlen und Wärmeleitkoeffizient	125

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

A	m^2	Fläche
a	m/s	Schallgeschwindigkeit
a_{ell}	m	Ausdehnung der Ellipse in x-Richtung
a_{Pr}	m^2/s	Prandtl-Zahl abhängige Variable
b	m	Breite
b_{ell}	m	Ausdehnung der Ellipse in y-Richtung
c	m/s	absolute Strömungsgeschwindigkeit
c_p	$J/(kgK)$	spezifische isobare Wärmekapazität
c_s	m/s	maximal erreichbare isentrope Geschwindigkeit
c_v	$J/(kgK)$	spezifische isochore Wärmekapazität
D_{ax}	m	Deaxierung der Leitschaufel senkrecht zur Skelettlinie
DKW	$kgK^{0,5} (MPa\text{s})^{-1}$	Durchfluss entspricht reduziertem Massenstrom
d	m	Durchmesser
f	-	Allgemeine Funktion
F	N	Kraft
g	m	Teilung eines Schaufelgitters
H	J	Enthalpie
h	J/kg	spezifische Enthalpie
h_i	m	Kanalhöhe in Ebene bzw. Komponente i (z.B. $i = 3A, 3B, 3C, \dots$)
i, j	-	Laufvariablen
k	m^2/s^2	turbulente kinetische Energie
$k_{\text{Wärme}}$	$W/(mK)$	Wärmeleitfähigkeit
l	m	Länge
L	m	charakteristische Länge
M_p	m	Abstand zwischen Eintrittskante und Pivot-Position bezogen auf die Sehnenlänge l_s der Leitschaufel
M_t	Nm	Leitschaufelmoment wirkend am Lagerzapfen
Ma	-	Mach-Zahl
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
N	-	Schaufelanzahl
N_s	-	spezifische Drehzahl

Nu	-	Nusselt-Zahl
n	-	Polytrophenexponent bzw. Gesamtanzahl der Profilpunkte einer Leitschaufel
n_R	1/min	Rotordrehzahl
P	J/s	Leistung
P_V	%	Drehpunkt entlang der Skelettlinie (Pivot-Position)
Pr	-	Prandtl-Zahl
p	N/m ²	Druck
Q	J	Wärme
\dot{Q}	J/s	Wärmestrom
q	m ² /s ²	bezogene Wärme
\dot{q}	J/(kg s)	bezogener Wärmestrom
R	J/(kg K)	spezielle Gaskonstante
Re	-	Reynolds-Zahl
r	m	Radius
r_k	-	Reaktionsgrad
S_E	N/(m ² s)	Energiequelle wirkend am Kontrollvolumen
S_M	N/m ³	Impulsquelle wirkend am Kontrollvolumen
Streamwise(0 – 1)	-	normierter Weg entlang eines Statorprofils nach der im Strömungslöser ANSYS CFX 15.0 implementierten Definition
s	J/K	Entropie
T	K	Temperatur
T_r	-	Tunakov-Parameter
t	s	Zeit
U	m/s	Geschwindigkeitsvektor in x, y, z -Richtung
u	m/s	Umfangsgeschwindigkeit
u_{fl}	m/s	Fluktuierende Geschwindigkeitskomponenten in turbulenten Strömungen (nur relevant in Kapitel 2)
u_r	m/s	Schergeschwindigkeit
V	m ³	Volumen
V_{bl}	m ³	Versperrung durch die Thermoelemente
v	m ³ /kg	spezifisches Volumen
y	m	dimensionsbehafteter Wandabstand
y^+	-	dimensionsloser Wandabstand
W	J	Arbeit
w	m/s	relative Strömungsgeschwindigkeit im Rotor
w_t	m ² /s ²	spezifische technische Arbeit
x, y, z	m	kartesische Koordinaten

Griechische Buchstaben

α	$^{\circ}$	absoluter Strömungswinkel
α_W	$W/(m^2 K)$	Wärmeübertragungskoeffizient, Wärmeübergangszahl
β	$^{\circ}$	relativer Strömungswinkel
γ	-	Isentropenexponent
ε	m^2/s^2	turbulente Dissipationsrate
ϵ	-	Expansionsverhältnis
ϵ_i	m	Spalthöhe der Komponente i (z.B. $i = 3D, S1$ oder $S2$)
η	kg/(ms)	dynamische Viskosität
η_s	-	isentropen Wirkungsgrad
λ	$W/(mK)$	Wärmeleitfähigkeit
λ_t	-	Arbeitsziffer
μ	-	Polytropenverhältnis
ν	m^2/s	kinematische Viskosität
ξ	-	Reynolds-Zahl abhängige Variable
ρ	kg/m^3	Dichte
τ	N/m^2	Schubspannung
τ_w	N/m^2	Wandschubspannung
ϕ	-	globale Schluckziffer
Ψ	-	Schaufelbelastungszahl
ψ	-	Druckziffer
Ω	s^{-1}	Winkelgeschwindigkeit
ω	s^{-1}	turbulente Frequenz

Tiefgestellte Indizes

Abweichung	Abweichung zwischen CFD-Berechnung und Messung
aus	Austritt
außen	Außendurchmesser Isolierung Diffusor
bl	Einfluss von durch Thermolemente blockierten Querschnitt
char	charakteristisch
cos	bezogen auf den Cosinussatz
D	Schaufeldickenverteilung
diff	Diffusor
druck	Druckverlustkoeffizient
ein	Eintritt
Fukaya	Verlustkoeffizient nach Fukaya [29]
innen	Rohrinnendurchmesser Diffusor
iso	Isolierung

kb	Kreisbogen
m	in meridionaler Richtung
max	maximal
min	minimal
mitte	Position zwischen Rohr und Isolierung
MT	Metallwinkel
opt	Wert bei maximalem Wirkungsgrad
P	Pivot-Position entlang der Skelettlinie
P1	Profil 1
P2	Profil 2
P3	Profil 3
P4	Profil 4
P5	Profil 5
R	Rotor
real	reale Gaseigenschaft
red	reduzierte Größe
rel	relative Größe
repro	Reproduzierbarkeit
S	Stator
S1	Stator nabenseitige Wand
S2	Stator gehäusesseitige Wand
Schaufel	Bezug auf eine Statorschaufel der VNT
Sk	Skelettlinie
ST	Stufe
TK	Teilkreis
t	total
th	im engsten Querschnitt (engl. throat)
ts	total-statisch
u	in Umfangsrichtung
VNT	Variable Nozzle Turbine
1	Eintritt Verdichterstufe / Variable 1 bei Kriterien
2	Austritt Verdichterstufe / Variable 2 bei Kriterien
2A,2B,2C,2D	Eckpunkte im Seilinger-Prozess
3	Eintritt Radialturbinenstufe
3A	Modelleintritt VNT
3B	Eintritt VNT
3C	Austritt VNT
3C2	Auswerteebene für Statorverluste
3D	Eintritt Rotor
3E	Austritt Rotor
4	Austritt Radialturbinenstufe (Messebene)

1.4301 Werkstoff 1.4301