

Einfluss der Anordnung und des Betriebs von Abgasturboladern auf deren Pumpgrenze

Von der Fakultät für Maschinenbau
der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover
zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor-Ingenieurs
Dr.-Ing.

genehmigte Dissertation
von

Dipl.-Ing. David Müller

geboren am 16. August 1977 in Jena

Januar 2008

Tag der Promotionsprüfung: Freitag, 14. Dezember 2007

Prüfungskommission:

Vorsitz:	Prof. Dr.-Ing. Fr.-W. Bach
1. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. J. Seume
2. Prüfer:	Prof. Dr.-Ing. H. Pucher

Danksagung

Die vorliegende Arbeit ist das Ergebnis meiner vierjährigen Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik der Leibniz Universität Hannover im Bereich Abgasturboaufladung.

Bei Prof. Dr.-Ing. Jörg Seume möchte ich mich für das in mich gesetzte Vertrauen und die unermüdliche Betreuung während dieser Zeit bedanken. Dieser lange Weg war nur mit vielen gemeinsamen Besprechungen, bei denen immer wieder Lösungen für oft groß aussehende Probleme gefunden werden konnten, bis zu diesem vorliegenden Ergebnis zu schaffen.

Weiterhin möchte ich mich bei Prof. Dr.-Ing. Helmut Pucher für die Übernahme des Koreferats und bei Prof. Dr.-Ing. Friedrich-Wilhelm Bach für die Leitung der Prüfungskommission bedanken.

Besonders möchte ich mich bei dem tollen Kollegium bedanken, ohne das diese Zeit nicht in so angenehmer Erinnerung bleiben wird. Hilfestellung war eigentlich zu fast jeder Tageszeit zu erwarten und auch im technischen Bereich ließen sich viele Sachen durch kurzen Zuruf erledigen.

Zuletzt möchte ich mich bei den wichtigsten mittlerweile vier Menschen bedanken, ohne deren Rückhalt so eine Zeit nicht zu überstehen ist. Besonders der Rückhalt bei Rückschlägen und das Verständnis fürs Feiern bei all der Arbeit durch meine Frau ist durch eine Erwähnung hier nicht vollständig zu würdigen.

Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit befasst sich mit der tatsächlichen Lage der Pumpgrenze im Verdichter kennfeld eines Abgasturboladers. Bei Versuchen wurde die Geometrie der Ansaugstrecke des Verdichters variiert. Die Zuströmung wurde mittels LDA-Messungen erfasst und durch CFD-Rechnungen überprüft. Dabei zeigt sich eine Übereinstimmung der Auswirkungen im Kennfeld mit den gemessenen und gerechneten Zuströmungen. Unabhängig von diesen Versuchen wurde auch das Rohrleitungsvolumen hinter dem Verdichter variiert. Die dabei auftretenden Verschiebungen der Pumpgrenze korrelieren sowohl mit anderen Beobachtungen aus der Literatur, als auch mit Versuchen am Motor. Über die Untersuchungen bei stationärer Betriebsweise des Verdichters hinaus wurde der Verdichter auch instationär betrieben. Es zeigte sich, dass auch im instationären Fall die stationär ermittelte Pumpgrenze weiterhin gültig blieb. Ein Verweilen bei diesem stationär ermittelten Volumenstrom konnte festgestellt werden, bevor die Pumpzyklen einsetzen. Eine Nachrechnung mittels eines auf Greitzer basierenden und durch Theotokatos erweiterten Modells bildet dieses Verhalten qualitativ richtig ab, ist aber quantitativ nicht ausreichend.

Abstract

The present research work aims at investigating real position of surge line in a compressor performance map of a turbocharger. Geometry of surge (inlet) pipe of a turbocharger compressor has been diversified. The Flow of air was measured with a LDA and proofed by a CFD-calculation. There was an accordance between measured performance maps and measured and calculated inlet flow. Moreover was an investigation of volume of pipeline between compressor and throttle. Measured Movement of surge line is correspondent with experience in literature and investigations on engine. All studies are made by steady and unsteady conditions of compressor. In an unsteady case the position of surge line was the same as in a steady case. A pause at surge line was found before surge cycle starts. A calculation with a model based on Greitzer and developed by Theotokatos shows the right qualitiv behaviour, but isn't quantitiv enough.

Schlagworte: Motor, Verdichter, Pumpen; engine, compressor, surge

Inhaltsverzeichnis

Kapitel 1	Einleitung und Zielsetzung	1
Kapitel 2	Stand der Technik	3
2.1	Grundlagen	3
2.2	Geschichte der Abgasturboaufladung	5
2.3	Die Phänomene Stall und Pumpen	8
2.4	Untersuchungen zum Pumpen von Verdichtersystemen	12
2.5	Versuche am Motor.....	16
Kapitel 3	Bestimmung der Pumpgrenze	19
3.1	Signalanalyse.....	19
3.1.1	Fast Fourier Transformation.....	19
3.1.2	Autoleistungsspektrum.....	19
3.1.3	Phasenlage	19
3.1.4	Normierte Standardabweichung.....	20
3.2	Fehlerbetrachtung.....	21
3.3	Definition der Pumpgrenzen.....	22
3.4	Parametrische Modellierung der dynamischen Pumpgrenze.....	23
3.4.1	Einführung der Größe B_0	23
3.4.2	Einführung des Ähnlichkeitsparameters β	24
3.5	Kriterien für das Erreichen der Pumpgrenze	25
3.5.1	Temperaturmessung.....	25
3.5.2	Wechseldruckmessung.....	31
Kapitel 4	Heißgasprüfstand und Turbolader	33
4.1	Prüfstand.....	33
4.2	Versuchsaufbau	36
4.3	Verwendeter Versuchsträger	40
4.4	Stationäre Messtechnik für Kennfeldaufnahme.....	41
4.5	Instationäre Messtechnik für Kennfeldaufnahme	45
Kapitel 5	Stationäre Untersuchungen.....	47
5.1	Referenzkennfeld.....	47
5.2	Kennfeldmessungen mit unterschiedlichen Einlaufkrümmern.....	48

5.3	Untersuchung unterschiedlicher Einlaufgeometrien (Krümmer) mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation (CFD).....	50
5.4	Experimentelle Untersuchung unterschiedlicher Einlaufgeometrien (Krümmer) mit Hilfe der Laserdoppler-Anemometrie (LDA)	55
5.4.1	Messprinzip.....	55
5.4.2	Ergebnisse	56
5.4.3	Auswirkungen des Dralls auf das Kennfeld.....	60
5.5	Messungen mit verschiedenen druckseitigen Volumina	62
5.6	Einfluss der KSM	68
Kapitel 6	Instationäre Untersuchungen	71
6.1	Messungen mit verschiedenen Drosselrampen	71
6.2	Versuche mit Drosselrampen bei unterschiedlichen druckseitigen Volumina	75
6.3	Messungen mit periodischer Druckstörung.....	77
6.4	Einfluss der KSM	80
Kapitel 7	Modellierung des Abgasturboladers	83
7.1	Verwendetes Verdichtermodell	83
7.2	Ergebnisse der Simulation für verschiedene Drosselrampen.....	85
7.3	Ergebnisse der Simulation für verschiedene druckseitige Volumina...	87
7.4	Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse.....	89
Kapitel 8	Schlussfolgerungen	91

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2-1:	typisches Kennfeld einer Verdrängermaschine (schematisch)	3
Abbildung 2-2:	typisches Kennfeld einer Strömungsmaschine (schematisch)	4
Abbildung 2-3:	Schematischer Aufbau einer variablen Turbinenvorleitregelung	6
Abbildung 2-4:	Einfluss eines blockierten Schaufelkanals auf benachbarte Kanäle	8
Abbildung 2-5:	Schematische Darstellung einer Verdichter- und einer Verbraucherkennlinie zur Darstellung der Grenzen der quasistationären Betrachtungsweise	10
Abbildung 2-6:	Das für den Pkw-Diesel- und den Pkw-Ottomotor eingesetzte Messrohr vor Verdichter	16
Abbildung 3-1:	Zeitsignal eines Wechseldruckaufnehmers im Verdichtereintritt	20
Abbildung 3-2:	Verdichterkennfeld des Pkw-Ottomotor-Turboladers; Betriebspunkte, bei denen ein radiales Temperaturprofil (siehe Abbildung 3-3) aufgenommen wurde.....	26
Abbildung 3-3:	Radiales Temperaturprofil am Verdichtereintritt des Pkw-Ottomotor-Turboladers bei unterschiedlichen Verdichterbetriebspunkten; aufgenommen am Turboladerprüfstand	27
Abbildung 3-4:	Skizze der Platzierung der Wechseldruckaufnehmer und Thermoelemente im Verdichtereintritt des Nutzfahrzeug-Turboladers S400	27
Abbildung 3-5:	Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur im Verdichtereintritt des S400 wandnah und der Ansaugtemperatur (weit vom Laufrad entfernt gemessen) mit „kurzem Thermoelement“	28

Abbildung 3-6:	Temperaturdifferenz im Verdichtereintritt des S400 wandnah zur Ansaugtemperatur mit „langem Thermoelement“	29
Abbildung 3-7:	Temperaturbeiwert im Verdichtereintritt des S400 wandnah	30
Abbildung 3-8:	Temperaturbeiwert im Verdichtereintritt des GRV wandnah	30
Abbildung 3-9:	Verdichtereintritt mit Wechseldruckaufnehmern links TFD und rechts VKM	31
Abbildung 4-1:	Schemazeichnung des „großen Turboladerprüfstands“ des TFD	33
Abbildung 4-2:	Typisches Kennfeld einer Radialturbine für Turbolader	35
Abbildung 4-3:	Gasleitungsschema des Turboladerprüfstands	35
Abbildung 4-4:	Skizze der untersuchten Krümmeranordnungen	37
Abbildung 4-5:	Schema der Volumenänderung durch Versetzen der Drosselklappe	38
Abbildung 4-7:	Messstellenplan des Verdichters zur Pumpgrenzdetektion am Turboladerprüfstand	43
Abbildung 5-1:	Vergleich stationär gemessenes Kennfeld (blau) und Herstellerkennfeld eines ähnlichen aber nicht baugleichen Laders (schwarz)	47
Abbildung 5-2:	Verdichteraufbau am Prüfstand mit Einlaufgeometrie $R/D = 1$	48
Abbildung 5-3:	Kennfeldvergleich aller vier Einlaufvariationen mit Berechnungspunkt	49
Abbildung 5-4:	Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $R/D = 1,5$	51
Abbildung 5-5:	Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $R/D = 1$	52
Abbildung 5-6:	Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $2 \times R/D = 1$	53
Abbildung 5-7:	Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $2 \times R/D = 1$, allerdings sind die Krümmer genau anders herum aneinandergereiht	54

Abbildung 5-8: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für $R/D = 1,5$	56
Abbildung 5-9: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für $R/D = 1$	57
Abbildung 5-10: Versuchsaufbau während der LDA-Vermessung.....	58
Abbildung 5-11: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für $2 \times R/D = 1$	59
Abbildung 5-12: Vergleich der stationären Kennfelder des Verdichters mit kleinem ($V = 2$ l; rot) und motortypischem Volumen ($V = 78$ l; blau).....	62
Abbildung 5-13: Autospektrale Leistungsdichte und Phasenverschiebung der beiden im Laufradeintritt sitzenden Wechseldruckaufnehmer (vergl. Abbildung 3-9).....	63
Abbildung 5-14: Motorbetriebspunkte im Kennfeld des Pkw-Ottomotor-Turboladerverdichters. Pumpgrenze am Motor- und am Turboladerprüfstand.	65
Abbildung 5-15: Pumpgrenzen des Nfz-Dieselmotorturboladers bei unterschiedlichen Rohrleitungssystemen und entsprechenden B_0 -Parametern.	67
Abbildung 5-16: Vergleich der Kennfelder ohne (rot) und mit (blau) KSM.....	68
Abbildung 5-17: Vergleich der Kennfelder mit KSM bei motortypischen Volumen ($V = 78$ l; blau) und kleinem Volumen ($V = 2$ l; rot).	69
Abbildung 6-1: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$...	72
Abbildung 6-2: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$...	73
Abbildung 6-3: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit großem Volumen $V = 145$ l.....	75
Abbildung 6-4: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit kleinem Volumen $V = 2$ l.....	76
Abbildung 6-5: Vergleich des instationären Drucksignals nach Verdichter im Motorversuch am VKM (blau) und am Turboladerprüfstand des TFD (rot).....	77
Abbildung 6-6: stationär vermessene Kennfeldpunkte mit periodischer Druckstörung	78

Abbildung 6-7:	Rampenversuch mit periodischer Druckstörung und Vorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$	79
Abbildung 6-8:	Rampenversuch mit Vorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit KSM bei motortypischem Volumen ($V = 78 \text{ l}$).....	80
Abbildung 6-9:	Rampenversuch mit Vorgabe $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit KSM bei kleinem Volumen ($V = 2 \text{ l}$).....	81
Abbildung 7-1:	Schematische Darstellung des Verdichtermodells nach Greitzer [7].....	83
Abbildung 7-2:	Schematische Darstellung des abgewandelten Verdichtermodells.....	84
Abbildung 7-3:	Simulationsergebnis für eine flache Drosselrampe mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$	85
Abbildung 7-4:	Simulationsergebnis für eine steile Drosselrampe mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$	86
Abbildung 7-5:	Simulationsergebnis für ein sehr kleines druckseitiges Volumen von $V = 2 \text{ l}$ mit normaler Rampenvorgabe von $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$	87
Abbildung 7-6:	Simulationsergebnis für ein sehr großes druckseitiges Volumen von $V = 145 \text{ l}$ mit einer Rampenvorgabe von $d^2V/dt^2 = -0,6 \text{ m}^3/\text{s}^2$	88
Abbildung 7-7:	Vergleich der ermittelten Frequenzen des Pumpens zwischen Rechnung und Messung.....	89
Abbildung 7-8:	Gegenüberstellung der Zeitdauer bis zum Pumpen für Messung und Rechnung bei unterschiedlich großen druckseitigen Volumina.....	90

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Technische Daten der Versuchsträger	17
Tabelle 2: nach Gl. (10) definierte B_0 -Parameter zum Nfz-Turbolader für unterschiedliche Prüfstandsaufbauten.....	38
Tabelle 3: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der unterschiedlichen Messungen	61
Tabelle 4: B_0 -Parameter für unterschiedliche Prüfstandsaufbauten.....	64
Tabelle 5: Unterschiedliche Rohrleitungsgeometrien nach dem Verdichter des Nfz-Dieselmotorturboladers	66

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

a.) Formelzeichen

<u>Symbol</u>	<u>Einheit</u>	<u>Bezeichnung</u>
A	m ²	Querschnittsfläche
B	-	Beschleunigungsparameter nach Greitzer /12/
c	m/s	Absolutgeschwindigkeit
c _p	kJ/kg/K	spez. Wärmekapazität bei konstantem Druck
D	mm	Rohrdurchmesser
I	mm ⁴	Flächenträgheitsmoment
J		Massenträgheitsmoment
l	m	Länge
m	kg	Masse
ṁ	kg/s	Massenstrom
n	min ⁻¹	Drehzahl
p	Pa	Druck
R	mm	Krümmungsradius
RM		Betrag der Standardabweichung bezogen auf den Mittelwert eines Zeitsignals siehe Gl. (6)
T	s	Periode
T	K	Temperatur
t	s	Zeit
u	m/s	Geschwindigkeit
Ṃ	m ³ /s	Volumenstrom
X	-	Messsignal
\bar{X}	-	Mittelwert eines Messsignals
Δ	-	Differenz
π	-	Druckverhältnis
ρ	kg/m ³	Dichte
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

b.) Tiefgestellte Indizes

1	Laufraudeintritt	
2	Laufradaustritt	
2	Verdichteraustritt	
a	außen	
B	Behälter	
aus	Austritts-	
Diff	Diffusor	
dyn	dynamisch	
ein	Eintritts-	
i	innen	
irr	irreversibel	
L	Luft	
max	maximal	
mech	mechanisch	
mer	meridional	
norm	normiert	siehe Gl. (12), (13)
p	pressure - Druck	
PG	Pumpgrenze	
phys	physikalisch	
r	radial	
red	reduziert	siehe Gl. (14), (15)
rel	relativ	
s	isentrop	
stat	statisch	
TL	Turbolader	
tot	total	
th	thermisch	
u	Umfangs-	
V	Verdichter	
zu	zugeführt	
φ	tangential, in Umfangsrichtung	

c.) Hochgestellte Indizes

0	Normzustand, Standardbedingungen
*	dimensionslos
ref	Referenzzustand

d.) Kennzahlen

Gr	Grashof-Zahl
Nu	Nusselt-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
Str	Strouhal-Zahl
Va	Valensi-Zahl

e.) Abkürzungen

TFD	Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik
VKM	Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V.

Kapitel 1

Einleitung und Zielsetzung

Als Fahrzeugantrieb ist der Verbrennungsmotor nach wie vor dominierend. Alternative Konzepte sind von der Serienreife beziehungsweise Marktdurchdringung mehr oder weniger weit entfernt. Die treibenden Kräfte sind ständig weiter verschärfte Abgasgesetzgebungen, die Endlichkeit fossiler Energieträger mit dem damit verbundenen Preisanstieg und der Wunsch nach mehr Leistung, sei es um mehr Güter zu transportieren oder um gestiegenen Komfortansprüchen zu genügen, ohne eines der vorher genannten Kriterien zu ignorieren. Allerdings ist diese Dominanz des Verbrennungsmotors nur Dank ständiger Weiterentwicklung und Anpassung an geänderte Rahmenbedingungen möglich.

Schon sehr früh erkannten Motorkonstrukteure den prinzipiellen Vorteil der Vorverdichtung der Ansaugluft. Schon Rudolf Diesel und Gottlieb Daimler versuchten ihre Motoren aufzuladen. Dies scheiterte allerdings an den damals verfügbaren Möglichkeiten der Aufladung. Die Abgasturboaufladung ist nicht die einzige Möglichkeit einen Verbrennungsmotor aufzuladen, aber bei weitem die mit den größten Vorteilen bezüglich des Gesamtwirkungsgrades.

Für eine Aufladung eines Verbrennungsmotors sind im Wesentlichen folgende Möglichkeiten geeignet: der Abgasturbolader oder mechanisch angetriebene Verdrängungsmaschinen. Der Turboladerverdichter hat gegenüber dem Verdränger einen gravierenden Nachteil: es gibt eine Beschränkung im Druckaufbau bei kleinen Durchsätzen, die Pumpgrenze. Für eine optimale Anpassung eines Abgasturboladerverdichters an einen Verbrennungsmotor ist die Kenntnis der Lage der Pumpgrenze entscheidend. Besonders kritisch ist dies bei geringen Motordrehzahlen, aus denen ein geringer Volumenstrom des Laders resultiert, bei gleichzeitig immer höheren Drehmomenten (man spricht hier vom „low end torque“), die ein immer höheres Druckverhältnis des Laders erfordern. Bei der Vorauslegung von Verbrennungsmotoren stützen sich die Motorenentwickler in der Regel auf die von den Turboladerherstellern gelieferten Verdichterkennfelder. Die sich am Motor einstellende Pumpgrenze kann aber hiervon aus verschiedenen Gründen mehr oder weniger stark abweichen. Besondere Bedeutung erlangt dieses Problem bei der Benutzung der Herstellerverdichterkennfelder als Randbedingung für die Motorprozesssimulation. Oftmals werden ganze Konzeptentscheidungen anhand von Berechnungsergebnissen gefällt, ohne dass ein realer Prototyp gebaut wird.

Ein Teil der Ergebnisse dieser Arbeit stammen aus der Bearbeitung des FVV-Projektes „Dynamisches Verhalten von Abgasturboladern nahe der Pumpgrenze“ (Vorhaben-Nr.: 845), welches am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik (nachfolgend TFD) der Gottfried Wilhelm Leibniz Universität Hannover gemeinsam mit dem Fachgebiet Verbrennungskraftmaschinen (nachfolgend VKM) der Technischen Universität Berlin durchgeführt wurde. Ziel dieses Projektes war es verschiedene geometrische Einflüsse vor und nach dem Verdichter, sowie Effekte beim instationären Betrieb des Verdichters hinsichtlich ihrer Einflüsse auf die Pumpgrenze zu untersuchen. Im Einzelnen wurden stationäre Versuche durchgeführt, die den Einfluss der Leitungsgeometrie an ausgewählten Beispielen untersuchen sollen. So wurden Krümmervariationen als Einlaufgeometrie direkt vor den Verdichter gesetzt und Kennfeldmessungen damit durchgeführt. Zusätzlich wurden diese Kennfeldmessungen noch von CFD-Berechnungen dieser Einlaufgeometrien unterstützt. Hinter dem Verdichter wurde die Größe des druckseitig zwischen Verdichter und Drossel eingeschlossenen Volumens variiert. Ebenfalls wurde der Einfluss eines Rezirkulationskanals (einer so genannten Kennfeld stabilisierenden Maßnahme) im Verdichtereintritt untersucht, die eine Stabilisierung der Strömung bewirken und damit die Pumpgrenze hin zu kleineren Volumenströmen verschieben soll. Weiterhin wurden instationäre Versuche durchgeführt, bei denen der Verdichter mit verschiedenen definierten Rampen gedrosselt wurde. Als letzter Punkt wurde noch der Einfluss einer nicht kontinuierlichen, sondern periodischen Abströmung aus dem Verdichter untersucht. Die Parameter für die Drosselrampen und die diskontinuierliche Abströmung wurden zuvor in Versuchen am VKM ermittelt. Dort wurden drei verschiedene aufgeladene Verbrennungsmotorkonzepte im Rahmen des erwähnten FVV-Projektes vermessen (siehe Grigoriadis /13/). Über den Umfang des FVV-Projektes hinaus wurden an den Einlaufgeometrien, zur Absicherung der CFD-Ergebnisse, LDA-Messungen vorgenommen. Für die Bestimmung des Abstands des momentanen Betriebspunktes von der noch nicht bekannten Pumpgrenze wurden verschiedene Voruntersuchungen durchgeführt. So kamen hier eine Temperaturmessung und eine Wechseldruckindizierung im Verdichtereintritt hinzu. Außerdem wurde mit Hilfe eines von Theotokatos /41/ erstmals vorgestellten Modells versucht die erhaltenen Ergebnisse rechnerisch nachzuvollziehen.

Kapitel 2

Stand der Technik

2.1 Grundlagen

Maschinen, die Fluide komprimieren können, werden nach ihrem Arbeitsverfahren in zwei Wirkprinzipien unterteilen. Bei den Verdrängermaschinen wird das Fluid durch einen abgedichteten Arbeitsraum vom niedrigen Druckniveau zum höheren Druckniveau gefördert. Es wird dabei unterschieden, ob sich das Volumen des Arbeitsraumes dabei verkleinert oder gleich groß bleibt. Bei Volumenbeibehaltung spricht man von äußerer Verdichtung. Dazu zählen Rootsgebläse bzw. -verdichter. Wird das Volumen während der Verdrängung reduziert wird dies innere Verdichtung genannt. Hier sind als Bauformen Kolben-, Schrauben- und Spiralverdichter anzuführen. Ein typisches Kennfeld für Verdrängermaschinen ist in Abbildung 2-1 zu sehen. Da das Verdrängervolumen beim Ansaugen mechanisch fest ist, hängt der geförderte Fluidstrom im Wesentlichen nur von der Drehzahl der Maschine ab und nicht vom benötigten Druckverhältnis. Durch höhere Spaltverluste bei höherer Druckdifferenz nimmt der Fluidstrom tatsächlich ein wenig ab. Der maximale Druckaufbau ist eher mechanisch begrenzt.

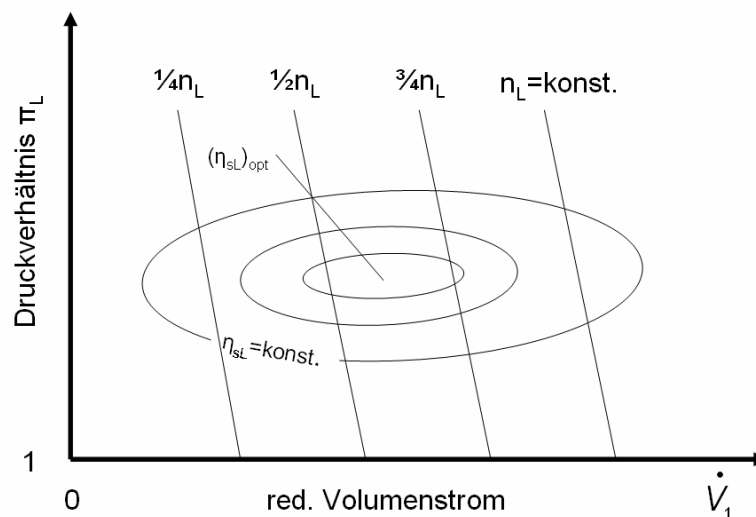


Abbildung 2-1: typisches Kennfeld einer Verdrängermaschine (schematisch)

Das andere weit verbreitete Arbeitsprinzip ist das der Strömungsmaschinen. Hierbei wird das Fluid durch Schaufeln geführt. Der Arbeitsraum ist aber offen. Verdichtet wird durch Übertragung kinetischer Energie von den Schaufeln auf das Fluid, welches dadurch im Laufrad beschleunigt und anschließend im Diffu-

sor verzögert wird. Unterschieden werden dabei zwei wesentliche Bauformen, die sich hinsichtlich der Abströmung aus dem Laufrad unterscheiden. Strömt das Fluid parallel zur Drehachse der Maschine ab, spricht man von Axialmaschinen. Bei senkrechter Abströmung zur Drehachse wird die Bauform als Radialmaschine bezeichnet. Axialmaschinen eignen sich gut für Maschinen mit großen Volumenströmen, zum Beispiel Flugzeugtriebwerke, und haben einen etwas besseren Wirkungsgrad. Radialmaschinen sind hingegen einfacher zu bauen und können schon mit geringem Bauvolumen genügend Effizienz und Druckaufbau erreichen, um für Turboaufladung in kleinen und großen Verbrennungsmotoren Verwendung zu finden.

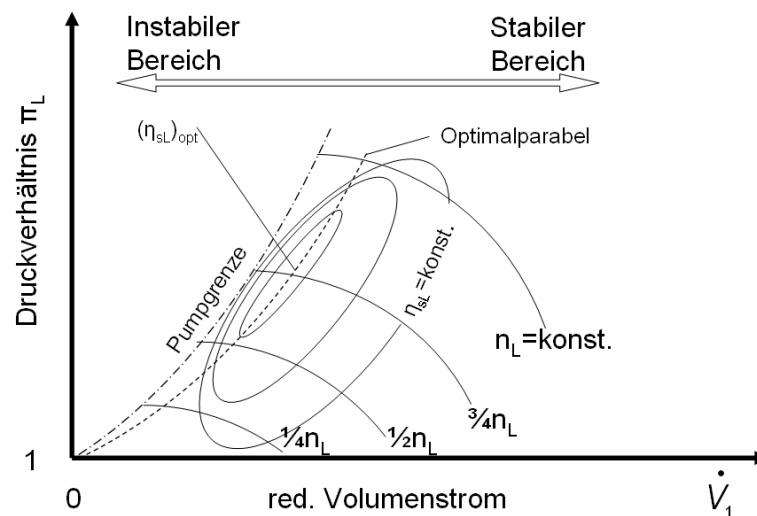


Abbildung 2-2: typisches Kennfeld einer Strömungsmaschine (schematisch)

Die Kennlinien einer Strömungsmaschine sehen deutlich anders aus als die eines Verdrängers, wie in Abbildung 2-2 gut zu sehen. Bei einer Strömungsmaschine geht bei höherem Druckverhältnis der geförderte Volumenstrom mehr oder weniger deutlich zurück. Außerdem besitzt das Kennfeld neben den mechanischen Begrenzungen auch eine strömungsmechanische, die Pumpgrenze (siehe Abschn. 2.3).

2.2 Geschichte der Abgasturboaufladung

Unter Abgasturboaufladung versteht man die Kopplung eines Turboverdichters mit einer Abgasturbine. Diese Idee geht zurück auf den Schweizer Alfred Büchi, mit seinen Patenten zur Abgasturboaufladung von 1905 und 1925. Es dauerte allerdings noch fast 20 Jahre bis zur ersten geglückten Umsetzung. 1923 erhielt die Vulkan-Werft in Stettin den Auftrag für die Schwesterschiffe „Preußen“ (Reederei Bränlich aus Stettin) und „Hansestadt Danzig“ (Reederei Norddeutscher Lloyd aus Bremen) durch die Reichsregierung für den Seedienst Ostpreußen. Die Schiffe wurden mit je zwei MAN 4-Takt Dieselmotoren ausgerüstet. Unter der Aufsicht von Alfred Büchi wurden in den Hannover Vulkan Werken ein Turbolader entworfen und vier Stück gebaut. Der Verdichter besaß zwei Radiallaufräder (produziert von BBC Mannheim) und eine Axialturbine. Die als Saugkonzept konstruierten Motoren wurden mit einem Druckverhältnis von 1,35 aufgeladen. Dadurch stieg die Leistung um ein Drittel (von 1.750 auf 2.500 PS), während der spezifische Verbrauch um 6-8 % sank. 1926 wurden die Motoren getestet und hielten den erhöhten Belastungen stand und wurden in die Schiffe eingebaut.

Ziemlich schnell entdeckte die Flugzeugmotorenentwicklung das Potential der Abgasturboaufladung und versuchte mit deren Hilfe, neben der mechanisch angetriebenen Aufladung, die Leistung der Flugmotoren zu erhöhen. Zuerst setzte sich die Abgasturboaufladung bei großen Motoren (Schiffsantriebe) durch und wurde auf immer kleinere Einheiten (bis zum Nfz; erstmals 1938 durch Saurer) erfolgreich übertragen.

Der Einsatz im Pkw brauchte länger für die Verwirklichung, da eine Reihe von Problemen gelöst werden musste. Ein großes Problem am Pkw-Motor ist der breite Betriebsbereich beim sehr hohen Kostenanteil des Aufladesystems am Gesamtmotor. Es kam daher nicht in Frage, mehrere Turbolader für verschiedene Betriebsbereiche zu installieren. Bei der Abdeckung des gesamten Betriebsbereiches mit einem einzigen Abgasturbolader ohne Regelung der Turbine konnte daher nur der höchste Betriebspunkt optimal abgedeckt werden. Dadurch verschlechtert sich das Ansprechverhalten im Teillastbereich erheblich. Die ersten Anwendungen (Diesel: 1978 Mercedes-Benz 300 SD, 1981 Golf Turbodiesel; Otto: 1962 Oldsmobile Turbo Jetfire, 1977 Saab 99 Turbo) prägten den Begriff „Turboloch“, für den stark verzögerten Drehmomentsaufbau.

Die ersten Großserienanwendungen wurden zuerst beim Dieselmotor durchgeführt. Die Gründe dafür waren die niedrigeren Abgastemperaturen, geringere Motordrehzahlspitzung und die Tatsache, dass durch das Fehlen einer Drosselklappe der Gasstrom bei Lastwechselvorgängen nicht soweit einbrach. Durch eine Reihe von Verbesserungen in der Regelung der Turbine steigerte sich die Akzeptanz der Motoren langsam. Als erster Verbesserungsschritt kam die Waste-Gate-Regelung (Abblaseklappe zum Umgehen der Turbine) auf. Hierbei wird für besseres Ansprechverhalten eine kleinere Turbine (als für die Volllast nötig) gewählt. Der Massenstrom, der an der Volllast nicht mehr durch die Turbine geleitet werden soll, muss über eine Drosselklappe abgeblasen werden. Dies verschlechtert zwar den Gesamtwirkungsgrad, die Vorteile im Ansprechverhalten sind dafür deutlich spürbar.

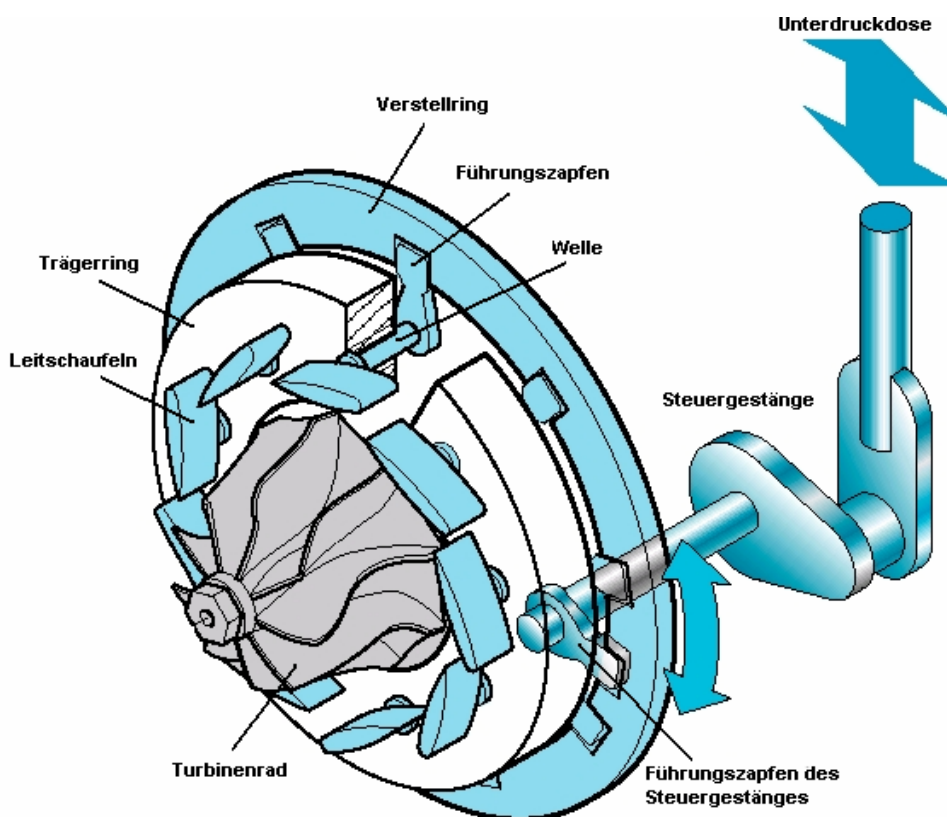


Abbildung 2-3: Schematischer Aufbau einer variablen Turbinenvorleitregelung

Der nächste Verbesserungsschritt war eine Regelung der Turbine, bei der sämtlicher Abgasmassenstrom durch die Turbine geleitet wird. Um das Ansprechverhalten bei Teillast zu verbessern, wurden verschiedene Konzepte erdacht. Das Konzept mit den größten Vorteilen (außer den Herstellkosten) ist einen Leitschaufelring vor die Turbine zu setzen (genannt VTG = variable turbine geometry oder VNT = variable nozzle turbine, je nach Hersteller). Bei kleinen Massenströmen werden die Schaufeln tangential angestellt, so dass nur ein kleiner Querschnitt zum Durchströmen bleibt. Durch den Druckaufbau vor dieser Düse wird die Gasgeschwindigkeit zur Turbine erhöht und das Ansprech-

verhalten verbessert. Mit Zunahme des Massenstroms müssen die Vorleit-schaufeln radial angestellt werden. Neben dem Düseneffekt hat man auch noch eine gute Strömungsführung. Bei einer Versperrung des Querschnitts mit einer verschiebbaren Hülse hat man diese Strömungsführung nicht, weshalb sich dieses Verfahren trotz Kostenvorteilen nicht so sehr verbreitet hat. Auch eine Regelung der durchströmten Länge der Spirale wurde versucht. Dabei wird eine bewegliche Zunge in die Spirale eingesetzt, die den hinteren Teil der Spirale freigibt oder versperrt, je nach anliegendem Massenstrom. Seit der Dieselmotor mit Direkteinspritzung ausgerüstet wird (1988 von Audi und Fiat unabhängig voneinander vorgestellt) sind nahezu alle Pkw-Dieselmotoren abgasturboaufgeladen. In jüngster Zeit holt die Quote der aufgeladenen Motoren auch beim Otto-Prinzip stark auf, nachdem es gelungen ist, die Vorteile der Benzindirekteinspritzung mit denen der Aufladung zu kombinieren.

2.3 Die Phänomene Stall und Pumpen

Beim Androsseln eines Verdichters, wie in Abbildung 2-5 durch die gestrichelte Linie dargestellt, kommt es zu einer Druckzunahme und später zu einer Massenstromabnahme. Die Massenstromverringering bewirkt eine Verkleinerung der Absolutgeschwindigkeit \vec{c} , während \vec{u} unverändert bleibt, da die Drehzahl nicht geändert wird (siehe Abbildung 2-4). Dadurch ändert sich auch der Anströmwinkel der Schaufelvorderkante. Es kommt zu einer Fehlanströmung der Laufschaufel, man spricht von positiver Inzidenz, die ein Ablösen an der Saugseite der Schaufeln unterstützen kann, da die Strömung ab einem bestimmten Winkel bei entsprechenden Randbedingungen der Schaufelkontur nicht mehr zu folgen in der Lage ist. Dies kann dazu führen, dass der betroffene Schaufelkanal durch die abgelöste Strömung blockiert wird und keine Luft mehr fördert. Man spricht in diesem Zusammenhang von einer *Stall*-Zelle (kann auch mehr als ein Kanal sein). Solche Überlegungen wurden schon 1955 durch Emmons / 9/ angestellt.

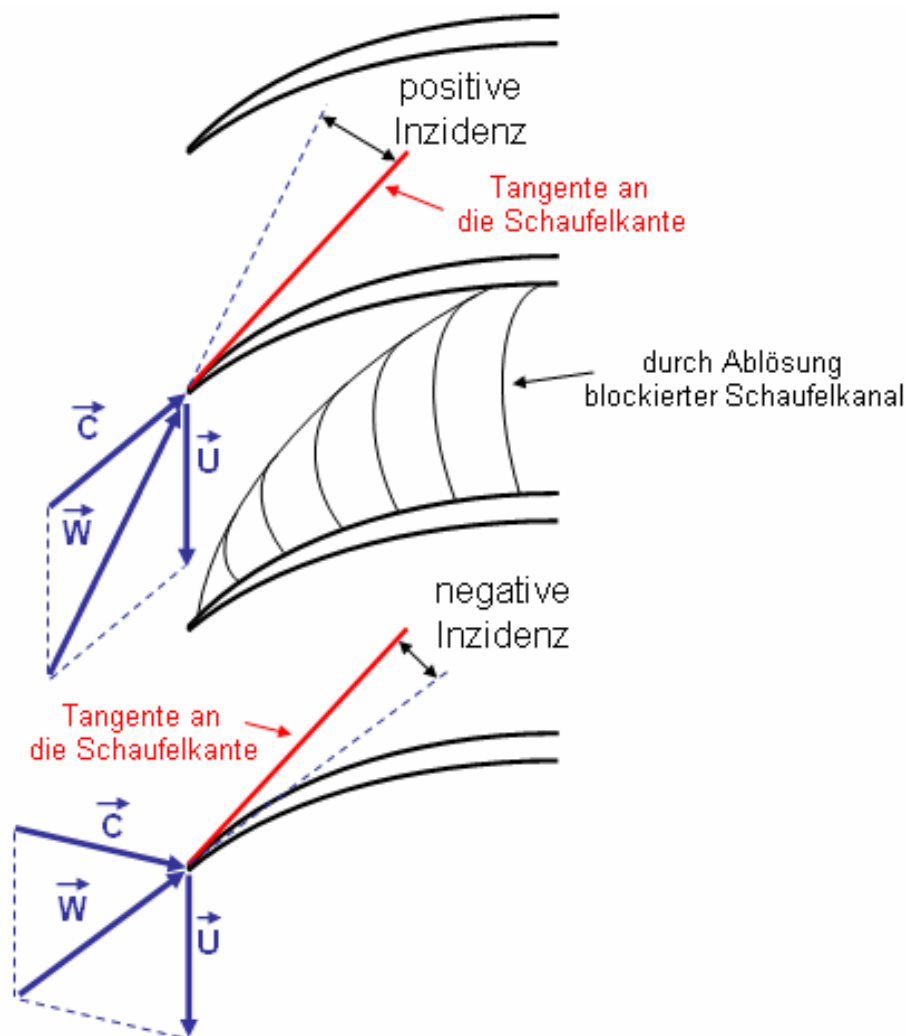


Abbildung 2-4: Einfluss eines blockierten Schaufelkanals auf benachbarte Kanäle

Die Stallzelle wiederum beeinflusst die Anströmungsrichtung in den benachbarten Schaufelkanälen, weil der blockierte Massenstrom auf diese ausweichen muss. Die Anströmung der der Stallzelle nächstgelegenen Schaufelkanten ist in diesem Fall verändert. Die in Drehrichtung nächstgelegene Schaufel wird mit einer negativen Inzidenz angeströmt, was einem möglichen Ablösen der Strömung in dem betroffenen Kanal entgegenwirkt beziehungsweise eine abgelöste Strömung wieder an die Saugseite anlegt. Für die nächstliegende Schaufelkante gegen die Drehrichtung ergibt sich jedoch eine noch größere positive Inzidenz, woraus ein noch ungünstigerer Anströmwinkel resultiert. Der entsprechende Kanal wird ebenfalls versperrt, während sich die Strömungsablösung in dem zunächst blockierten Schaufelkanal reduziert, da dieser nun seinerseits mit einer negativen Inzidenz angeströmt wird. Auf diese Weise fängt die Stallzelle an, sich entgegen der Drehrichtung des Verdichters zu bewegen. Der Verdichter kann in einem solchen Betriebspunkt noch stationär betrieben werden. Man nennt den Zustand dann „Stall“ (Ablösung) oder aufgrund der Drehung auch „Rotating Stall“ (rotierende Ablösung).

Das Pumpen (engl. *surge*) des Verdichters ist ein Effekt, zu dem es bei geringen Massenströmen kommt. Ein Pumpzyklus beginnt mit der Ablösung der Strömung von den Schaufeln durch zu geringe Durchströmung des Verdichters, wodurch eine Strömung im Verdichter zum Erliegen kommt. Durch die weiterhin vorhandene Druckdifferenz über den Verdichter beginnt ein Rückströmen der schon verdichteten Luft, da keine Strömung mehr gegen die Druckdifferenz arbeitet. Dieses Rückströmen hält solange an, bis der Druck unmittelbar nach dem Verdichter soweit abgesunken ist, dass sich die Strömung wieder an die Schaufeln anlegt und wieder die normale Förderung aufgenommen wird. Ist die Mengenanforderung des Verbrauchers unverändert niedrig geblieben, steigt der Druck nach dem Verdichter schnell wieder an, und der Pumpzyklus wiederholt sich /25/. Das Pumpen ist nach erstmaligem Eintreten und bei unveränderten Betriebsbedingungen ein periodischer Vorgang und wiederholt sich nach Emmons / 9/ mit der Helmholtzfrequenz, die hauptsächlich von geometrischen Größen des dem Verdichter nachgeschalteten Systems abhängig ist. Bei der Änderung der Strömungsgeschwindigkeit bzw. der Strömungsrichtung ist der gesamte Strömungsquerschnitt des Verdichters betroffen.

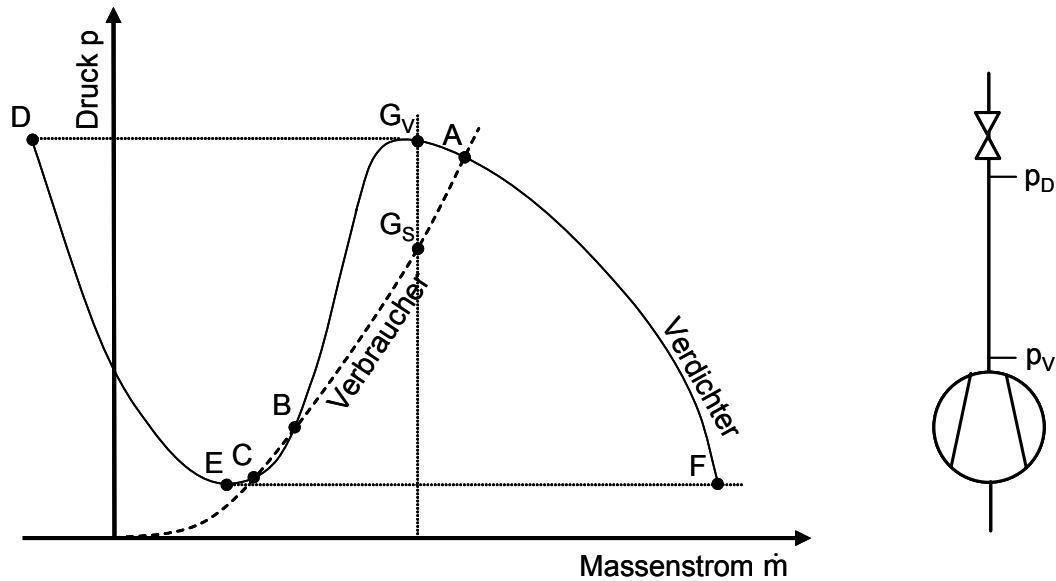


Abbildung 2-5: Schematische Darstellung einer Verdichter- und einer Verbraucherkennlinie zur Darstellung der Grenzen der quasistationären Betrachtungsweise

Den Grund für das Eintreten des Pumpens beschreibt schon Stodola /39/ wie folgt: „*Der Grund des Pumpens ist die Instabilität des dynamischen Gleichgewichts auf dem ansteigenden Ast der Kennlinie*“

Abbildung 2-5 stellt für eine bestimmte Drehzahl die Kennlinie eines Verdichters und das Schluckverhalten des nach diesem Verdichter angeschlossenen Verbrauchers dar. Prinzipiell ist ein stationärer Betrieb in den Punkten A, B und C möglich. Tritt eine Störung auf, die eine Verringerung des Massenstroms zur Folge hat, so wandert kurzzeitig der Arbeitspunkt des Verdichters zum Punkt G_V und der Arbeitspunkt des Verbrauchers zum Punkt G_S . Das Druckgefälle ($G_V - G_S$) verursacht eine Beschleunigung des Massenstroms, so dass das System zum Ausgangsbetriebspunkt A zurückgelangt. Demnach ist dieser Betriebspunkt stabil. Geht man in gleicher Weise im Betriebspunkt B vor, so erkennt man, dass dieser Betriebspunkt instabil ist. Der Betriebspunkt C ist auch ein stabiler, weil die Steigung der Verdichterkennlinie geringer ist als die der Verbraucherkennlinie. Bei dieser (quasistationären) Betrachtungsweise gilt ein Betriebspunkt als stabil, wenn die folgende Beziehung erfüllt ist:

$$\left(\frac{dm}{dp} \right)_{\text{Verbraucher}} > \left(\frac{dm}{dp} \right)_{\text{Verdichter}} \quad (1)$$

Dabei wird die Annahme getroffen, dass sich nach Eintreten einer Störung verzögerungsfrei derjenige Druck des Verbrauchers bzw. des Verdichters einstellt, der sich wiederum aus der jeweiligen Kennlinie ergibt. Je größer aber das dem Verdichter nachgeschaltete Volumen ist, desto weniger kann diese quasistationäre Betrachtungsweise herangezogen werden. Gl. (1) ist dann kein hinreichendes Kriterium mehr. Es ist nun ein Ziel dieses Forschungsprojekts, die quasi-stationäre Betrachtung so zu erweitern, dass dem instationären, dynamischen Charakter des Stall- und Pumpvorgangs Rechnung getragen wird. Dazu werden sowohl die unter Abschn. 2.4 beschriebenen, vorhandenen Ansätze zur Beschreibung des Pumpvorgangs herangezogen als auch untersucht, ob der instationäre Charakter der Strömung im Verdichter analog zu anderen Strömungen die Stabilität der Verdichterströmung erhöht wie unter Kap. 3 erläutert.

2.4 Untersuchungen zum Pumpen von Verdichtersystemen

Solange Verdichtersysteme gebaut und betrieben werden, ist das Phänomen des Verdichterpumpens bekannt. Es ist durch seine eindrucksvollen akustischen Begleiterscheinungen und die extremen Druckschwankungen ohne besondere Messtechniken detektierbar. Mindestens genau solange versucht man das Phänomen zu verstehen und vorherzusagen. Für eine Vorhersage werden immer wieder neue mathematische Ansätze gesucht oder bereits bekannte, die in gewissen Bereichen funktionieren, versucht so weit zu verbessern, dass sie Allgemeingültigkeit erlangen.

So nennt schon Stodola /39/ 1924 als Ursache des Pumpens die Instabilität des dynamischen Gleichgewichtes auf dem ansteigenden Ast der Kennlinie und nennt als Abhilfemaßnahmen ein Abblasventil oder eine Saugdrosselung. Als Möglichkeit der Pumpvermeidung mit den meisten Vorteilen beschreibt Stodola eine Regelung des Diffusoreintritts nach Winkel und Fläche zur Stoßvermeidung.

Ausgehend von dieser Erkenntnis wurde das Problem in zahlreichen Variationen behandelt. Nach seiner Entdeckung wurde das Pumpphänomen als ein Schwingungsproblem, resultierend aus dem akustischen Einfluss vor- und nachgeschalteter Volumina, mit dem Verdichter als Erreger gedeutet. Die Erforschung setzte mit Beginn der Flugtriebwerksentwicklung in den frühen vierziger Jahren ein. Als das wesentlichste Problem betrachtete man zunächst die Lage der "Pumpgrenze" im Kennfeld. Um sie theoretisch im Voraus zu ermitteln, führte man an Verdichtern Stabilitätsuntersuchungen in Abhängigkeit von den Maschinenparametern sowie den angeschlossenen Volumina durch.

Als physikalisches Vergleichsmodell für eine Verdichteranlage führte Bidard / 6/ 1946 den Helmholtz-Resonator ein. Dieses Modell erwies sich als so geeignet, dass es bis heute für entsprechende Untersuchungen verwendet wird. Dabei musste man sich auf linearisierte Systeme beschränken. Aus den zahlreichen Untersuchungen ergab sich im Wesentlichen eine Verschiebung der Pumpgrenze zu höheren Massenströmen mit Zunahme des druckseitigen Volumens nach Emmons / 9/, Kellermann /20/ und Mobarak /22/. Die experimentelle Nachprüfbarkeit blieb allerdings sehr eingeschränkt, da die Realisierung entsprechend großer drucksteifer Volumina mit angemessener Variationsmöglichkeit Probleme bereitete. So arbeitete Emmons / 9/ mit einem einstufigen Axial- und einem einstufigen Radialverdichter. Die Pumpgrenzbestimmung erfolgt anhand von Geschwindigkeitsschwankungen, die mit einem Hitzdraht detektiert werden. Auch Emmons / 9/ verwendet für die Erklärung der Druckschwankungen beim Pumpen das Modell eines Helmholtz-Resonators. Bei Kellermann /20/ hingegen wird versucht, die Pumpgrenze an einem vielstufigen Axialverdichter

anhand einer angepassten Energiegleichung für den gesamten instationären Betrieb der Anlage vorherzusagen.

Als zweites wesentliches Problem neben der Lage der Pumpgrenze betrachtet man den zeitlichen Verlauf des Pumpzyklus, also Massenstrom und Druckverhältnis als Funktion der Zeit. Experimentelle Untersuchungen haben ergeben, dass in Abhängigkeit verschiedener Parameter die Pumpzyklen unterschiedliche Intensität und Frequenz aufweisen, die man z.B. mit "Mild Surge", "Classic Surge" und "Deep Surge" bei Magnus /21/ bezeichnet.

Suter /40/ erhielt 1963 an einem 10stufigen Axialverdichter eine Lösung für den Pumpverlauf, indem er unter Berücksichtigung der Wellenfortpflanzung durch die Anlage den Pumpzyklus mittels schrittweiser grafischer Integration der aufgestellten Bewegungsgleichungen berechnete. Die Verbesserung der numerischen Möglichkeiten durch die Verwendung moderner Digitalrechner erlaubte es, den nichtlinearen Charakter des Phänomens besser zu berücksichtigen.

Den damit erzielten Fortschritt repräsentieren die Untersuchungen von Greitzer /12/. Er beschrieb das dynamische Verhalten einer als Helmholtz-Resonator idealisierten Verdichteranlage durch die instationären Bewegungsgleichungen die nichtlineare, experimentell ermittelte Verdichterkennlinie und berücksichtigt die zeitverzögerte Systemantwort im instationären Bereich durch eine Verzögerungsfunktion erster Ordnung. In dimensionsloser Darstellung ergibt sich ein Ausdruck, den Greitzer den B-Parameter nennt. Dieser ist eine Funktion von Umfangsgeschwindigkeit, druckseitigem Volumen, Verdichtertlänge sowie -querschnittsfläche.

Als Ergebnis kristallisierte sich eine eindeutige Abhängigkeit des instationären Verdichterverhaltens vom Parameter B heraus, d.h., bei gleichen Werten für B zeigen die errechneten Instabilitätszyklen den gleichen Verlauf. Weiterhin ergab sich, dass unterhalb eines kritischen Wertes für B nach Unterschreiten der Stabilitätsgrenze keine Pumpschwingungen auftreten, die Instabilität sich also auf reines rotierendes Abreißen (Rotating Stall) beschränkt. Mit diesen Ergebnissen wurde erstmals gezeigt, in welcher Wechselwirkung die einzelnen Verdichter- und Systemparameter das instationäre Betriebsverhalten einer Verdichteranlage beeinflussen. Sie stellen daher eine wertvolle Orientierungshilfe für die im Rahmen dieser Arbeit vorzunehmenden Untersuchungen dar.

Hansen et al. /16/ vergleichen das Modell von Greitzer mit experimentellen Untersuchungen an einem einstufigen Radialverdichter in turboladertypischer Baugröße und finden eine gute Übereinstimmung. Fink et al. /11/ bestätigen die Signifikanz für verschiedene B-Parameter experimentell. Danach wird die Pumpgrenze für kleine B-Werte, also für kleine druckseitige Systemvolumina, erheblich zu kleineren Durchsätzen hin verschoben.

Der Pumpvorgang kann auch als selbsterregte Kippschwingung beschrieben werden. Horvath /18/ hat dazu eine erste allgemein gültige Theorie entwickelt. Die Verdichteranlage überführt er in ein Resonatormodell nach Helmholtz. Das dynamische Verhalten beschreibt er durch die in der Mathematik sehr bekannte van der Pol'sche Differentialgleichung. Dabei vereinigt ein Nichtlinearitätsfaktor die wesentlichen schwingungstechnischen Eigenschaften der Installation und die zur Selbsterregung notwendige Einsattelung der Verdichterkennlinie. Durch ihn werden die Lage der Pumpgrenze im Kennfeld und der Pumpvorgang definiert. Horvaths Untersuchungen brachten die folgenden wesentlichen Ergebnisse:

Die Pumpfrequenz liegt immer tiefer als die Eigenfrequenz des aus der Installation gebildeten Helmholtz-Resonators.

Um das Pumpen ganz zu vermeiden, ist es notwendig, entweder die Einsattelung der Verdichterkennlinie zu eliminieren oder das druckseitige Volumen auf null zu reduzieren.

Die Drosselliniensteigung hat einen ausgeprägten Einfluss auf Verlauf und Frequenz der Pumpschwingung.

Wobei durch die Überlegungen von Horvath nicht das Einsetzen des Pumpens bestimmt werden sollte, sondern die sich einstellende Pumpfrequenz. Dadurch sollten Anlagenkonfigurationen gefunden werden, deren druck- und saugseitige Volumina so ausgelegt sind, dass sich kein Pumpen ausbilden kann. Theoretisch ist das nur bei einem druckseitigen Volumen von null der Fall. In der Praxis ist aber nur ein endlich kleines Volumen möglich. Die experimentelle Verifizierung dieser theoretisch erarbeiteten Ergebnisse haben Wachter et al. /44/ sowie Dibelius und Rauhut / 8/ durchgeführt. Sie ergab in einigen Betriebsbereichen und bei bestimmten Anlagenkonfigurationen gute Übereinstimmungen.

Wenn der Anlagenwiderstand sich plötzlich ändert, kann unter Umständen Pumpen ausgelöst werden, auch wenn sich der Betriebspunkt des Verdichters noch in einem grundsätzlich stabilen Arbeitsbereich befindet. Wachter und Lohle /43/ haben gezeigt, dass sich die transiente Verdichtercharakteristik aufgrund unterschiedlicher zeitlicher Verläufe der Drosselstellung erheblich von den Kennlinien mit quasistetiger Drosselverstellung unterscheidet. Darüber hinaus führten Kennlinienmessungen mit periodischen Schwankungen der Drosselstellungen zu erheblichen Abweichungen von der stationären Drosselcharakteristik der Kennlinie. Jenny /19/ führte zuvor ähnliche Untersuchungen an einem Verdichter durch und variierte sowohl die Amplitude, als auch die Frequenz der periodischen Schwankungen nach dem Verdichter. Die wesentliche Aussage seiner Untersuchungen war, dass sich mit sinkender Frequenz und steigender Amplitude die Pumpgrenze bei höheren Massenströmen einstellt.

In jüngerer Zeit wird versucht, durch eine aktive Einflussnahme auf die Verdichterströmung eine Erweiterung des stabilen Arbeitsbereiches des Verdichters zu kleinen Massenströmen herbeizuführen. Bei dieser als "Active Control" bekannten Methode nimmt ein hinter dem Verdichter angebrachter Sensor beginnende Druckschwankungen auf und gibt sie phasenverschoben und verstärkt über einen Aktor (z.B. einen Lautsprecher) an die Strömung zurück. Dadurch konnten z.B. Ffocs Williams und Huang / 10/ eine Verbreiterung des Arbeitsbereiches erreichen. Andere Beispiele sind durch Pinsley et al. /24/, Gysling et al. /15/ und Simon et al. /37/ gegeben.

Der Literaturüberblick verdeutlicht, dass die Lage der Pumpgrenze nicht nur vom Anlagenvolumen, sondern auch vom transienten Verbraucherverhalten abhängt. Untersuchungen zum Einfluss von typischen, durch Ladungswechsel und durch Laständerungen eines Verbrennungsmotors verursachten Druckschwankungen auf die Pumpgrenze des Turboladerverdichters existieren jedoch nicht. Diesen Mangel versucht die hier vorgelegte Arbeit zu beheben.

2.5 Versuche am Motor

Im Rahmen des FVV-Projektes: „Dynamische Pumpgrenze“ wurden Motorversuche am VKM durchgeführt. Es sollten dabei ein Pkw-Ottomotor, sowie zwei Dieselmotoren in Pkw- und Nfz-Größe untersucht werden. Die genauen Daten der Versuchsträger sind der Tabelle 1 zu entnehmen. Die Motoren sollten in der Nähe der Pumpgrenze untersucht werden.

Beim Pkw-Dieselmotor konnte mit Hilfe aller Softwareoptionen im Steuergerät kein reproduzierbares Pumpen hervorgerufen werden.

Beim Pkw-Ottomotor wurde das Umluftventil entfernt, welches beim schnellen Schließen der Drosselklappe Pumpen verhindern soll, und zusätzlich Druckluft in die Ladedruckleitung eingebracht. Dem Motor und damit der Turbine stand somit mehr Luft und damit Abgas zur Verfügung, als dem Verdichter abgenommen wurde. Auf diese Weise konnte der Motor zuverlässig und reproduzierbar zum Pumpen gebracht werden.

Beim Nfz-Dieselmotor bestand auf Grund seiner V-Bauweise die Möglichkeit eine Zylinderbank komplett extern mit Ladeluft zu versorgen, der Turbine aber weiterhin den vollen Abgasstrom zur Verfügung zu stellen. Dadurch wurde auch hier ein reproduzierbares Pumpen erreicht. Am TFD wurde der Lader des Nfz-Motors vermessen. Am VKM wurden motortypische Drosselrampen und Betriebspunkte ermittelt, die dann am Prüfstand nachgebildet werden konnten.

Zusätzlich zum Projektumfang wurden am VKM noch die beiden Pkw-Lader am dortigen Turboladerprüfstand untersucht.

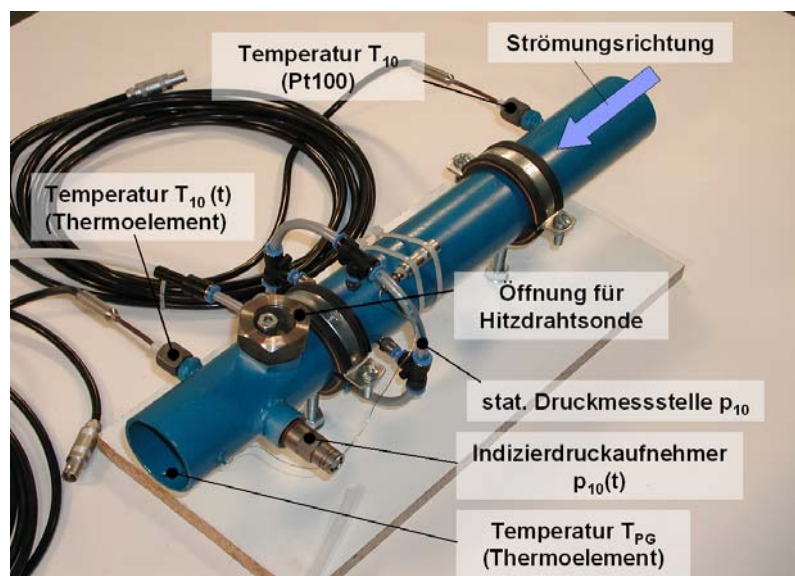


Abbildung 2-6: Das für den Pkw-Diesel- und den Pkw-Ottomotor eingesetzte Messrohr vor Verdichter

Tabelle 1: Technische Daten der Versuchsträger

Versuchsträger	Pkw-Dieselmotor	Nfz-Dieselmotor	Pkw-Ottomotor
Hersteller/Typ	BMW/M47R	Deutz/BF6M1015C	Opel/Z20LER
Arbeitsverfahren/ Brennverfahren	Viertakt/DI	Viertakt/DI	Viertakt/Saugrohr- einspritzung
Zylinderanordnung	R4	V6	R4
Bohrung/Hub	84 mm/88 mm	132 mm/145 mm	86 mm/86 mm
Hubvolumen	1950 cm ³	11900 cm ³	1998 cm ³
Nennleistung/ Nenn Drehzahl	85 kW/4000 min ⁻¹	300 kW/1900 min ⁻¹	147 kW/5400 min ⁻¹
Max. Drehmoment	250 Nm/ 1750 min ⁻¹	1969 Nm/ 1200 min ⁻¹	262 Nm/ 4200 min ⁻¹
Aufladesystem	Honeywell Turbo Technologies GT1749V, Variable Turbinengeometrie	BorgWarner Turbo Systems S400, Fixgeometrie	BorgWarner Turbo Systems K04 2075 ECD mit Waste gate

Kapitel 3

Bestimmung der Pumpgrenze

3.1 Signalanalyse

3.1.1 Fast Fourier Transformation

Ein in der Signalanalyse weit verbreitetes Verfahren zur Überführung eines Zeitsignals in den Frequenzbereich ist die so genannte Fourier-Transformation. Das Zeitsignal wird dafür in eine Summe aus vielen harmonischen Einzelfunktionen zerlegt. Bei einer geraden Stützstellenanzahl verringert sich der Rechenaufwand und damit die Rechenzeit, weswegen dieses Verfahren „schnelle Fourier-Transformation“ (FFT, *Fast Fourier Transformation*) genannt wird. Für die Fourier-Koeffizienten gilt:

$$c_k = \frac{1}{T} \int_{-\frac{T}{2}}^{\frac{T}{2}} e^{-ik\frac{2\pi}{T}t} f(t) dt \quad (2)$$

3.1.2 Autoleistungsspektrum

Eine weitere Darstellung der Signale im Frequenzbereich ist die autospektrale Leistungsdichte (oder auch Autoleistungsdichtespektrum). Hierbei wird über der Frequenz der quadrierte Betrag der Amplitude jeder einzelnen Fourier-Transformation abgetragen.

$$S_{xx}(f) = X^*(f) \cdot X(f) = |X(f)|^2 \quad (3)$$

3.1.3 Phasenlage

Eine wichtige Analysefunktion ist die Phasenlage zweier Signale zueinander. Dabei wird für jede Fourier-Transformation der Winkel der Signale in der Zeigerdarstellung zueinander bestimmt. Die Kombination aus Autoleistungsdichtespektrum und Phasenlage lässt vielfach eine Interpretation der Signale auf das vorliegende Phänomen (z. B. der Unterschied zwischen Stall und Pumpen, siehe Abschn. 2.3) zu.

3.1.4 Normierte Standardabweichung

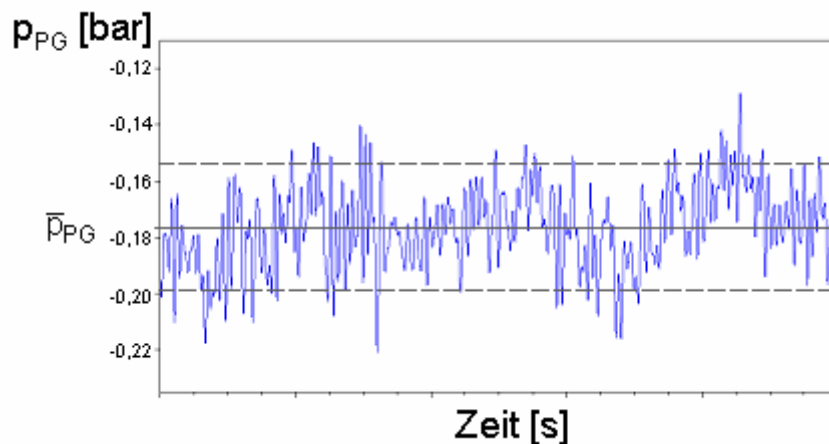


Abbildung 3-1: Zeitsignal eines Wechseldruckaufnehmers im Verdichtereintritt

Von jedem normalverteilten Signal lässt sich der Mittelwert nach Gl. (4) bestimmen.

$$\bar{p}_{PG} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n p_{PG,i} \quad (4)$$

Der Begriff *Root Mean Square* (RMS), stammt aus dem Bereich der Elektro- bzw. Messtechnik und beschreibt die Wurzel aus den gemittelten quadratischen Abweichungen eines periodischen Signals $p(t)$.

$$\sigma_{p_{PG}} = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (p_{PG,i} - \bar{p}_{PG})^2} \quad (5)$$

Teilt man nun den RMS-Wert eines Signals durch dessen Mittelwert, so erhält man eine normierte Standardabweichung.

$$RM_{p_{PG}} = \frac{|\sigma_{p_{PG}}|}{\bar{p}_{p_{PG}}} \quad (6)$$

3.2 Fehlerbetrachtung

In der gesamten, unter Abschn. 4.4 beschriebenen, Messkette ergeben sich laut Herstellerangaben systematische Fehler für die Temperaturmessungen von $\pm 1,1$ K. Bei der Druckmessung ergeben sich bei den ± 70 mbar - Druckaufnehmern ein Fehler von $\pm 0,36$ mbar, bei den ± 350 mbar - Druckaufnehmern von $\pm 1,78$ mbar, bei den ± 2 bar - Druckaufnehmern von $\pm 10,19$ mbar und bei den ± 7 bar - Druckaufnehmern von $\pm 35,65$ mbar.

Bei der stationären Messtechnik handelt es sich um Druckaufnehmer, die schon einige Jahre im Einsatz sind. Beim Überprüfen der Aufnehmer mit einer kalibrierten Druckwaage wurde festgestellt, dass fast keiner mehr innerhalb des vom Hersteller angegebenen „0,5% full scale“ - Bereiches lag. Die Abweichungen betragen eher 2 – 3 % des Messbereichendwertes. Daher wurden die Konfidenzintervalle nicht aus der Unsicherheitsanalyse der Messkette berechnet sondern aus Wiederholungsmessungen. Für die unter Abschn. 4.5 beschriebene instationäre Messtechnik ergeben sich nach Herstellerangaben deutlich größere Fehler, allerdings steht bei diesen Sensoren die Dynamik und nicht die Genauigkeit im Vordergrund.

Alle im Kennfeld dargestellten Messpunkte sind Mittelwerte aus 10 Einzelmessungen. Deshalb ist es möglich Standardabweichung und Vertrauensbereich dieses Mittelwertes zu bestimmen. Bei einer t-verteilter Größe gilt für das 95%-Konfidenzintervall (Vertrauensbereich des Mittelwertes):

$$m = \frac{1.96}{\sqrt{n}} s \quad (7)$$

Aufgrund des größeren tatsächlichen Messfehlers, als des vom Hersteller angegebenen, ist der 95%-Vertrauensbereich bei allen dargestellten Messwerten größer als der theoretische systematische Fehler. In den abgebildeten Kennfeldern ist daher der Vertrauensbereich dargestellt.

3.3 Definition der Pumpgrenzen

Bei Vorüberlegungen für das zugrunde liegende Forschungsprojekt ging man von der Vorstellung aus, dass für ein und dieselbe Kombination aus (Fahrzeug-) Motor und Turbolader je nach Betriebsart sich bis zu drei Pumpgrenzen ergeben könnten:

- 1) *Stationäre Pumpgrenze*: Konventionelle Kennfeldaufnahme am Turbolader-Prüfstand unter stationären Bedingungen bezüglich Massenströmen, Drücken und Temperaturen.
- 2) *Dynamische Pumpgrenze*: Am Motorprüfstand zu stationären Motorbetriebspunkten aufgenommene Pumpgrenze. Diese könnte sich von der Pumpgrenze nach 1) dadurch unterscheiden, dass die Turbine instationär beaufschlagt wird und die Luftentnahme durch den Motor intermittierend erfolgt.
- 3) *Transiente Pumpgrenze*: Aus dynamischen Motorbetriebspunkt-Verläufen sich ergebende Pumpgrenze. Diese Annahme geht davon aus, dass ein Motorbetriebspunkt an der Pumpgrenze nach bei dynamischem Durchfahren je nach Vorgeschichte (von hoher oder niedriger Last kommend) noch im stabilen oder schon im instabilen Bereich des Verdichterkennfeldes liegt.

3.4 Parametrische Modellierung der dynamischen Pumpgrenze

3.4.1 Einführung der Größe B_0

Wie bereits in Abschn. 2.3 beschrieben, erstellte Greitzer /12/ ein nichtlineares Modell zur Simulation von Instabilitäten in Verdichteranlagen, der *rotierenden Instabilität* und des *Pumpens*. Welche dieser beiden Instabilitäten gemäß diesem Modell eintritt, hängt von der von ihm eingeführten dimensionslosen Größe, dem B-Parameter, ab.

$$B = \frac{u}{2a_s} \cdot \sqrt{\frac{V_B}{A_{v2}L_2}} \quad (8)$$

In Gl. (8) steht A_{v2} für den Verdichteraustrittsquerschnitt, L_2 für die Länge der Leitung, die zwischen Verdichteraustritt und dem durch einen Querschnittsprung gekennzeichneten Behälter, V_B für das Volumen dieses Behälters bis zur Drossel, u die Umfangsgeschwindigkeit des Verdichters und a_s für die Schallgeschwindigkeit.

B berücksichtigt in vereinfachter Form die Geometrie des dem Verdichter nachgeschalteten Leitungssystems. Diese theoretischen Überlegungen konnte Greitzer durch experimentelle Untersuchungen an einem dreistufigen Axialverdichter /12/ verifizieren.

Zur Vereinfachung der Bewertung des dynamischen Verhaltens eines Verdichter-Leitungssystems wurde die Annahme getroffen, dass die Umfangsgeschwindigkeit u konstant und gleich der Schallgeschwindigkeit a_s des Gases am Verdichteraustritt ist.

$$u = a \quad (9)$$

Damit nimmt der B-Parameter, jetzt B_0 -Parameter genannt, folgende Form an

$$B_0 = \frac{1}{2} \cdot \sqrt{\frac{V_B}{A_{v2}L_2}} \quad (10)$$

3.4.2 Einführung des Ähnlichkeitsparameters β

Um die Instationarität des momentanen Verdichterkennfeldpunktes beschreiben zu können, ist ein Kennwert notwendig, der eine Aussage über die „Vorgeschichte“ des Verdichterbetriebspunktes liefern kann. Es wird davon ausgegangen, dass es ein entscheidender Unterschied ist, ob dem momentanen Betriebspunkt eine Folge von Betriebspunkten weit weg vom momentanen Ort im Kennfeld vorausgegangen ist oder nicht. So sollte bei einer plötzlichen starken Druckerhöhung oder starken Volumenstromabnahme der Beginn des Pumpens an einer weiter entfernten Stelle von der stationär ermittelten Pumpgrenze ausgelöst werden als bei quasistationärer Annäherung. Dabei sollte die stationäre Pumpgrenze, schon aus Reproduzierbarkeitsgründen, den Beginn des Pumpens markieren. Untersuchungen, die ein solches Verhalten bestätigen, sind in Abschn. 2.4 aufgeführt.

Um diese eventuelle starke Beschleunigung der Strömung quantifizieren zu können, wird der dimensionslose Beschleunigungsparameter β eingeführt.

$$\beta = \frac{\partial u_{\infty} / \partial t}{u_{\infty}^2 / b} \quad [\beta] = \frac{m / s^2}{m^2 / s^2 \cdot m} \quad (11)$$

Wobei die Beschleunigung aus der Änderung der Geschwindigkeit der ungestörten Anströmung abgeleitet nach der Zeit definiert wird (vergl. Gl. (11)). Unabhängig vom Ort der pumpauslösenden Grenzschichtablösung ist der Effekt auf die Grenzschicht qualitativ ähnlich. So wird hier als ungestörte Anströmung der Eintritt in den Diffusor definiert. Bei Kenntnis der Diffusorbreite und des Laufradaustrittsdurchmessers ist die mittlere absolute Einströmgeschwindigkeit in den Diffusor einfach zu bestimmen. Um die Dimensionslosigkeit zu gewährleisten, wird die Geschwindigkeitsänderung durch das Quadrat der Anströmgeschwindigkeit geteilt und mit der Diffusorbreite multipliziert.

3.5 Kriterien für das Erreichen der Pumpgrenze

Um eine Annäherung an die Pumpgrenze bei den Motorversuchen am VKM und den Prüfstandsversuchen am TFD vergleichen und bewerten zu können, wurden im Wesentlichen zwei Verfahren untersucht:

Temperaturmessung im Verdichtereintritt (messbare Temperaturerhöhung bei Annäherung an die Pumpgrenze durch zurückströmende warme bereits verdichtete Luft) und

Wechseldruckmessung im Verdichtereintritt (mit Annäherung an die Pumpgrenze nehmen Druckschwankungen im Verdichter stark zu).

3.5.1 Temperaturmessung

Zum ersten Punkt, den Temperaturmessungen, haben am VKM schon länger und am TFD im Bearbeitungszeitraum des FVV-Projektes „Dynamische Pumpgrenze“ ausführliche Untersuchungen stattgefunden. Dazu wurde über ein Thermoelement vom Typ K mit einer Drahtdicke von 0,5 mm am Verdichtereintritt in Rohrwandnähe die Temperatur gemessen. Durch ggf. rückströmende bereits verdichtete und damit warme Luft am Gehäuse entlang bildet sich unmittelbar vor dem Laufrad in Gehäusewandnähe eine Mischzone. Die Analyse der Messdaten ergab: Temperatur vor dem Verdichter steigt aufgrund von Rezirkulation zur Pumpgrenze hin an /34/.

Aufgrund der im Verdichter mit zunehmendem Druckverhältnis verstärkt auftretenden Rezirkulation, die sich insbesondere unmittelbar am Verdichtereintritt durch eine gegenüber der Ansaugtemperatur erhöhte Temperatur bemerkbar macht, wurde das Temperaturprofil in drei Verdichterbetriebspunkten entlang der Verdichterkennlinie ($n_{TL} = 172.000 \text{ min}^{-1}$) erfasst. Dazu kam der Turbolader des Pkw-Ottomotors (siehe Tabelle 2) am Turboladerprüfstand des VKM zum Einsatz. Zusätzlich zu den Standardmessstellen unmittelbar vor Verdichter wurde ein in radialer Richtung verschiebbarer Temperaturfühler mit der Bezeichnung T_{PG} in das Messrohr eingebracht. Das dabei erstellte Kennfeld des Verdichters und die Betriebspunkte, bei denen jeweils durch Verschieben des Temperaturfühlers zwischen 0 und 17 mm ein Temperaturprofil aufgenommen wurde, können der Abbildung 3-2 entnommen werden.

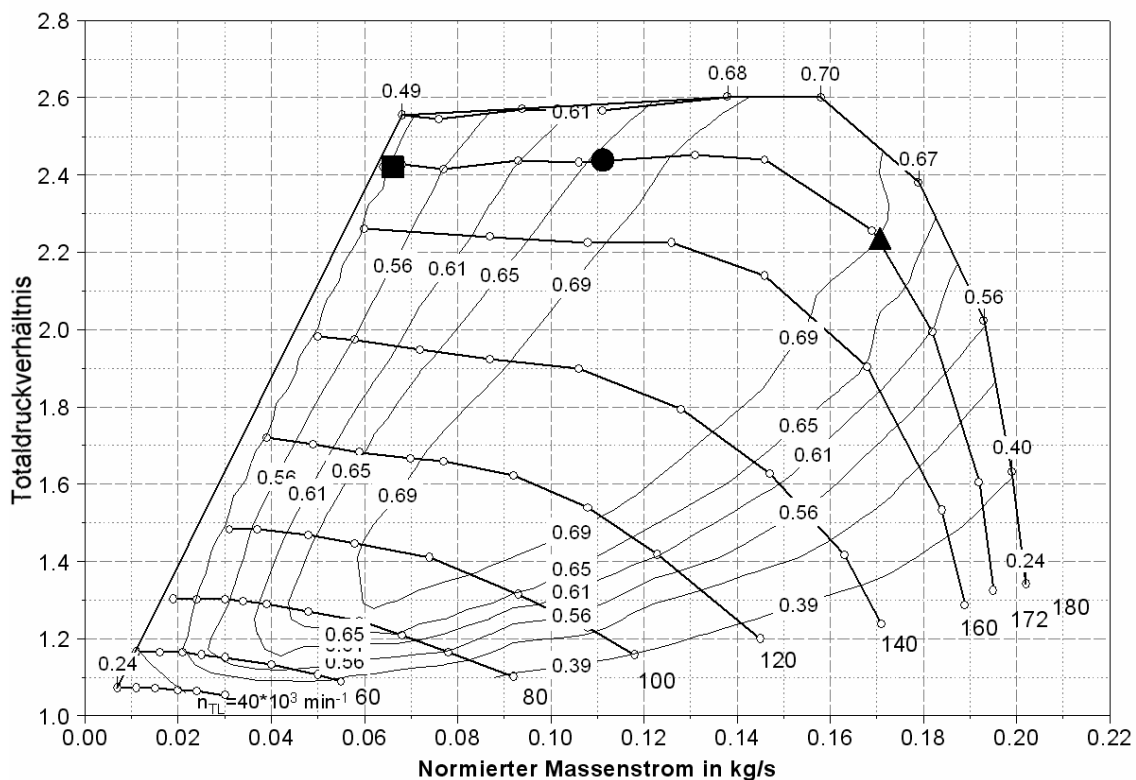


Abbildung 3-2: Verdichterkennfeld des Pkw-Ottomotor-Turboladers; ■▲● Betriebspunkte, bei denen ein radiales Temperaturprofil (siehe Abbildung 3-3) aufgenommen wurde

Abbildung 3-3 zeigt diese radialen Temperaturprofile zu drei verschiedenen Verdichterbetriebspunkten des Verdichters, welche alle zur selben Verdichterkennlinie gehören. Zur Pumpgrenze hin steigt die Temperatur der rezirkulierenden Luft auf bis zu 130°C an, bei einer Verdichteraustrittstemperatur von rund 200°C. Bei jedem der drei Temperaturprofile liegt die höchste Temperatur, unabhängig vom Betriebspunkt, jeweils in Rohrwandnähe.

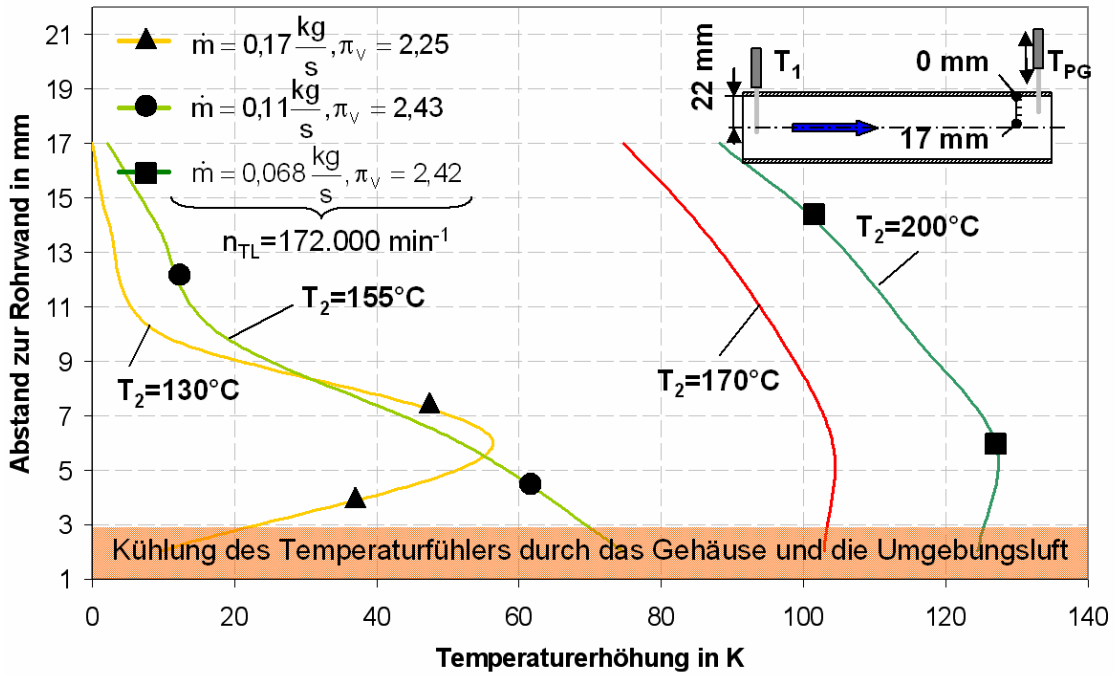


Abbildung 3-3: Radiales Temperaturprofil am Verdichtereintritt des Pkw-Ottomotor-Turboladers bei unterschiedlichen Verdichterbetriebspunkten; aufgenommen am Turboladerprüfstand

Untersuchungen zum Temperaturverlauf in Wandnähe im Verdichtereintritt wurden auch am TFD durchgeführt. Dazu wurde ein Thermoelement in den Steg des Rezirkulationskanals gesetzt.

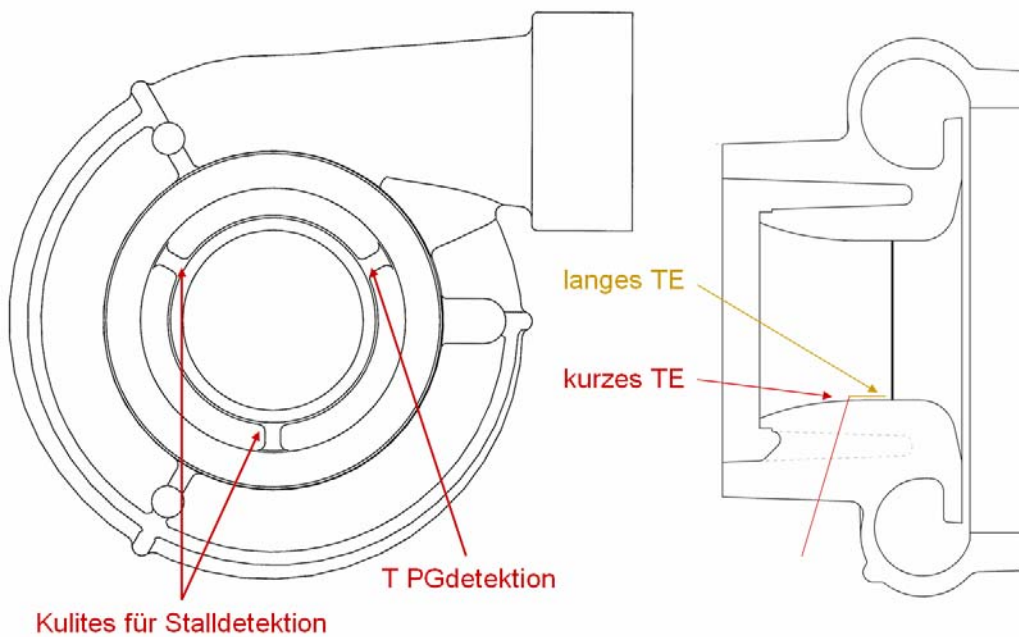


Abbildung 3-4: Skizze der Platzierung der Wechseldruckaufnehmer und Thermoelemente im Verdichtereintritt des Nutzfahrzeug-Turboladers S400

Der Kanal für das Thermoelement wurde so steil und nah am Laufrad angeordnet, wie es mittels mechanischer Bearbeitung möglich war. Im ersten Versuch wurde das Thermoelement so platziert, dass nur ca. 1,5 mm des Thermoelements aus der Gehäusewand herausragten. Diese Platzierung basierte auf Überlegungen zum Schutz des Thermoelements. Das Kennfeld mit diesem „kurzen Thermoelement“ ist in Abbildung 3-5 zu sehen.

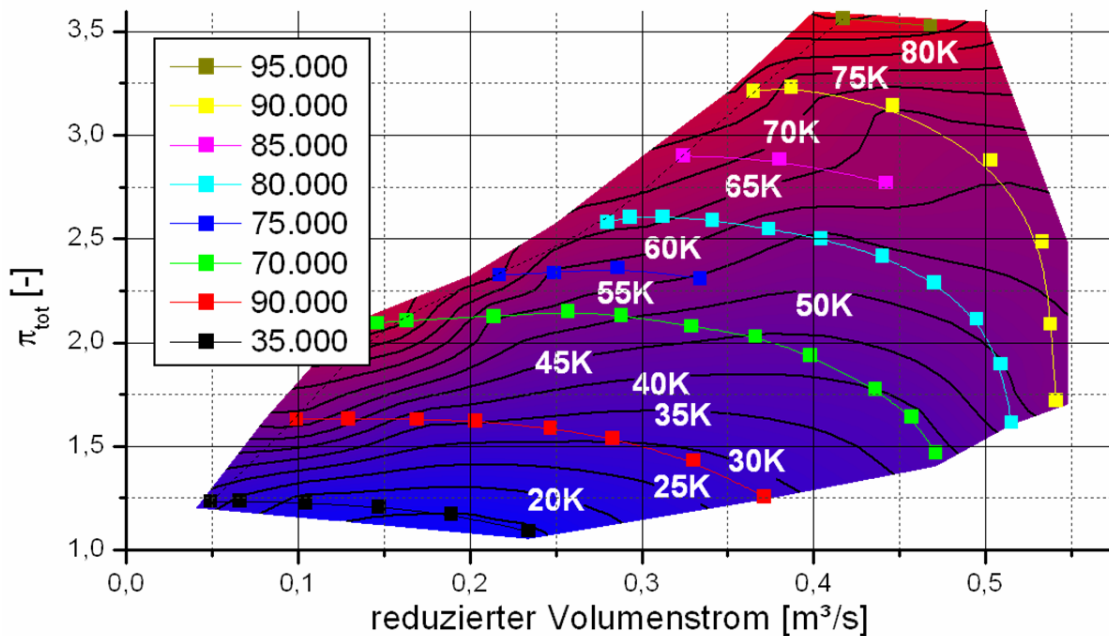


Abbildung 3-5: Temperaturdifferenz zwischen der Temperatur im Verdichtereintritt des S400 wandnah und der Ansaugtemperatur (weit vom Laufrad entfernt gemessen) mit „kurzem Thermoelement“

Deutlich erkennbar ist der Temperatureinfluss mit steigendem Druckverhältnis, der den Einfluss der Rezirkulation stark verfälscht. Über das Verdichtergehäuse, welches im Verdichtereintritt auf Grund des versperrten Rezirkulationskanals sehr gut gegen kalte Ansaugluft isoliert war, konnte ein großer Wärmeeintrag durch verdichtete Luft bis in das Thermoelement stattfinden. Daraufhin wurde das Thermoelement so platziert, dass ca. 20 mm des Thermoelements aus der Wandbohrung herausragen und in Richtung Laufrad gebogen, also parallel zum Gehäuse. Das Thermoelement war steif genug, um unter allen Betriebsbedingungen diese Position beizubehalten. In Abbildung 3-6 sind die sich damit ergebende Temperaturwerte im Kennfeld dargestellt. Der Temperaturanstieg von der Schluck- zur Pumpgrenze ist sehr deutlich und der Einfluss des Druckverhältnisses ist immer noch erkennbar, aber deutlich verringert.

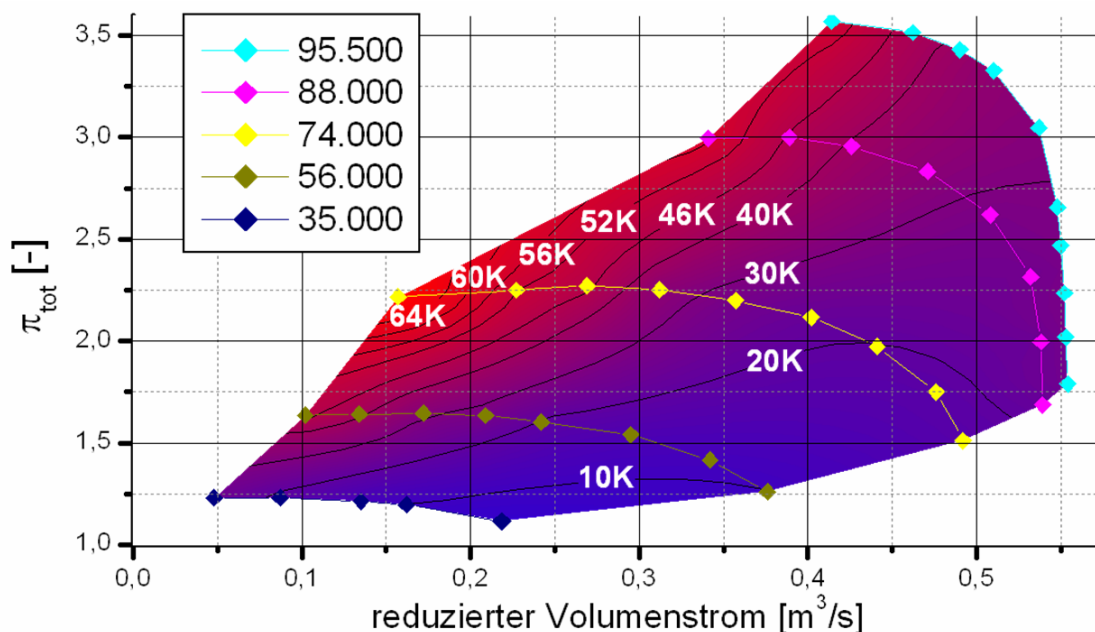


Abbildung 3-6: Temperaturdifferenz im Verdichtereintritt des S400 wandnah zur Ansaugtemperatur mit „langem Thermoelement“

Um den Einfluss der steigenden Verdichteraustrittstemperatur bei höherer Verdichtung zu eliminieren, wurde folgende Formel zur Entdimensionalisierung der Temperatur angewendet:

$$\Theta = \frac{c_p(T_{PG} - T_{lt})}{u_2^2} \tag{12}$$

$$[\Theta] = \frac{J \cdot K \cdot s^2}{kg \cdot K \cdot m^2} = \frac{kg \cdot m^2 \cdot s^2}{kg \cdot s^2 \cdot m^2} = 1$$

Es wird die Enthalpieänderung vor dem Laufrad aufgrund der zurückströmenden Luft durch das Quadrat der Umfangsgeschwindigkeit am Laufradeintritt geteilt. Das Kennfeld mit Linien konstanten Temperaturbeiwertes enthält nun zur Pumpgrenze fast parallele Linien (siehe Abbildung 3-7). Im oberen Kennfeldbereich kommt es deutlich früher zum Pumpen, was am versperrten Rezirkulationskanal liegt (siehe Abschn. 5.1). Die Übertragbarkeit der Ergebnisse wurde ebenfalls überprüft. Am „großen Radialverdichter“ des TFD wurde ein geometrisch ähnlicher Versuch aufgebaut und ein Kennfeld mit aufgezeichnet. Wie am Kennfeld in Abbildung 3-8 zu erkennen, handelt es sich dabei um einen Verdichter mit höherem Durchsatz. Dieser hat ca. 400 mm Laufradeintrittsdurchmesser. Die gemessene Temperatur in Wandnähe kurz vor dem Laufradeintritt wurde in gleicher Weise reduziert worden.

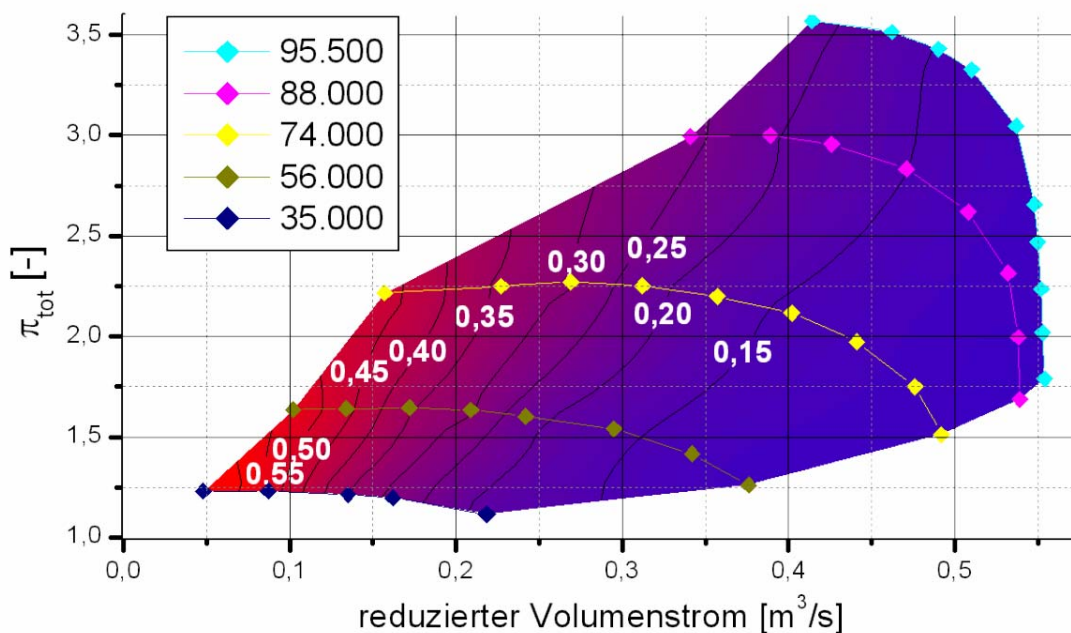


Abbildung 3-7: Temperaturbeiwert im Verdichtereintritt des S400 wandnah

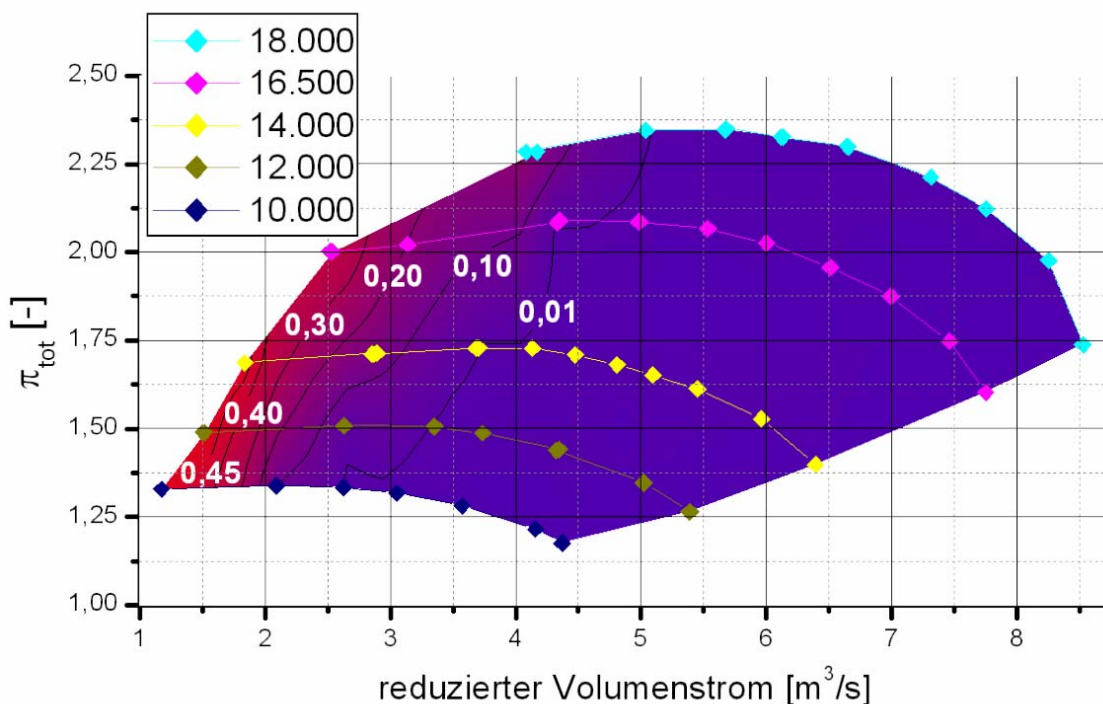


Abbildung 3-8: Temperaturbeiwert im Verdichtereintritt des GRV wandnah

Weit weg von der Pumpgrenze ist hier der Kühlungseffekt des Thermoelements deutlicher. Zur Pumpgrenze hin steigt der Temperaturbeiwert deutlich an und erreicht an der Pumpgrenze ähnliche Werte wie bei dem wesentlich kleineren Verdichter des Nutzfahrzeugturboladers. Dieser Nutzfahrzeugturbolader gehört zur Baureihe S400 der Firma Borg Warner Turbo Systems. Die genaue Bezeichnung des verwendeten Laders lautet: S400 96H45 ATALM/1.55PJ1.

3.5.2 Wechseldruckmessung

Zur zweiten untersuchten Möglichkeit der Abstandsbestimmung zur Pumpgrenze, über Signalauswertung von Wechseldruckaufnehmern, wurden ebenfalls Untersuchungen sowohl am VKM als auch am TFD vorgenommen.

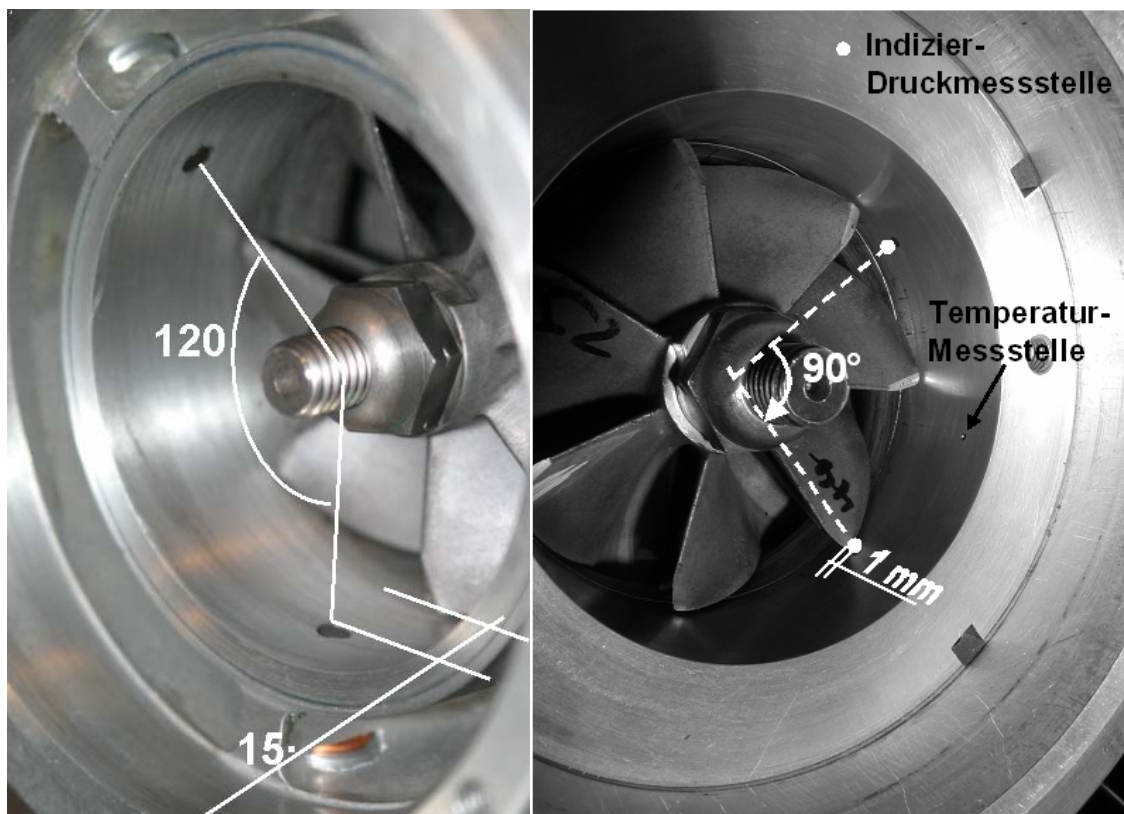


Abbildung 3-9: Verdichtereintritt mit Wechseldruckaufnehmern links TFD und rechts VKM

Am TFD gibt es schon länger Erkenntnisse zum Verhalten der Wechseldruckschwankungen bei Annäherung an die Pumpgrenze (siehe Hellmich /17/). Wenn man den RMS-Wert (siehe Abschn. 3.1.4) eines wandbündig im Verdichtereintritt sitzenden Wechseldruckaufnehmers bei kontinuierlicher Annäherung an die Pumpgrenze betrachtet, so fällt auf, dass der RMS-Wert stetig zunimmt. Das Niveau, auf dem diese Werte liegen, variiert allerdings. Für eine bessere Vergleichbarkeit unterschiedlicher Drehzahlen untereinander, wird daher der RMS-Wert durch den Mittelwert desselben Wechseldruckaufnehmers geteilt. Nun liegen die Werte auf gleichem Niveau. Wie in der Auswertung zu sehen, lässt sich dieses Kriterium bis an die Pumpgrenze stabil und sicher benutzen. Ab dem Zeitpunkt der ersten starken Volumenstromschwankungen beziehungsweise ab den ersten Pumpstößen ist durch dieses Kriterium keine Aussage mehr zu erwarten.

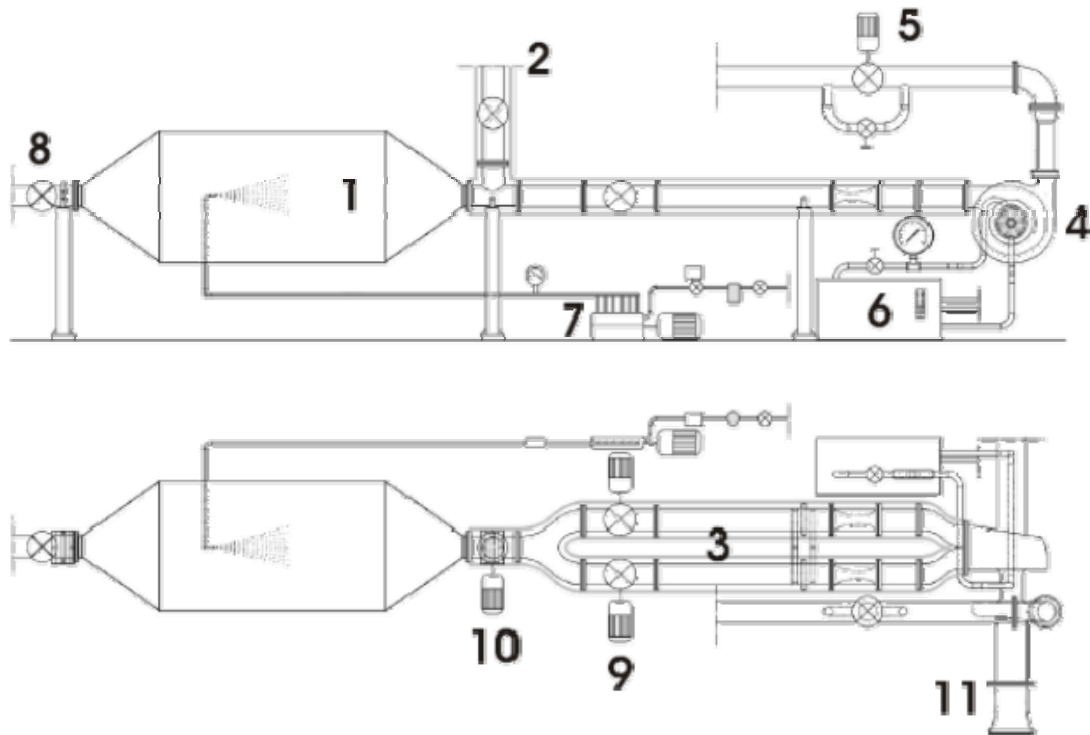
Am VKM wird ein anderes Verfahren favorisiert. Hier hat man sehr gute Ergebnisse mit Hilfe der Autokorrelation erhalten, ähnlich Hellmich /17/.

Kapitel 4

Heißgasprüfstand und Turbolader

4.1 Prüfstand

Am Institut für Turbomaschinen und Fluid-Dynamik existieren zwei Heißgasprüfstände, die sich hauptsächlich hinsichtlich der bereitgestellten Heißgas-mengenströme unterscheiden. Der größere von beiden erreicht Massenströme, wie sie im Nfz-Motor vorkommen, und darüber hinaus. Der Prüfstand wurde u. a. in zwei öffentlich geförderten Forschungsvorhaben der FVV /26/, /34/ eingesetzt.



- | | |
|---------------------------------|--------------------------------|
| 1 Brennkammer | 7 Einspritzsystem |
| 2 Abluftbypass | 8 Zuluftschieber |
| 3 Zuluftleitungen (A/B) | 9 motorbetätigte Abgasklappe |
| 4 Turbolader | 10 motorbetätigte Bypassklappe |
| 5 motorbetätigtes Drosselventil | 11 Verdichtereinlauf |
| 6 Ölversorgung | |

Abbildung 4-1: Schemazeichnung des „großen Turboladerprüfstands“ des TFD

Da beim Turboladerprüfstand, anders als am Motor, eine Entkopplung von Turbine und Verdichter bestehen muss, um den gesamten Betriebsbereich des Turboladerverdichters reproduzierbar anfahren zu können, kann nicht die verdichtete Luft aus dem Verdichter der Turbine zugeführt werden. Die Druckluft für diesen Prüfstand wird von einem Schraubenkompressor der Firma GHH vom Typ SK50 bereitgestellt. Es handelt sich dabei um einen trockenlaufenden Kompressor. Dieser Schraubenkompressor wird von einem Drehstrommotor angetrieben und stellt daher nahezu gleich bleibend einen Volumenstrom von $280 \text{ m}^3/\text{min}$ bereit. Es wird Umgebungsluft über eine Filterkammer angesaugt und von dem Schraubenkompressor bis zu einem Druckverhältnis von 3,8 verdichtet. Bei maximaler Verdichtung wird eine Antriebsleistung von ca. 1,5 MW benötigt. Der zur Verfügung stehende Massenstrom von $5,6 \text{ kg/s}$ wird nur teilweise für den Antrieb der Turbine gebraucht (betriebspunktabhängig). Bei komplett geöffnetem Ventil 1 (siehe Abbildung 4-3) können maximal $2,4 \text{ kg/s}$ durch die Brennkammer des Prüfstandes strömen. Es ist daher in jedem Fall nötig, eine Teilmenge der Druckluft abzublasen. Die Regelung dieser Menge geschieht durch Androsselung des Schiebers 1.12. In der Brennkammer wird als Brennstoff unter Druck injiziertes Heizöl mit der verdichteten Luft verbrannt und dem Turbolader über zwei Fluten zugeführt. Dabei ist es möglich, den Durchsatz der beiden Stränge über das Strangdruckverhältnis, durch Schließen des Ventils 2 oder 3, zu regeln. Um ein Verlöschen der Flamme zu verhindern, ist ein gewisser Mindestdurchsatz in der Brennkammer erforderlich. Sollte dieser Mindestdurchsatz höher als der an der Turbine benötigte Massenstrom sein, kann die überschüssige Menge über einen Bypass abgeführt werden. Über den Einspritzdruck des Heizöls wird die injizierte Brennstoffmenge und damit die Rauchgastemperatur eingestellt. Eine Turbine fixer Geometrie ähnelt in ihrem Schluckverhalten einer Drossel. Die Betriebspunkte liegen auf einer wurzelähnlichen Kurve, bei der mit steigendem Druck auch die durchgesetzte Masse zunimmt (siehe Abbildung 4-2). Durchsatz und Druck sind also nicht unabhängig voneinander. Aufgrund dieses Verhaltens ist eine Erhöhung der Drehzahl und damit der bereitgestellten Leistung der Turbine durch einfaches Androsseln der über den Bypass abgeblasenen Druckluft möglich.

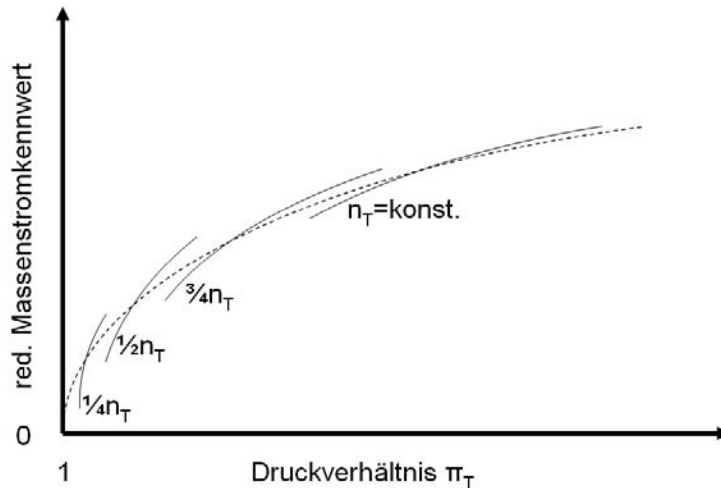


Abbildung 4-2: Typisches Kennfeld einer Radialturbine für Turbolader

Der Verdichter bezieht seine Ansaugluft aus dem Prüfstandsraum. Die Luft strömt über eine Einlaufdüse in den Verdichter. Der Durchsatz kann mittels einer Drosselklappe nach dem Verdichter reduziert werden. Anschließend strömt die Luft aus dem Verdichter vermisch mit den Rauchgasen über einen Abgaskamin nach draußen.

Für eine Versorgung mit konditioniertem Öl für die Lagerung des Turboladers sorgt eine Zahnradpumpe, die auf Temperatur konditioniertes Öl ansaugt und dieses durch die Wellenlagerung und ein Bypassventil fördert. Durch Regelung der Menge über das Bypassrohr wird der gewünschte Öldruck eingestellt.

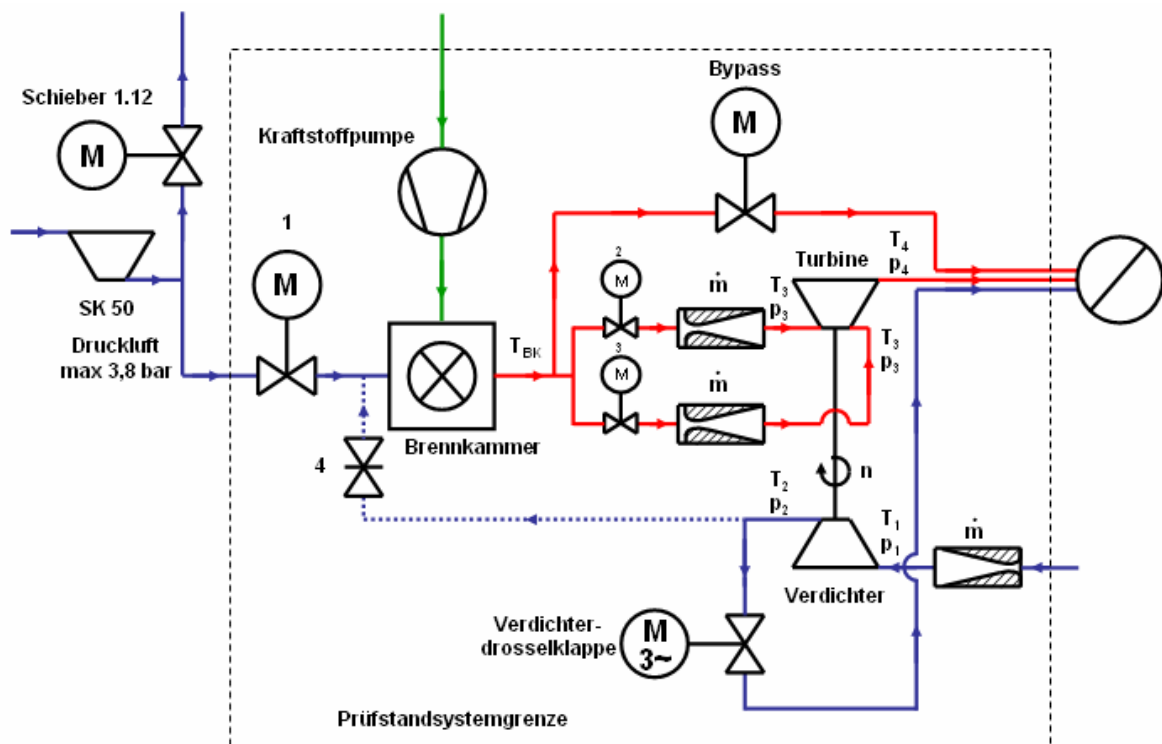


Abbildung 4-3: Gasleitungsschema des Turboladerprüfstands

4.2 Versuchsaufbau

Nachdem im vorangestellten Abschnitt die Anordnung des Abgasturboladers am Prüfstand des TFD für stationäre Standardkennfeldmessungen dargestellt worden ist, werden jetzt einige spezielle Veränderungen geschildert, die für die folgenden Untersuchungen unabdingbar waren. Einige der Umbauten sind reversibel ausgeführt und wurden anschließend wieder entfernt, andere Veränderungen, wie zum Beispiel die neue Drosselklappe (siehe unten) wurden nicht wieder entfernt, da damit eine bessere Bedienung des Prüfstands möglich war.

Um Einflüsse von Geometrieänderungen vor dem Verdichter zu untersuchen, können unterschiedliche Einlaufgeometrien zwischen Einlaufdüse und Verdichtereintritt platziert werden. Für diese unterschiedlichen Anbausituationen des Turboladers am Motor wurden drei Bauformen von Rohren exemplarisch ausgewählt, die im Motoreinbau den Turbolader mit dem Luftfilter verbinden könnten (siehe Abbildung 4-4):

- Gerades Rohr
- 90°-Rohrbogen mit $R/D = 1,5$
- 90°-Rohrbogen mit $R/D = 1$
- 2 x 90°-Rohrbögen mit $R/D = 1$ um 90° in der Fügeebene gedreht hintereinander,

wobei mit R der Krümmungsradius und mit D der Rohrdurchmesser bezeichnet wird (siehe Abschn. 5.2). Die Einlaufgeometrien wurden zwischen der geraden Einlaufmessstrecke von 560 mm Länge, die im Falle des geraden Einlaufs direkt vor dem Verdichtereintritt angebracht war, und dem Verdichtereintritt angebracht, damit der Effekt der Einlaufgeometrie möglichst deutlich im Kennfeld erkennbar ausfällt. Die statische Eintrittsdruckbestimmung musste dafür direkt hinter dem Krümmer angebracht werden. Eine Korrektur des gemessenen statischen Eintrittsdrucks nach dem zu untersuchenden Krümmer und vor dem Laufrad im zu erwartenden Drallfeld wird nicht durchgeführt.

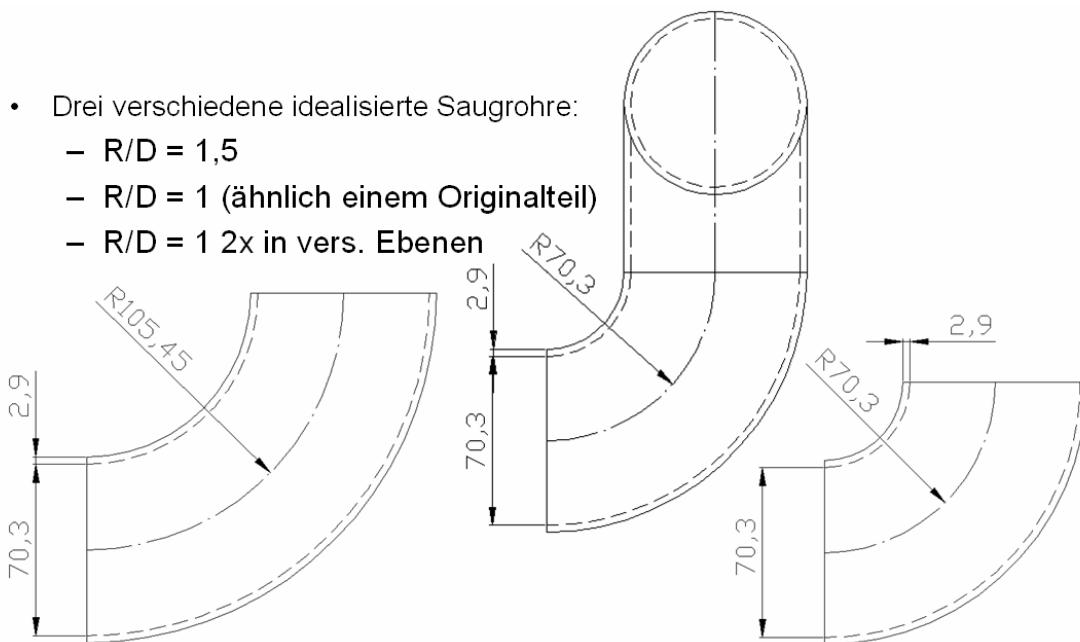


Abbildung 4-4: Skizze der untersuchten Krümmeranordnungen

Für dynamische Drosselvorgänge des Verdichters befindet sich als Drosselorgan eine schnellschließende Drosselklappe im Abluftrohr. Bei der Drosselklappe handelt es sich um eine Zwischenflanschklappe der Firma ebro des Typs Z 011 A. Diese Klappe wird zwischen zwei Flansche platziert. Die Klappe wird fertig mit einer Dichtung geliefert, die nicht nur an den Flanschen das Rohrinne gegen die Umgebung abdichtet, sondern auch bei senkrecht zur Strömung stehender Klappe den Gasweg komplett verschließt und das bis zu einem Differenzdruck von 10 bar. Die Klappe verfährt über einen Winkel von 90° , also von senkrecht zur Strömung stehender Stellung bis in parallel zur Strömung stehender Stellung und zurück. Die Klappe wird über ein Getriebe von einem Drehstrommotor angetrieben. Bei einer Netzfrequenz von 50 Hz dauert der komplette Verfahrweg von offen bis zur geschlossenen Stellung 6 s. Außerdem verfügt die Klappe über Endschalter in beiden Positionen und über eine Winkelrückmeldung mit Standardstromsignal von 4 bis 20 mA.

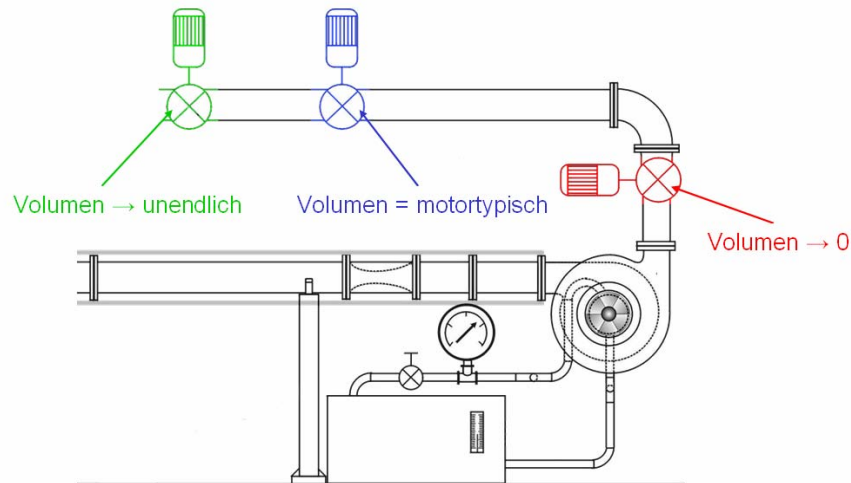


Abbildung 4-5: Schema der Volumenänderung durch Versetzen der Drosselklappe

Mit der verwendeten Zwischenflanschklappe lässt sich die Größe des verdichterdruckseitigen Volumens zwischen Verdichter und Drossel verändern. Besonders interessant erscheinen dabei die beiden Grenzfälle eines sehr großen und eines sehr kleinen Volumens. Die verwendete Drosselklappe lässt sich in einem Flansch montieren, so dass sie in jedem Flansch gleichen Durchmessers im Prüfstand eingesetzt werden kann. Die Standardposition schließt ein Volumen zwischen Verdichter und Drosselklappe ein, welches dem normalen Motorprüfstands-aufbau des VKM entspricht. Das sich ergebende „motortypische“ Volumen beträgt 78 l. Das verkleinerte Volumen betrug nur knapp über zwei Liter und bestand im Wesentlichen nur aus dem verdichterdruckseitig angebrachten Messrohr und einem Übergangsstück auf den größeren Durchmesser des Prüfstands. Für das vergrößerte Volumen wurde die Drosselklappe in den letztmöglichen Flansch gleichen Durchmessers eingesetzt, unmittelbar vor dem Abgaskamin (schematisch dargestellt in Abbildung 4-5). Das Volumen betrug in diesem Fall 145 l.

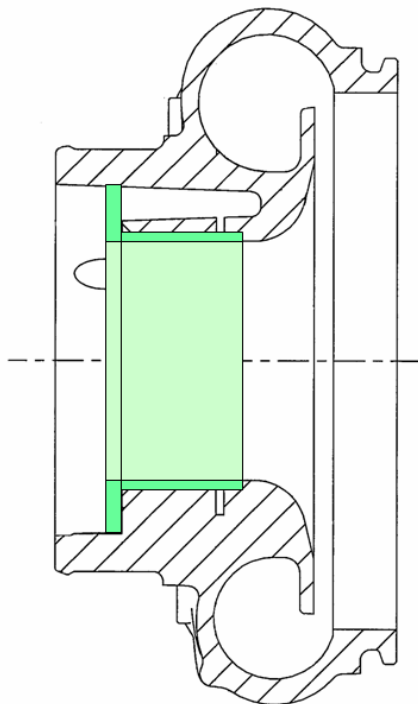
Tabelle 2: nach Gl. (10) definierte B_0 -Parameter zum Nfz-Turbolader für unterschiedliche Prüfstands-aufbauten.

Turboladerprüfstand VKM	Normaler Aufbau	$B_0=1,85$
Motorprüfstand VKM	Normaler Aufbau	$B_0=1,96$
Turboladerprüfstand TFD	Kleines Volumen	$B_0 = 0,1946$
Turboladerprüfstand TFD	Motortypisches Volumen	$B_0=2,40$
Turboladerprüfstand TFD	Sehr großes Volumen	$B_0 = 3,313$

Um die periodische Gasentnahme des Ladungswechsels eines Verbrennungsmotors simulieren zu können, wurde nach dem Verdichter, unmittelbar vor der Drosselstelle, eine weitere Drosselklappe eingesetzt. Die Klappe sitzt vom Verdichter relativ weit entfernt, um den Ladungswechsel des Verbrennungsmotors möglichst genau nachzubilden, da Einlassventile am Verbrennungsmotor sowohl für periodische Gasentnahme als auch für die Drosselung des Verdichters sorgen. Im Unterschied zur Drosselklappe für die Verdichterdrosselung, ist die Drosselklappe für die periodische Gasentnahme kugelgelagert und nicht dichtend ausgeführt. Zwischen Rohrwand und Klappe wird ein geringer Spalt ohne Dichtfläche eingehalten. Die Kugellagerung ist aufgrund der hohen zu erwartenden Drehzahlen nötig. Da die Klappe bei einer Umdrehung zwei Druckstöße erzeugt, ein 6-Zylinder-Viertaktverbrennungsmotor aber 3 Ventilöffnungen pro Umdrehung macht, musste die Klappe für die anderthalbfache Motordrehzahl ausgelegt werden. Über einen separaten Frequenzumrichter konnte die Druckstörungsfrequenz variiert werden.

4.3 Verwendeter Versuchsträger

Für die Versuche am Turboladerprüfstand des TFD wird ein Turbolader gleichen Typs, wie der am Deutz Motor BF6M6 verbaute, untersucht. Dabei handelt es sich um einen Turbolader von BorgWarner Turbo Systems vom Typ S400 96H45 ATALM/1.55PJ1. Im Verdichtereintritt dieses Turboladers ist ein Rezirkulationskanal eingegossen, bei dem die Ansaugluft wenige Millimeter hinter der Laufradeintrittskante durch einen umlaufenden Schlitz in der Gehäusekontur austreten kann und dem Ansaugluftstrom vor dem Laufradeintritt wieder zugeführt wird. Dadurch wird im Verdichterlaufradeintritt ein scheinbar höherer Massenstrom gefördert, als der Verdichter tatsächlich abgibt. Dies führt zu einer Stabilisierung der Strömung, die bei starker Massenstromverringern sonst Instabilitäten aufweist. Auf diese Weise kann die Pumpgrenze zu kleineren Massenströmen verschoben und damit der Arbeitsbereich erweitert werden (Kennfeld-stabilisierende Maßnahme = KSM). Im untersuchten Fall soll ein Pumpen aber provoziert werden, was am Turboladerprüfstand durch genügend starkes Androsseln immer erreicht werden kann. Im Motorbetrieb ist Pumpen normalerweise zu vermeiden, so dass es aufgrund der Motorauslegung schwierig sein kann, den Verdichter im Motorbetrieb zum Pumpen zu bringen (siehe Abschn. 2.5). Deshalb ist der Rezirkulationskanal im Eintritt des Verdichters für die nachfolgend beschriebenen Untersuchungen versperrt (siehe Abbildung 3–5). Um den genauen Einfluss dieses Rezirkulationskanals zu untersuchen, wird



dieser für KSM-Untersuchungen freigegeben (siehe Abschn. 5.6). Ein Verdichtergehäuse wurde dafür im Eintritt auf einen größeren Durchmesser aufgedreht und eine Hülse in den geschaffenen Raum eingesetzt, um den umlaufenden Schlitz zu versperren. Der Innendurchmesser der Ansaugstrecke wurde dem Eintrittsdurchmesser des Laufrads angepasst und nicht dem Eintrittsdurchmesser des Verdichtergehäuses. Somit wird die Strömung ohne Querschnittsprung dem Laufradeintritt zugeführt.

Abbildung 4-6: Schnitt Verdichtergehäuse
S400

4.4 Stationäre Messtechnik für Kennfeldaufnahme

Permanent am Turboladerprüfstand vorhanden ist eine komplette Ausstattung mit Messtechnik für die Aufnahme von Verdichter- und Turbinenkennfeld eines Abgasturboladers. Die Drehzahl wird dabei mit einem System der Firma acam-messelectronic vom Typ PICOTURN-BM verwendet. Das System besteht aus einem Wirbelstromsensor, der so in eine Gewindebohrung im Verdichtergehäuse eingesetzt wird, dass am Sensorkopf vorbeilaufende Verdichterschaufeln eine Störung des Magnetfeldes bewirken. Diese Störungen werden von einer elektronischen Signalaufbereitung zu einem drehzahlproportionalen analogen Spannungssignal und einem digitalen TTL-Signal aufbereitet.

Totaltemperaturen werden mittels Thermoelement Typ K Fenstersonden in den Messebenen ermittelt. Alle Thermoelemente werden über je eine Thermoausgleichsleitung bis zu einem gemeinsamen Eiswasserreservoir geführt. Dieses dient als Referenzmessstelle, dessen Temperatur nicht als fix angenommen wird, sondern über ein 4 Leiter PT100 Thermosensor überwacht wird.

Drücke werden über statische Wandbohrungen in Messebenen abgenommen. Dabei werden 4 auf dem Umfang verteilte Bohrungen über pneumatisch gleiche Längen zusammengeführt. Die verschiedenen Druckmessstellen werden pneumatisch zu einem Rack geführt, in dem Module unterschiedlicher Druckbereiche über piezoresistive Aufnehmer ein druckproportionales Spannungssignal formen. Die Druckaufnehmer sind in Messbereichen von ± 70 mbar, ± 350 mbar, ± 2 bar und ± 7 bar verfügbar. Ein Modul umfasst zwei Druckumformer gleichen Messbereichs und ist bauartbedingt recht einfach auszutauschen.

Zur Betriebsüberwachung wird zusätzlich noch die Temperatur der Rauchgase in der Brennkammer mit einem Thermoelement Typ N von 3 mm Dicke erfasst. Am Motorölkreislauf werden der Öldruck sowie Vor- und Rücklauftemperaturen aufgezeichnet. Wird ein Mindestöldruck unterschritten, erfolgt eine optische Warnung, um Lagerschäden zu vermeiden. Um bei Problemen der Ölpumpen eine gewisse Notlaufzeit zur Verfügung zu haben, besitzt der Ölvorlauf einen integrierten Behälter mit einem Volumen von 8 l. Bei Absinken des Öldrucks läuft das Öl aus dem Behälter durch den Turbolader, da ein Rücklauf in Richtung Pumpe durch ein Rückschlagventil verhindert wird.

Die Spannungssignale der Druckumformer, die Spannungs- und Stromsignale von Drehzahl und Ölüberwachung sowie die Thermospannungen der Thermoelemente werden von einem Multiplexer der Firma Agilent vom Typ 34970 A in digitale Signale umgewandelt und über einen GPI-Bus an einen Prüfstands-PC

weitergeleitet. Um alle Signale zu erfassen, reicht eine Bestückung mit zwei 20 Kanal-Einschüben aus.

Mit einem am Institut entwickelten Programm unter der Software Agilent VEE PRO werden sämtliche Messgrößen erfasst und weiterverarbeitet. Da beim Multiplexen nicht mehrere Messgrößen gleichzeitig parallel permanent erfasst werden können, werden Messgrößen über 10 Einzelwerte gemittelt, aus denen auch die Standardabweichung bestimmt wird (siehe Abschn. 3.2). Nach Einstellen und Abwarten der Beharrung werden für einen Kennfeldpunkt auch 10 Einzelwerte gemittelt. Die momentanen Betriebspunkte im Verdichter- und Turbinenkennfeld werden angezeigt.

Um eine Vergleichbarkeit der Messergebnisse zu gewährleisten, wurden alle Kennfeldmessungen bei gleichen Umfangsmachzahlen vorgenommen. Drehzahl und Volumenstrom wurden auf folgende Normgrößen reduziert:

$$T_{norm} = 298K \quad (13)$$

$$p_{norm} = 98.100Pa \quad (14)$$

Die Drehzahl und der Volumenstrom werden auf die Ansaugtemperatur T_{1t} im Verdichtereintritt reduziert:

$$n_{red} = n_{phys} \cdot \sqrt{\frac{T_{norm}}{T_{1t}}} \quad (15)$$

$$\dot{V}_{red} = \dot{V} \cdot \sqrt{\frac{T_{norm}}{T_{1t}}} \quad (16)$$

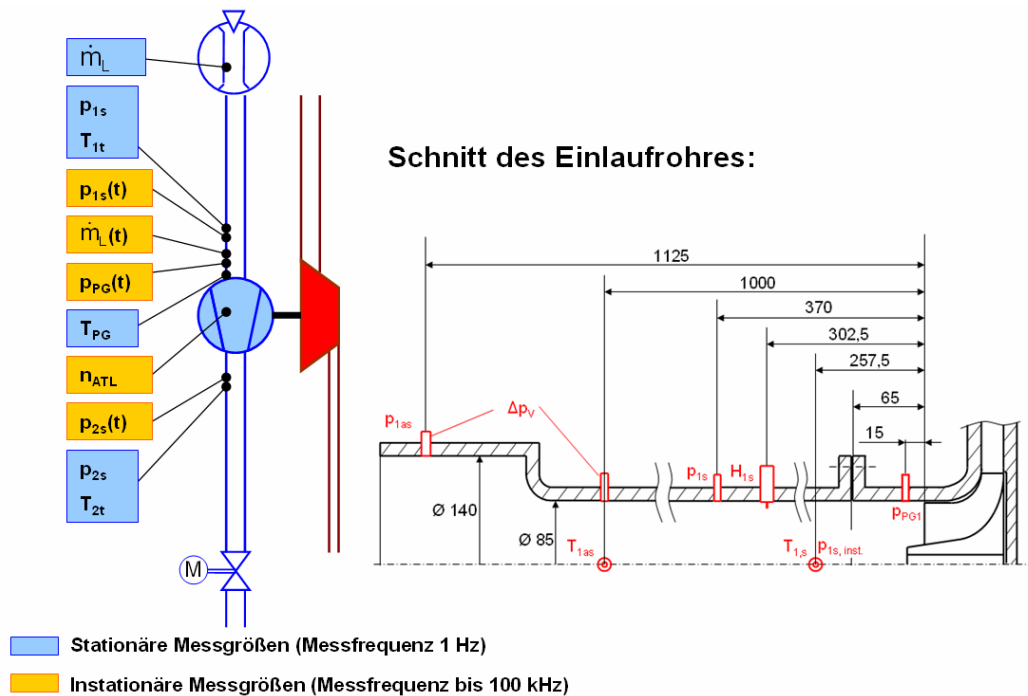


Abbildung 4-7: Messstellenplan des Verdichters zur Pumpgrenzdetektion am Turboladerprüfstand

Um Vergleichbarkeit mit Motorversuchen des VKM zu ermöglichen, befinden sich vor und hinter dem Lader beim Motorversuch am VKM und beim Prüfstandsversuch am TFD identische Messstrecken. In Abbildung 4-7 ist eine Skizze der Messstrecke zu sehen. Ca. 4 D vor dem Laufrad befindet sich die Messebene 1. Der Rohrrinnendurchmesser entspricht genau dem Laufraddurchmesser und nicht dem Verdichtereintritt, um für die Versuche mit versperrtem Rezirkulationskanal (siehe Abschn. 5.6) die bestmögliche Strömungsführung zu ermöglichen. Für die Untersuchung des Einflusses dieser Strömungsstabilisierung wird das Einlaufrohr mit einem Diffusor versehen und eine kurze Rohrstrecke mit dem Verdichtereintrittsdurchmesser eingefügt. Die Rohrstrecke hinter dem Verdichter entspricht bezüglich ihres Querschnitts genau dem Spiralenaustrittsdurchmesser und ist ebenfalls 8 D lang. Etwa 4 D nach Spiralenaustritt ist die Messebene 2 angeordnet.

Um eine Vergleichbarkeit der Massenstrommessungen ebenfalls gewährleisten zu können, wurden am TFD zunächst alle verwendeten stationären und instationären Volumenstrommessgeräte in Reihe aufgebaut. Am TFD existiert als Prüfnormal ein Drehkolben-Gaszähler, eine Leihgabe der Firma Aerzener Maschinenfabrik. Mit diesem Gerät ist eine sehr genaue Volumenstrommessung bis 1600 m³/h möglich. Dieses Gerät wurde neben dem Prüfstand in Position gebracht. Dahinter wurde der thermische Druckluftmengenmesser des VKM vom Typ Sensyflow der Firma ABB aufgebaut und mit dem Drehkolbenzähler verbunden. Die Einlaufdüse des Prüfstands wurde, wie bei späteren Messun-

gen, vor dem Einlaufrohr des Verdichters aufgebaut und mit dem Sensyflow verbunden. Die Turboladerturbine diente als Antrieb und der Turboladerverdichter saugte die Luft durch alle drei Massenstrommessstellen. Die Prüfstandssoftware wurde so modifiziert, dass die beiden zusätzlichen Messstellen mit aufgezeichnet wurden. Zusätzlich wurde eine temperaturkompensierte Hitzdrahtsonde für instationäre Untersuchungen des VKM und eine Heißfilmsonde für instationäre Untersuchungen am TFD mit vermessen. Für alle Messmittel wurde eine Korrekturkurve aus den Daten erstellt und auf den Massenstrom des Drehkolbenzählers bezogen. Diese erstellten Korrekturkurven wurden direkt in der Prüfstandssoftware implementiert und die Messdaten damit korrigiert.

Für eine Detektion der Pumpgrenze befinden sich ein Thermoelement in Rohrwandnähe kurz vor dem Laufrad (siehe Abbildung 2-6) sowie zwei instationär messende Wechseldruckaufnehmer der Firma Kulite Semiconductor vom Typ XTM-190M-1,7-bar-SG wandbündig kurz vor dem Laufrad (dargestellt in Abbildung 3-9). Diese Druckaufnehmer können bis 170 kPa absolut beaufschlagt werden. Die Eigenfrequenz dieser Sensoren liegt bei 120 kHz.

4.5 Instationäre Messtechnik für Kennfeldaufnahme

Um bei instationärer Betriebsweise des Verdichters Aussagen über den Betriebspunkt im Verdichterkennfeld machen zu können, werden in allen Messebenen ein instationär messender Wechseldruckaufnehmer der Firma Kulite Semiconductor vom Typ XTEL-140M-3,5-bar-A wandbündig eingesetzt. Diese Sensoren können bis 350 kPa Absolutdruck arbeiten und erreichen ihre Eigenfrequenz bei 300 kHz. An der Einlaufdüse wird der Differenzdruck ebenfalls von einem instationär messenden Differenzdruckaufnehmer der Firma Kulite Semiconductor vom Typ XCS-062-0,35-bar-SG erfasst. Dieser Sensor arbeitet bis 70 kPa Relativdruck. Am großen Durchmesser der Einlaufdüse ist der Sensor wandbündig eingesetzt und der Druck des engen Querschnitts wird über einen Schlauch von hinten beaufschlagt. Der Sensor besitzt seine Eigenfrequenz bei 175 kHz, der Schlauch wirkt aber wie ein Tiefpass und sperrt ab ca. 1,5 kHz. Pumpvorgänge mit Frequenzen von wenigen Hz sind damit aber immer noch zuverlässig detektierbar. Außerdem sitzt für eine instationäre Bestimmung des Massenstroms in Wandnähe kurz vor dem Laufradeintritt eine Heißfilmsonde der Firma Dantec Dynamics vom Typ 55R01.

Die Wechseldruckaufnehmer werden einzeln über durch das TFD selbstentwickelte Brückenmessverstärker angesprochen. Damit ist eine Zwei-Punkt-Kalibrierung mit Hilfe einer Druckwaage möglich. Die Heißfilmsonden werden an CTA-Module (CTA = Constant Temperature Anemometer) angeschlossen, welche in einem Einbaurahmen sitzen. An diese Module der Firma Dantec Dynamics können sämtliche von dieser Firma produzierten Heißfilm- und Hitzdrahtsonden angeschlossen werden. Daher ist eine Parametrisierung der Module nötig. Über eine spezielle Software können über einen seriellen Port des Rahmens alle eingebauten Module parametrisiert werden. Bis zu 6 Module können im verwendeten Rahmen eingesetzt werden. Da das Messprinzip auf einer Wheatstone'schen Brücke basiert, bei der ein Widerstand die Sonde darstellt, muss die Brücke abgeglichen werden. Ziel ist eine möglichst kurze Einschwingdauer der Messbrücke. Um dies zu erreichen wird ein Rechtecksignal angelegt und die durch Verstellen eines Widerstands der Brücke ihre Empfindlichkeit so verändert, dass die Einschwingzeit der Messbrücke minimal wird. Aus der Einschwingzeit kann dann die Frequenzauflösung errechnet werden. Bei den verwendeten Sonden vom Typ 55R01 lag diese Frequenz zwischen 2 und 4 kHz. Der Spannungsausgang der Module wurde von der instationären Datenerfassung aufgezeichnet, wobei die Spannung einer Wurzelfunktion ähnlich mit steigender Anströmgeschwindigkeit der Sonde anstieg.

Die Signale der Drehzahlerfassung und die Position der Drosselklappe werden ebenfalls durch die instationäre Datenerfassung aufgezeichnet. Für die Dreh-

zählerfassung dient das drehzahlproportionale Spannungssignal, wobei 0 min^{-1} $0,5 \text{ V}$ und 320.000 min^{-1} $4,5 \text{ V}$ entsprechen. Die Positionsrückmeldung der Drosselklappe wird über einem 50 Ohm Präzisionswiderstand in der Stromschleife abgegriffen. Hierbei entsprechen $0,2 \text{ V}$ der Stellung „geschlossen“ und 1 V der Stellung „offen“.

Die instationäre Datenerfassung bestand aus einem Barebone-PC der Firma Shuttle X vom Typ SB52G2. Das System basiert auf einem Pentium IV Board mit einer IDE UDMA 133 200 GB Festplatte. Im PCI-Slot befindet sich eine Karte der Firma Chico+™, hergestellt durch Innovative DSP Inc.™, mit Platz für zwei Analog-Digital-Wandler-Module. Ein Modul mit 16 sigma-delta Analog-Digital-Wandlern wurde benutzt. Die Wandler haben einen Spannungseingangsbereich von $\pm 10 \text{ V}$ bei 16 Bit Auflösung und einer Abtastrate von 200 kHz pro Kanal. Zum Aufzeichnen wurde eine im TFD selbst entwickelte Software eingesetzt. Die tatsächlich benötigte Abtastrate lag zwischen 30 und 75 kHz .

Kapitel 5

Stationäre Untersuchungen

5.1 Referenzkennfeld

Für alle folgenden Betrachtungen ist es nötig ein Referenzkennfeld als Bezugsgröße festzulegen. Leider war es bei BorgWarner/Schwitzer nicht gelungen ein Kennfeld für den zu untersuchenden Turboladerverdichter bereitzustellen, weder mit noch ohne versperrten Rezirkulationskanal. Es war lediglich ein Kennfeld für einen Lader mit gleichem Laufrad, aber größerem Diffusor vorhanden. Das gemessene Kennfeld konnte deshalb nur qualitativ mit dem Herstellerkennfeld verglichen werden, wie in Abbildung 5-1 zu sehen. Hier ist das stationär vermessene Kennfeld am Turboladerprüfstand des TFD in blau dargestellt, während das von BorgWarner/Schwitzer gelieferte Kennfeld in schwarz zu sehen ist. Dabei ist auffällig, dass bei Drehzahlen $n > 74.000 \text{ min}^{-1}$ die stationäre Pumpgrenze deutlich früher einsetzt, was sich durch den versperrten Rezirkulationskanal erklärt, der die Strömung im Verdichtereintritt stabilisiert. Dieser vermutete Effekt wirkt sich bei hohen Drehzahlen im Herstellerkennfeld deutlich aus. Außerdem gibt es auch Abweichungen bei den Kennlinien. Aufgrund des größeren Außendurchmessers des Diffusors ergibt sich im Herstellerkennfeld ein höherer Druckaufbau bei gleichzeitig einer Pumpgrenze mit höherem Massenstrom in den vergleichbaren unteren Drehzahlkennlinien.

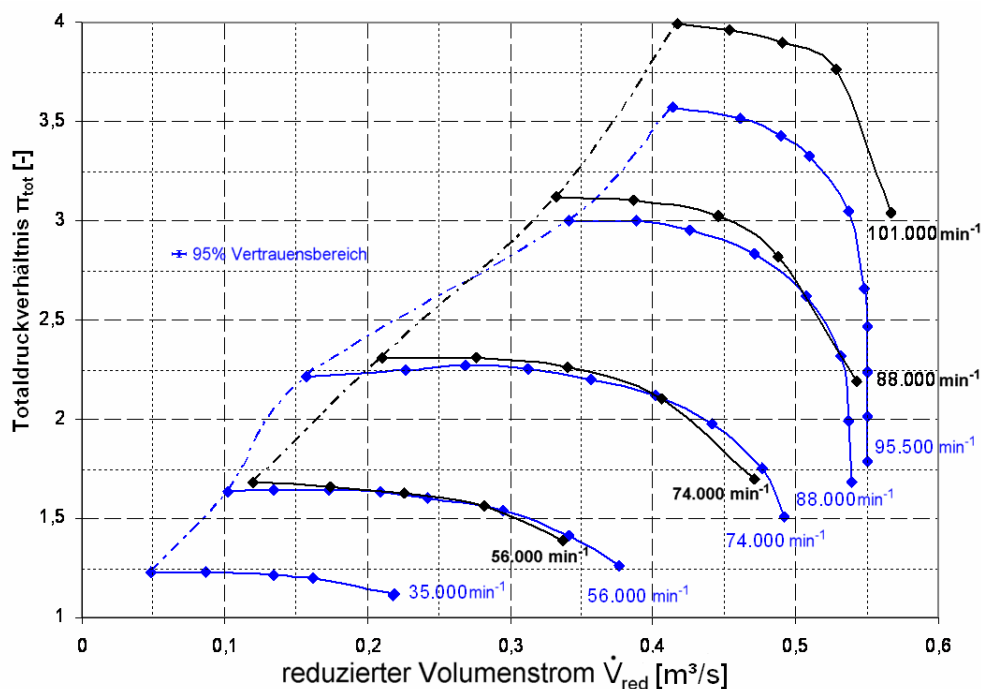


Abbildung 5-1: Vergleich stationär gemessenes Kennfeld (blau) und Herstellerkennfeld eines ähnlichen aber nicht baugleichen Laders (schwarz)

5.2 Kennfeldmessungen mit unterschiedlichen Einlaufkrümmern

Für die Untersuchungen der Auswirkungen von nicht geraden Ansaugstrecken wurden die unter Abschn. 4.2 beschriebenen Einlaufgeometrien aus Normrohrbögen mit der Einlaufstrecke von $8 D$ verschweißt. Bei allen drei Variationen wurde die Temperaturmessung, wie unter Abschn. 4.4 erläutert, beibehalten. Die Erfassung des statischen Eintrittsdrucks hingegen, wurde hinter den Krümmer direkt vor das Laufrad gesetzt. Anschließend wurde für jede Bauform das komplette Verdichterkennfeld vermessen. In Abbildung 5-2 ist der Verdichter mit einer abgeänderten Einlaufgeometrie zu sehen. Von links oben wird die Luft über eine Einlaufdüse angesaugt und über die Einlaufstrecke dem Krümmer zugeführt. Die Rohrschellen im Vordergrund fixieren die Einlaufstrecke bei Aufbauten ohne Krümmer.

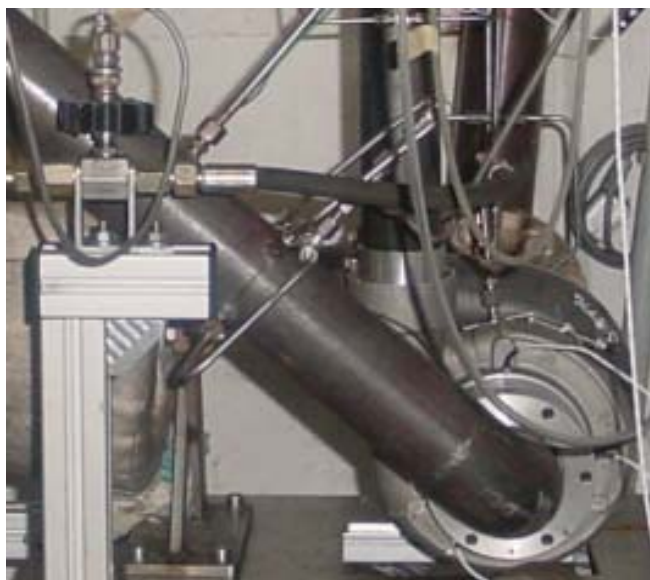


Abbildung 5-2: Verdichteraufbau am Prüfstand mit Einlaufgeometrie $R/D = 1$

Als Ergebnis lässt sich für die Bauform mit $R/D = 1,5$ ein geringer Effekt beim Vergleich des gemessenen mit dem Referenzkennfeld ausmachen. In Abbildung 5-3 mit Dreiecken dargestellt, sieht man nur bei hohen Drehzahlen etwas weniger Druckaufbau als bei geradem Einlauf (mit grünen Quadraten dargestellt). Dieser verminderte Arbeitsumsatz nach der Eulergleichung lässt auf einen Drall in Drehrichtung des Laufrades (Mitdrall) schließen.

Für die stärker gekrümmte Bauform mit $R/D = 1$ fällt dieser Effekt wesentlich deutlicher aus. Hier kommt es nicht nur schon an der Schluckgrenze zu vermindertem Druckaufbau, auch wird die Pumpgrenze zu geringeren Massenströmen hin verschoben (in Abbildung 5-3 mit blauen Kreisen dargestellt). Die verbesserte saugseitige Anströmung lässt sich ebenso, wie der verminderte Arbeitsumsatz, auf Mitdrall zurückführen, allerdings stärker als im vorangegangenen

Vergleich. Lediglich die höchstgemessene Drehzahl fällt hier etwas aus dem Rahmen, wofür bisher keine Erklärung gefunden wurde.

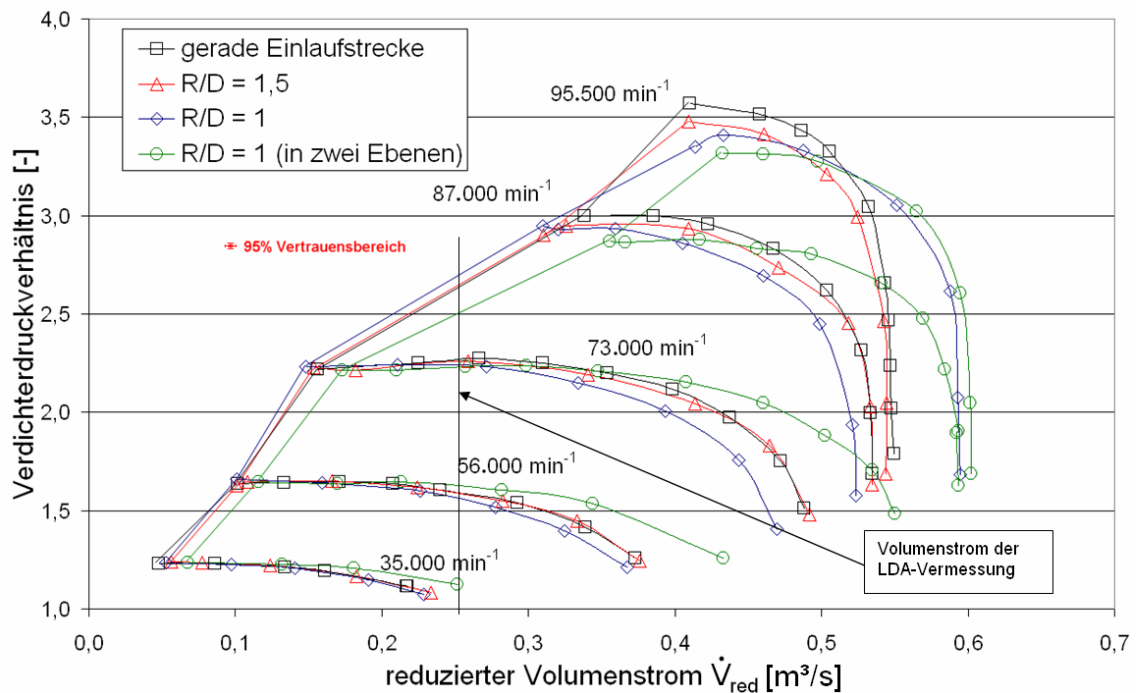


Abbildung 5-3: Kennfeldvergleich aller vier Einlaufvariationen mit Berechnungspunkt

Für den dritten Fall mit zwei Krümmern mit jeweils $R/D = 1$ in verschiedenen Ebenen zueinander sieht der Vergleich ganz anders aus. Hier kommt es eher zu einer Steigerung des Durchsatzes an der Schluckgrenze und einer Pumpgrenzverschiebung hin zu größeren Massenströmen. Beides lässt sich auf Gegendrall als Ursache zurückführen. Die beiden Krümmen sind in Durchströmungsrichtung gesehen erst nach oben und anschließend nach links orientiert. Bei Skalierungsversuchen für das Vorhaben: „Untersuchungen des Einflusses von Einlaufgeometrien auf das Betriebsverhalten von Turboladerradialverdichtern“ (M1502 /35/) ist aufgefallen, dass bei entgegengerichteter Orientierung auch der gegenteilige Effekt im Kennfeld auftritt. Die beiden Krümmen sind also in Durchströmungsrichtung gesehen erst nach oben und anschließend nach rechts orientiert. Hierbei wird der Volumenstrom verringert, die Pumpgrenze nach rechts verschoben und der Druckaufbau erhöht. Alles deutet also darauf hin (auch die Rechnung, siehe Abschn. 5.3), dass der Drall seine Orientierung ändert, also wieder Mitdrall vorliegt.

5.3 Untersuchung unterschiedlicher Einlaufgeometrien (Krümmer) mit Hilfe der numerischen Strömungssimulation (CFD)

Die experimentell untersuchten Einlaufgeometrien wurden parallel dazu auch mit der Strömungssimulationssoftware STAR-CD durchgerechnet. Die Berechnungsstrecke besteht aus dem schon erwähnten 560 mm (8D) langen Einlaufrohr, anschließend werden der oder die Krümmer eingesetzt und zum Abschluss kommt wieder ein Stück gerades Rohr von 85 mm Länge, bis an die Stelle, an welcher das Laufrad beginnen würde. Das Laufrad selber wird nicht modelliert. Auch Schwerkrafteinflüsse wurden vernachlässigt. Am Eintritt in das Einlaufrohr herrschte drallfreie Zuströmung mit einer axialen Eintrittsgeschwindigkeit von 62 m/s. Das ergibt einen Volumenstrom von $\dot{V} = 0,25 \text{ m}^3/\text{s}$, welcher in Abbildung 5-3 dargestellt ist. Da es sich um eine hochturbulente Strömung handelte, wurde als Turbulenzmodell das κ - ε -Modell für hohe Reynoldszahlen verwendet. Hierbei wird die Turbulenz durch die turbulente kinetische Energie κ und die Dissipationsrate ε beschrieben. Als Arbeitsmedium wurde Luft mit einer Dichte von $\rho = 1,204 \text{ kg/m}^3$ eingestellt. Als Laufzeitparameter wurden 1000 Iterationsschritte oder eine Rechengenauigkeit von 0,001 eingestellt. Die 100 Iterationsschritte wurden jedoch nie erreicht. Einer dieser beiden Parameter beendet die Rechnung. Dargestellt sind jeweils die Geschwindigkeitsfelder nach dem Durchströmen der Einlaufgeometrievariation in der Laufraudeintrittsebene. Die Strömung kommt aus dem Rohr und würde also auf das Laufrad treffen. Die Strömung kommt also aus der Blattebene heraus.

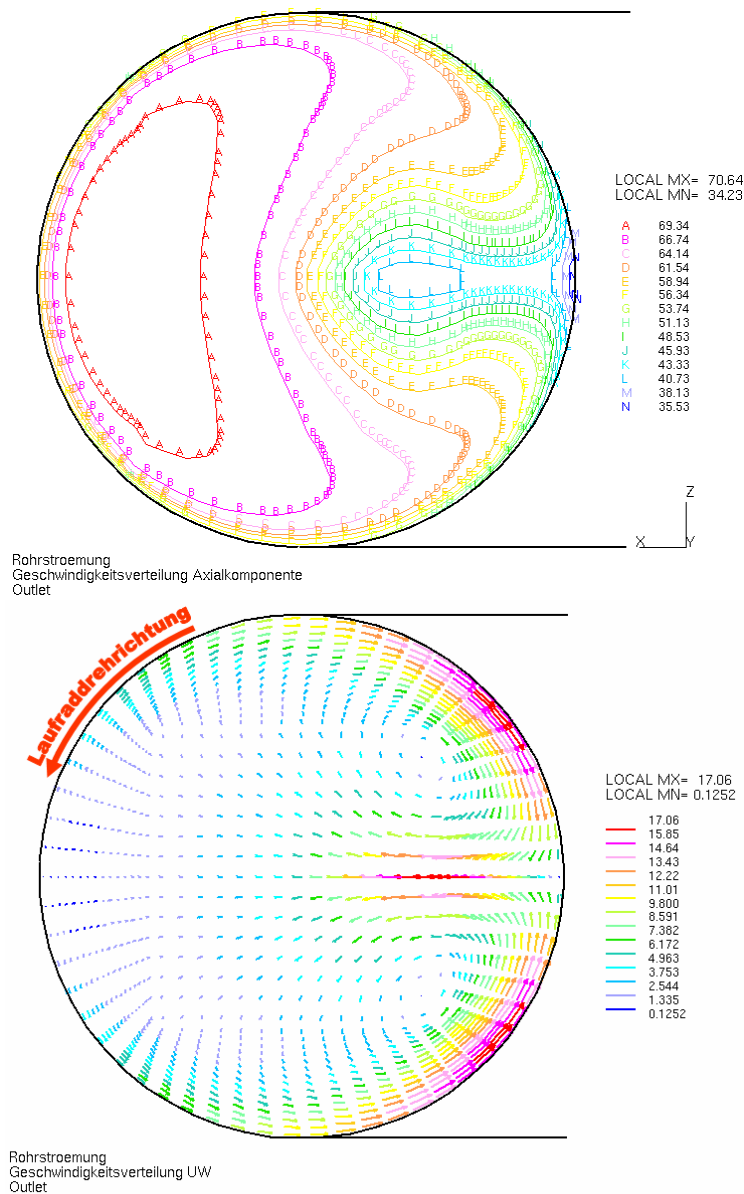


Abbildung 5-4: Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $R/D = 1,5$

Bei der Berechnung ergibt sich aufgrund der symmetrischen Eintritts- und Randbedingungen ein symmetrisches Bild der Geschwindigkeitsverteilungen für einen Krümmer. In Abbildung 5-4 ist die Axialkomponente oben und die Tangentialkomponente unten dargestellt. Hier ergeben sich ein stärkerer Drall und höhere Axialgeschwindigkeiten für den engeren Krümmer, wobei die Geschwindigkeitsmaximalwerte ähnliche Größen erreichen. Die Geschwindigkeiten liegen für die Axialkomponente im Bereich von 30 bis 75 m/s und für die Tangentialkomponente im Bereich von 0 bis 20 m/s.

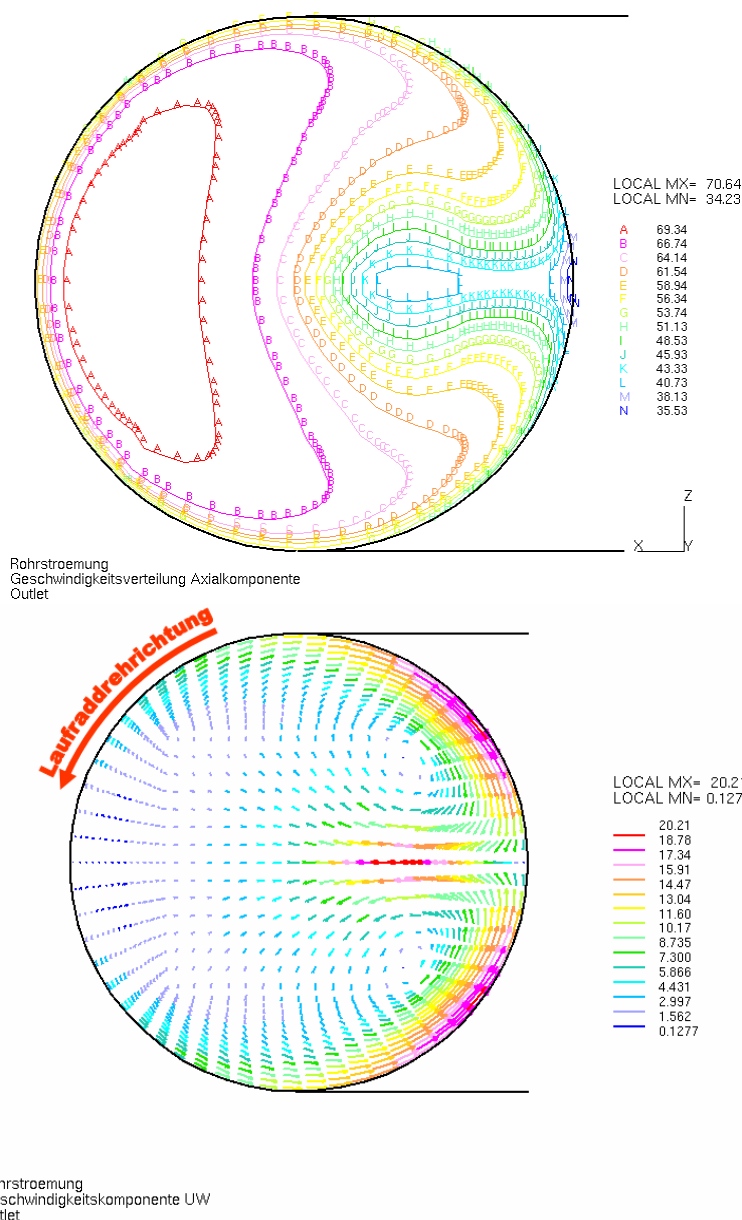


Abbildung 5-5: Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $R/D = 1$

Ganz anders sieht die Geschwindigkeitsverteilung im Fall von zwei Krümmern in verschiedenen Ebenen aus. Im Falle der Axialkomponente reicht das Spektrum der Werte ebenfalls von 35 bis 70 m/s. Der zweite Krümmer überwiegt auch im Einfluss auf die Verteilung, allerdings lässt sich auch noch der Einfluss des vorangegangenen Krümmers erkennen. In dem in Abbildung 5-5 dargestellten Fall kommt die Strömung von oben und wird nach links umgelenkt und anschließend im zweiten Krümmer nach vorn in Richtung des Betrachters. Bei der Tangentialkomponente ergibt sich ein völlig neues Bild: einer der beiden Wirbel, die nach einem Krümmer zu erwarten sind, wird derart verstärkt, dass sich ein großer Wirbel ausbildet und er den gesamten Querschnitt ausfüllt. In dem Fall aus Abbildung 5-6 entsteht ein Gegendrall vor dem Laufrad, wie schon nach den Kennfeldmessungen vermutet wurde. Die Geschwindigkeiten reichen von 0

bis 18 m/s. Wie man in Abbildung 5-6 erkennt, ist der Wirbel an Stellen mit wenig Axialgeschwindigkeit stärker. Wenn man in Abbildung 5-5 den Axialgeschwindigkeitsverlauf um 90° gegen den Uhrzeigersinn gedreht vorstellt, so erhält man die Axialgeschwindigkeitsverteilung nach dem ersten Krümmer. Sieht man sich jetzt die rechte Seite der Abbildung 5-6 an, so müsste sich also der obere Wirbel bei zwei hintereinander gesetzten Bögen verstärken, daher rotiert der Wirbel im Uhrzeigersinn. Wie man in Abbildung 5-6 sieht, ist genau das der Fall.

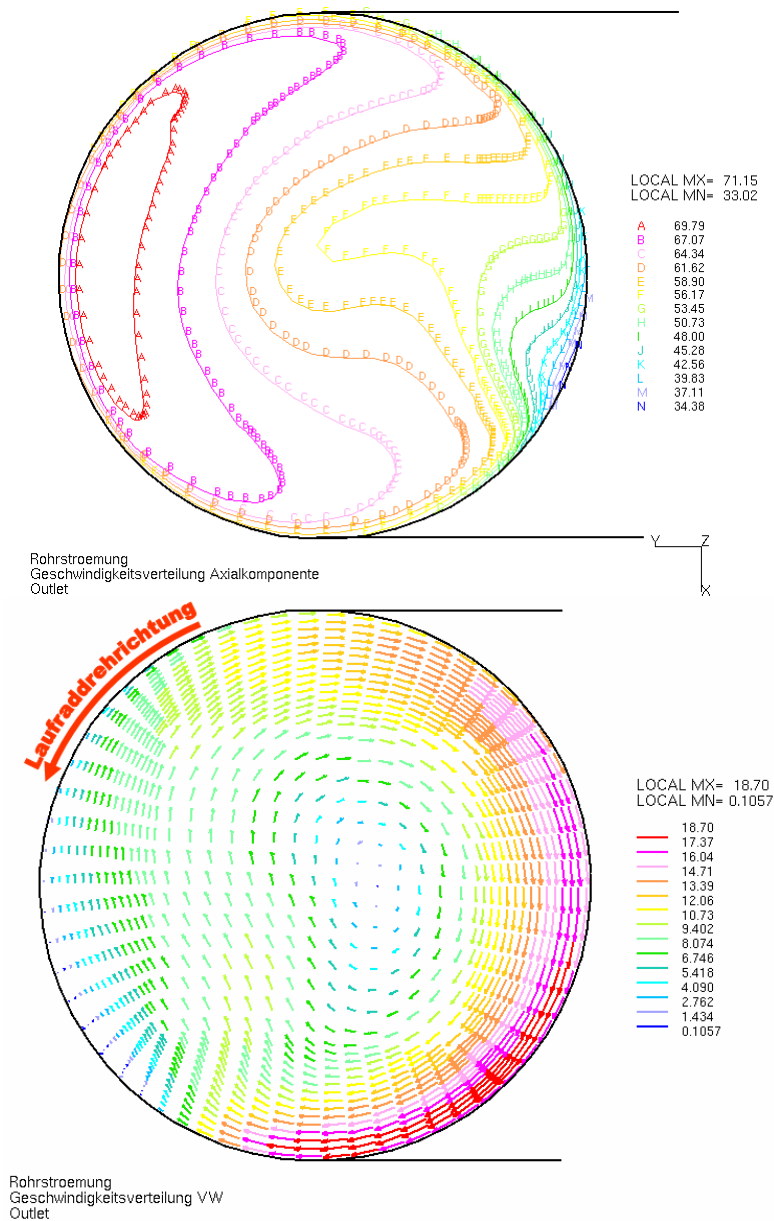


Abbildung 5-6: Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $2 \times R/D = 1$

Bei gegensätzlicher Orientierung, wenn also die Strömung von unten kommt und nach links und anschließend nach vorn umgelenkt wird, entsteht auch ein Wirbel in Drehrichtung des Laufrads. Dieser Fall wurde auch durchgerechnet und stellt sich entsprechend spiegelbildlich dar. Diese Erkenntnis ist besonders

für biturboaufgeladene V-Motoren wichtig, denn an einem solchen V-Motor werden je Bank identische Lader vorgesehen, die sich nur in der Anbindung unterscheiden. Das Laufzeug ist das gleiche und das Laufrad dreht somit in dieselbe Richtung. Bei spiegelbildlicher Ausführung der Saugrohre kann es dann dazu kommen, dass ein Lader wesentlich früher pumpt als der Lader der anderen Bank, weil sich hier ein Gegendrall und auf der gegenüberliegenden Seite ein Mitdrall einstellt.

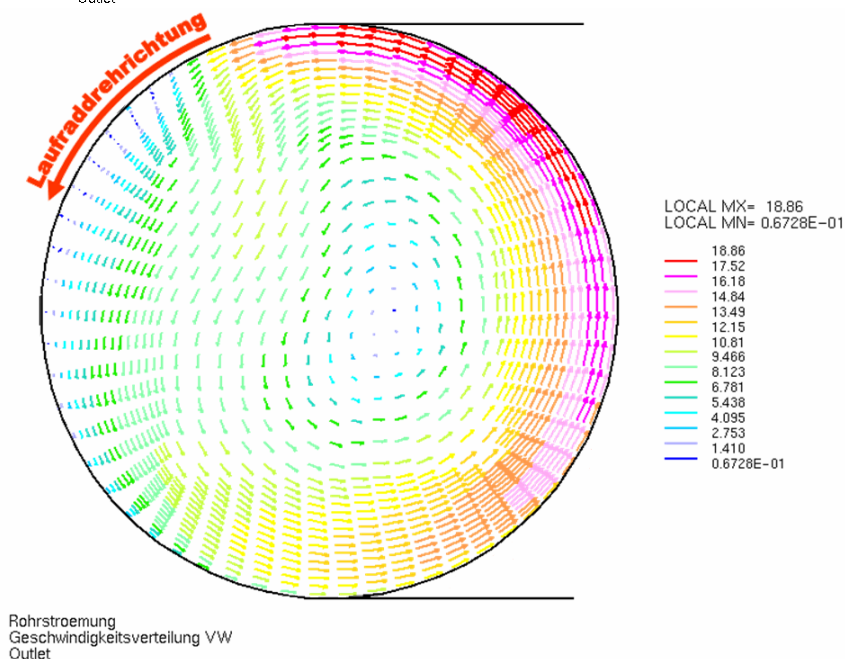
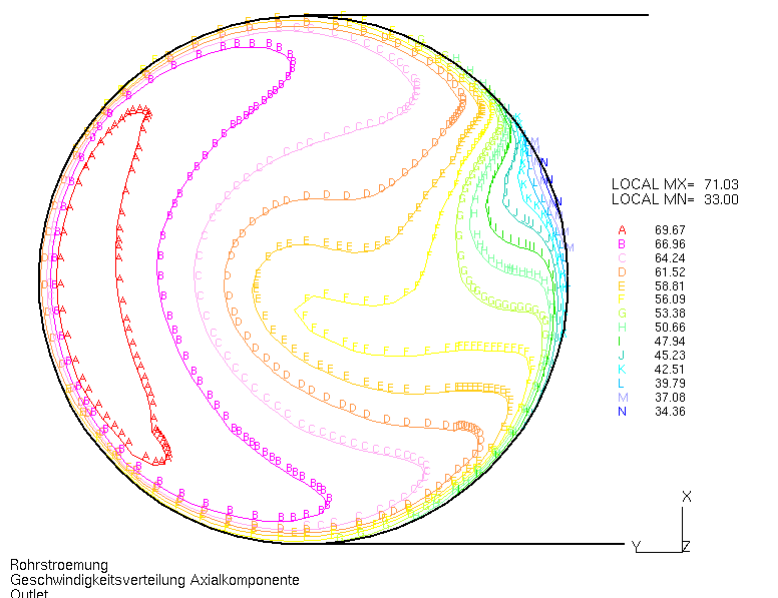


Abbildung 5-7: Axialkomponente am Laufradeintritt (oben) und Radial- und Tangentialkomponente der Strömung (unten) für $2 \times R/D = 1$, allerdings sind die Krümmen genau anders herum angeordnet

5.4 Experimentelle Untersuchung unterschiedlicher Einlaufgeometrien (Krümmer) mit Hilfe der Laserdoppler-Anemometrie (LDA)

Zusätzlich zu den Berechnungen des Dralls, der durch die Krümmer verursacht wird, wurden am TFD Messungen der Ausströmung aus den Rohrkrümmern bei stationärer Durchströmung mit Hilfe eines LDA durchgeführt. Sowohl die CFD-Rechnungen als auch die LDA-Messungen werden ohne die Einflüsse des rotierenden Laufrads ermittelt, d.h. die Rechnungen und Messungen wurden bei offenem Rohr durchgeführt. Daher sind die Ergebnisse nicht die realen Strömungen vor Laufrad sondern ein idealisierter Extremfall, der sich ohne Laufrad einstellen würde.

5.4.1 Messprinzip

Beim LDA wird ein monochromatischer kohärenter Laserstrahl durch einen Strahlteiler in zwei Teilstrahlen zerlegt. Durch eine Optik werden diese beiden Teilstrahlen im zu vermessenden Fluid zum Schnitt gebracht. Im Schnittpunkt bildet sich aufgrund der Nichtparallelität der beiden Strahlen ein Interferenzmuster. Gemessen werden die Reflektionen in Form von Streulicht, die Teilchen beim Durchfliegen des Interferenzmusters im Messvolumen auslösen, die dem Fluid zugegeben werden müssen. Das am Institut vorhandene LDA-Messsystem verfügt über zwei verschiedene Laserwellenlängen, so dass mit einer Faseroptik zwei Geschwindigkeitskomponenten gleichzeitig gemessen werden. Die fasergebundene Optik kann über einen Kreuzschlittentisch verfahren werden. Eine rotationssymmetrische Bewegung ist aber nicht möglich. Daher konnte nicht das Einlaufrohr des Verdichters festgestellt und die Optik verfahren werden. Stattdessen wird die zu vermessende Geometrie in ihrer Austrittebene eingespannt und im Winkel verdreht, während die Optik feststeht. Der Volumenstrom von 250 l/s ist mit einem einfachen Radialgebläse zu erreichen, in dessen Ansaugöffnung auch gleich die Messpartikel eingeleitet werden.

5.4.2 Ergebnisse

Die Messungen der Axial- und Tangentialkomponente werden mit dem LDA mit den mit STAR-CD berechneten Ergebnissen aus Abschn. 5.3 verglichen.

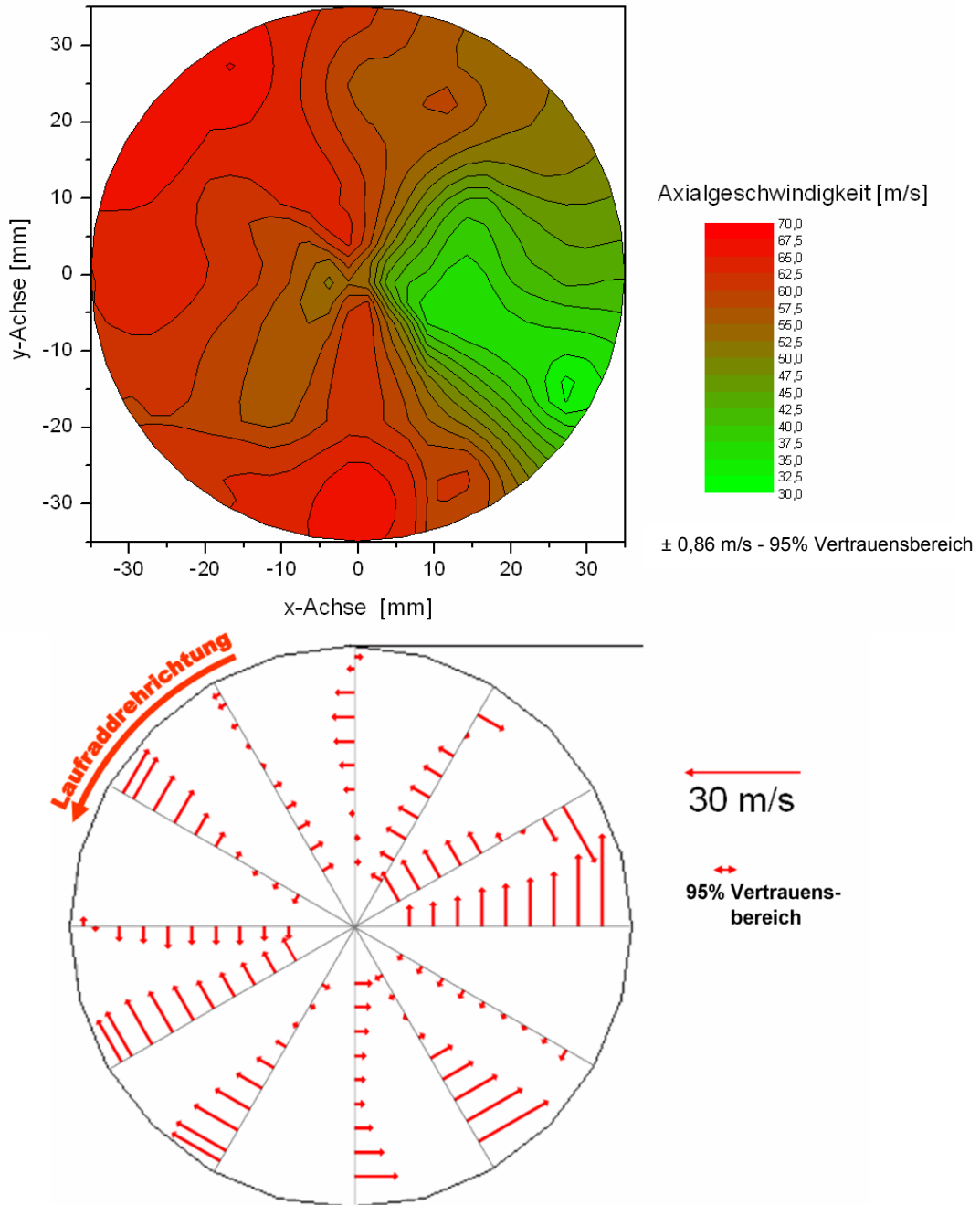


Abbildung 5-8: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für R/D = 1,5

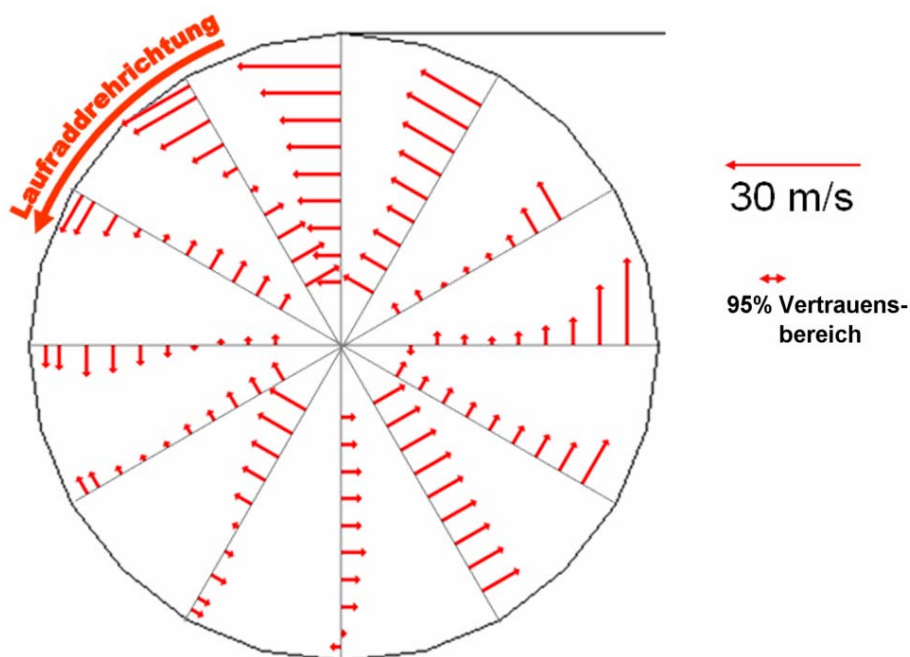
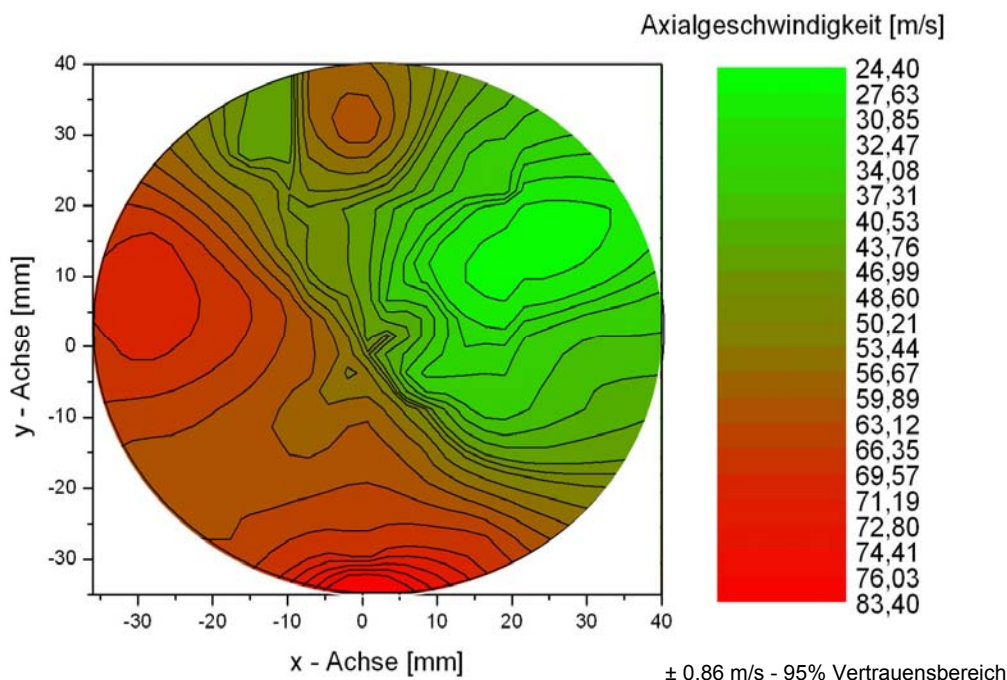


Abbildung 5-9: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für $R/D = 1$

Wie in Abbildung 5-8 und Abbildung 5-9 gut zu erkennen, eignet sich diese Messmethode für tendenzielle Aussagen. So ist die Spreizung der Axialgeschwindigkeiten bei $R/D = 1$ erwartungsgemäß mit 20 bis 85 m/s höher als bei der Variante mit $R/D = 1,5$ mit 30 bis 75 m/s. Bei der Tangentialgeschwindigkeit ist eine Aussage noch schwieriger zu treffen. So schön symmetrisch wie bei den idealisierten Rechnungen ist das Ergebnis hier nicht. Als Gründe sind die sicher nicht komplett dralfreie Anströmung und das Verdrehen des Rohres zu

nennen. Die Abströmung aus dem Radiallüfter ist sicher nicht ideal und die anschließende Verbindung zum Einlaufrohr mit einem Schlauch lässt zwar große Radien zu, kommt aber nicht völlig ohne Krümmungen aus.

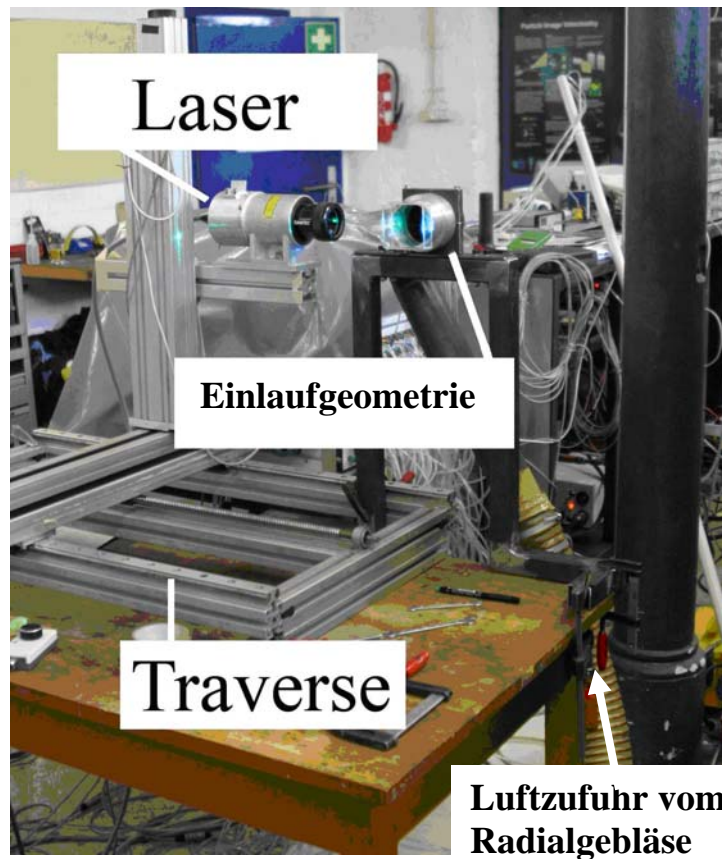


Abbildung 5-10: Versuchsaufbau während der LDA-Messung

An den Tangentialmessungen sieht man gut, dass das Einlaufrohr über den kompletten Durchmesser vermessen wird und anschließend um 30° im Winkel verdreht wird. Dadurch sind die Anströmbedingungen niemals zwischen den Messungen genau die gleichen. Auch ist dieser theoretische symmetrische Doppelwirbel in der Realität sehr instabil, so dass wahrscheinlich eine kleine Störung genügt, um den einen oder anderen Wirbel zu bevorzugen.

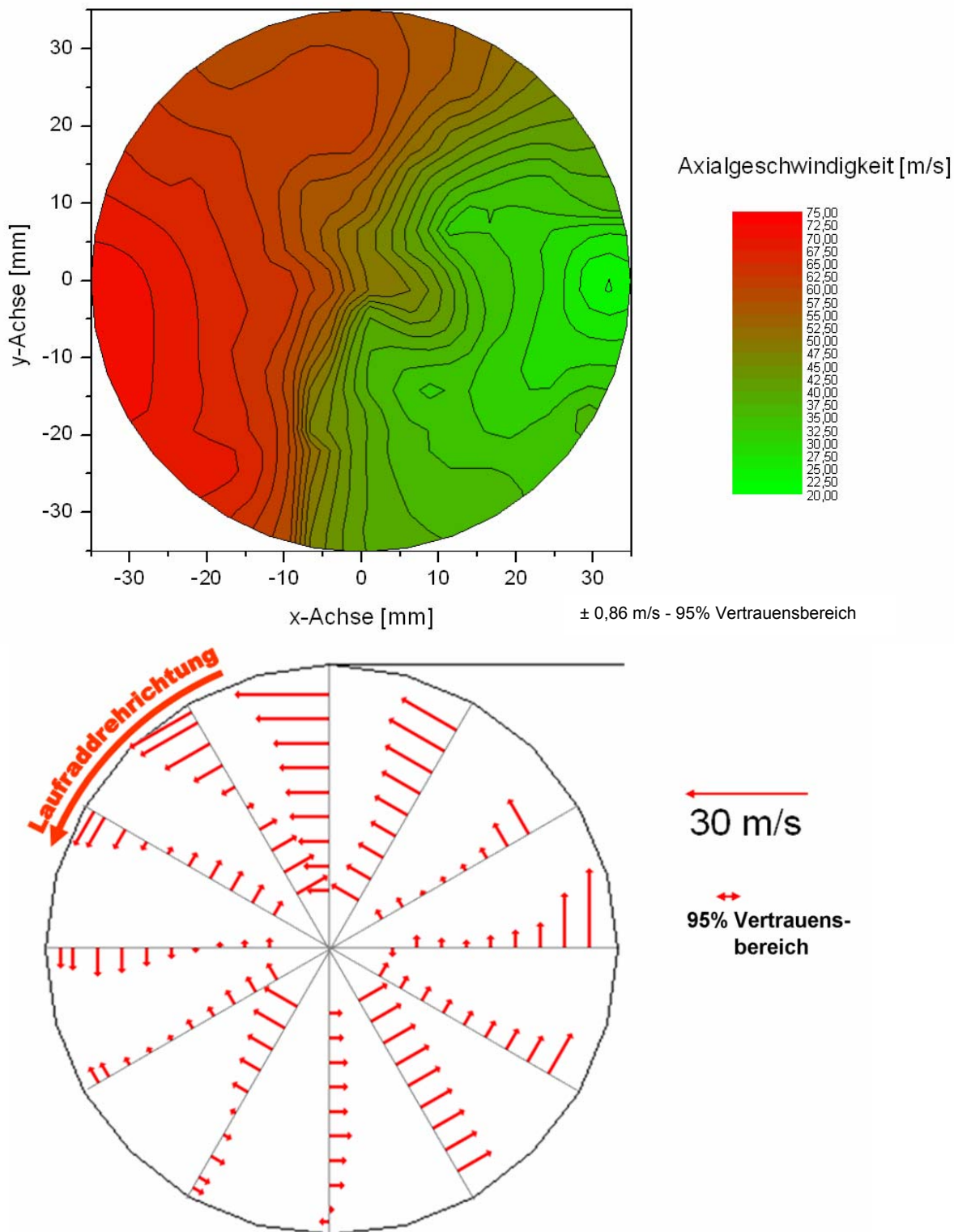


Abbildung 5-11: Axial- (oben) und Tangentialkomponente (unten) der Strömung für $2 \times R/D = 1$

Beim Vergleich der LDA-Vermessung des Einlaufrohres mit $R/D = 1$ in zwei verschiedenen Ebenen hintereinander, in Abbildung 5-11 zu sehen, mit der STAR-CD-Rechnung fällt die erstaunlich gute Übereinstimmung sowohl in der Qualität, als auch in Quantität auf. Der Wertebereich in der Axialkomponente

reicht von 20 bis 75 m/s. In der Tangentialkomponente stellen sich etwas höhere Werte ein als von STAR-CD vorhergesagt, sie reichen von 0 bis 30 m/s.

5.4.3 Auswirkungen des Dralls auf das Kennfeld

Es können somit sowohl die STAR-CD-Berechnungen, wie auch die LDA-Vermessungen für eine qualitative Bestätigung der Ergebnisse aus den Kennfeldmessungen (vergl. Abschn. 5.3) herangezogen werden. Für eine quantitative Aussage müssen sowohl die Rechenergebnisse, wie auch die Messergebnisse für jede Konfiguration gemittelt werden. Für eine quantitative Einschätzung können nur Betriebspunkte aus den gemessenen Kennfeldern aus Abbildung 5-3 herangezogen werden, die bei dem für die Berechnung als Vorgabe gewählten Volumenstrom von 0,25 m³/s vermessen sind. Genau zu diesem Volumenstrom sind aber keine Kennfeldpunkte vorhanden, so dass sie aus Kennlinien, die den gesuchten Massenstrom schneiden, interpoliert werden müssen. Die Kennlinien bei einer Drehzahl von 35.000 min⁻¹ sind ungeeignet, da nicht alle Konfigurationen den geforderten Massenstrom erreichen. Die Kennlinien der Drehzahl 56.000 min⁻¹ sind denen der Drehzahl 74.000 min⁻¹ vorzuziehen, da bei der geringeren Drehzahl ein größerer Abstand zur Pumpgrenze vorhanden ist und sich damit das Verdichterdruckverhältnis bei dem für die Berechnung benutzten Volumenstrom deutlicher voneinander unterscheidet als bei der höheren Drehzahl. Denn gerade das Druckverhältnis lässt sich bei idealen Gasen (Luft im Verdichter) leicht errechnen:

$$\Delta h_{\text{tot}} = c_p T_{1,\text{tot}} \left[\pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right] \quad (17)$$

$$\Delta h_{\text{tot}} = \eta_{\text{is}} (u_2 c_{u,2} - u_1 c_{u,1}) \quad (18)$$

Zu jedem Kennfeldpunkt kann nach Gl. (17) somit die totale Enthalpiedifferenz errechnet werden, welche wiederum nach der Euler-Gl. (18) gleich der Arbeit am Laufrad ist. Da genau beim gesuchten Volumenstrom kein Kennfeldpunkt existiert, wird die totale Enthalpiedifferenz durch lineare Interpolation bestimmt. In diesem Bereich der Kennlinie ändert sich das Druckverhältnis π nicht stark, so dass auch in der Enthalpiedifferenz der Kennfeldpunkte kein großer Unterschied besteht. Dadurch haben eventuelle Fehler durch die lineare Interpolation keine relevanten Auswirkungen. Für das stationäre Kennfeld mit geradem Einlauf befindet sich vor dem Verdichter ein langes gerades Einlaufrohr, so dass von einer drallfreien Zuströmung ausgegangen werden darf. Damit hat die Absolutgeschwindigkeit c am Eintritt keinen Umfangsanteil ($c_u = 0$ m/s). Dadurch ergibt sich der Arbeitsumsatz im Laufrad nach der Euler-Gl. (18) aus der Umfangsgeschwindigkeit u am Laufradaustritt und dem Umfangsanteil der Absolut-

geschwindigkeit c am Laufradaustritt. Die Umfangsgeschwindigkeit lässt sich anhand der Laufradgeometrie und der Drehzahl errechnen. Allerdings muss dabei die tatsächliche Drehzahl benutzt werden und nicht die reduzierte. Aufgrund der unterschiedlichen Ansaugtemperaturen ergeben sich für die einzelnen Kennfelder der Einlaufgeometrien unterschiedliche tatsächliche Drehzahlen. Um die Kennfelder vergleichen zu können, werden die Drehzahlen anhand der Machzahlähnlichkeit auf eine reduzierte umgerechnet, die dann für alle Einlaufgeometrien beim Vermessen gleich eingestellt wird. Somit lässt sich nun für den Fall mit geradem Einlauf nach der Euler-Gl. (18) der Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit bestimmen. Für alle Fälle mit Krümmern im Einlauf gilt die Annahme, dass keine drallfreie Zuströmung mehr vorliegt, so dass also der Umfangsanteil der Absolutgeschwindigkeit am Laufradeintritt die gesuchte Größe darstellt, die dann mit den gemittelten Größen der STAR-CD-Berechnung und der LDA-Vermessung verglichen wird. Die totale Enthalpiedifferenz wird wieder über eine lineare Interpolation der nächstgelegenen Kennfeldpunkte bestimmt. Die Umfangsgeschwindigkeiten an Laufradein- und -austritt werden genauso über die tatsächliche Drehzahl bestimmt. Als letzte Unbekannte verbleibt die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit am Laufradaustritt. Diese wird ebenfalls anhand der Machzahlähnlichkeit von dem Versuch mit geradem Einlauf für die Versuche mit gekrümmten Einlaufgeometrien abgeschätzt. Das Ergebnis ist in Tabelle 3 dargestellt.

Tabelle 3: Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit der unterschiedlichen Messungen

$[c_{u,1}] = \text{m/s}$	STAR-CD	LDA	Kennfeld
$R/D = 1,5$	0	2,37	0,66
$R/D = 1$	0	5,8	9,86
$R/D = 1 \times 2$	-7,41	-10,7	-10,08

Für die absolut symmetrischen Ergebnisse der STAR-CD-Berechnung bei nur einem verwendeten Krümmer hebt sich der Drall der beiden symmetrischen Strömungsfelder genau auf. Im Vergleich kann festgestellt werden, dass die Ergebnisse qualitativ zueinander passen.

5.5 Messungen mit verschiedenen druckseitigen Volumina

Wie der Literaturüberblick gezeigt hat, ist die Größe des verdichterdruckseitigen Volumens von großer Bedeutung auf die Lage der Pumpgrenze. Um den Einfluss des verdichterdruckseitig zwischen Verdichter und Drossel eingeschlossenen Volumens zu untersuchen, wurde dieses für stationäre und transiente Versuche variiert. Besonders interessant erschienen dabei die beiden Grenzfälle eines sehr großen und eines sehr kleinen Volumens.

Die verwendete Drosselklappe lässt sich in einem Flansch montieren, so dass sie in jedem Flansch gleichen Durchmessers im Prüfstand eingesetzt werden kann. Die Standardposition schließt ein Volumen zwischen Verdichter und Drosselklappe ein, welches dem normalen Motorprüfstands Aufbau des VKM entspricht. In diesem Falle waren das 78 l. Das verkleinerte Volumen betrug nur knapp über zwei Liter und bestand im Wesentlichen nur aus dem verdichterdruckseitig angebrachten Messrohr und einem Übergangsstück auf den größeren Durchmesser des Prüfstands. Für das vergrößerte Volumen wurde die Drosselklappe in den letztmöglichen Flansch gleichen Durchmessers eingesetzt, unmittelbar vor dem Abgaskamin. Das Volumen betrug in diesem Fall 145 l. Die in Gl. (10) definierten B_0 -Parameter betragen für das kleine Volumen $B_0 = 0,1946$ und für das große Volumen $B_0 = 3,313$.

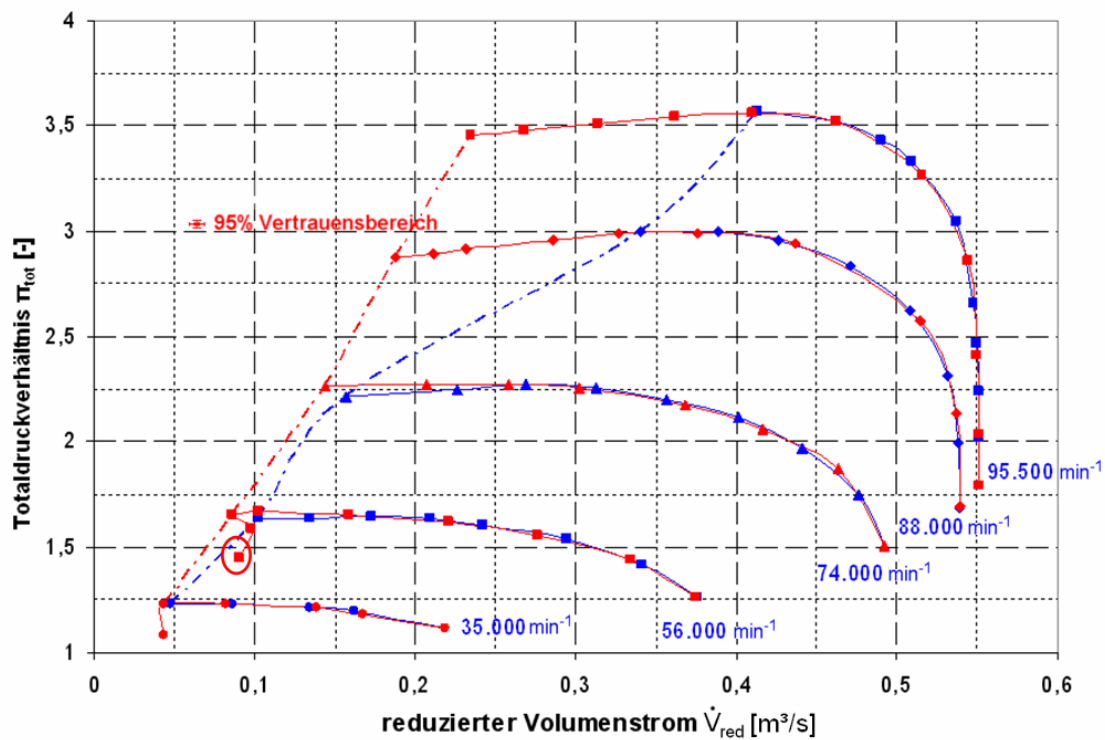


Abbildung 5-12: Vergleich der stationären Kennfelder des Verdichters mit kleinem ($V = 2$ l; rot) und motortypischem Volumen ($V = 78$ l; blau)

Bei stationärer Kennfeldmessung mit kleinem Volumen $V = 2 \text{ l}$ zeigt sich ein deutliche Pumpgrenzverbesserung hin zu kleineren Massenströmen im oberen Drehzahlbereich und eine kleine Verbesserung im unteren Drehzahlbereich (unter ca. 74.000 min^{-1}). Außerdem ist das erreichte Druckverhältnis etwas höher. Die Pumpgrenze machte sich akustisch kaum noch bemerkbar: es war beim Androsseln über die Pumpgrenze hinaus akustisch nicht mehr möglich die Pumpgrenze exakt festzustellen. Wie am markierten Betriebspunkt in Abbildung 5-12 zu sehen, sinkt beim Überschreiten der Pumpgrenze das Druckverhältnis, der Massenstrom erhöht sich aber wieder etwas. Nur bei den unteren beiden Kennlinien war ein Androsseln weit über die Pumpgrenze hinaus möglich, da es durch das Rückströmen der verdichteten Luft zu einer starken Temperaturerhöhung vor dem Laufrad kam. Damit es zu keinen Messtechnischschäden kommt, ist eine Temperaturgrenze von 170°C nicht zu überschreiten. Um festzustellen, ob sich bei den Punkten hinter der Pumpgrenze ein Stall oder Pumpen ausbildet, sind die Autoleistungsspektren der Signale der beiden unmittelbar vor dem Laufrad sitzenden Druckaufnehmer über der Phasenverschiebung zueinander aufgetragen (siehe Abschn. 3.1.2, 3.1.3 und Abbildung 5-13).

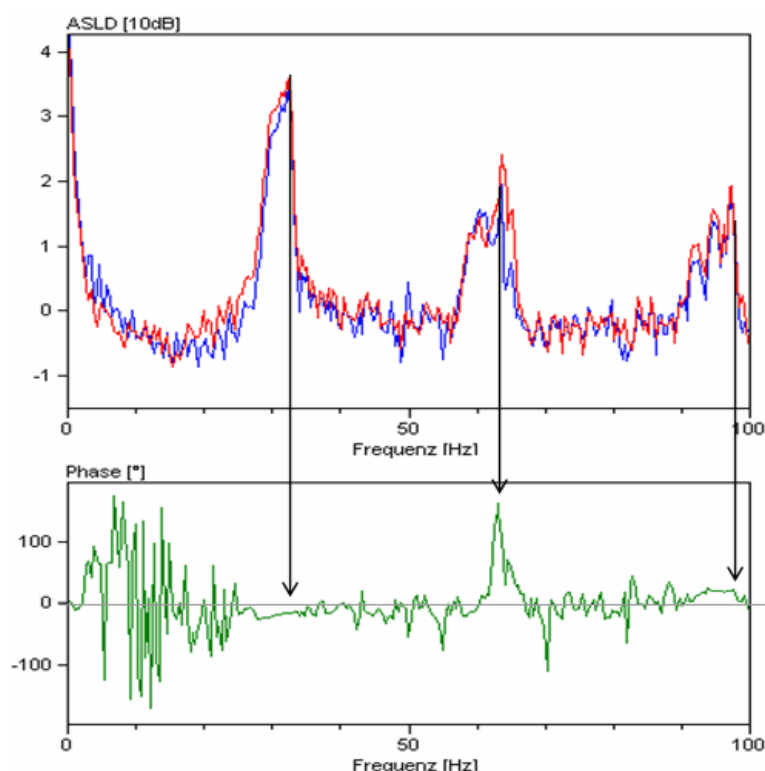


Abbildung 5-13: Autospektrale Leistungsdichte und Phasenverschiebung der beiden im Lauf-
radeintritt sitzenden Wechseldruckaufnehmer (vergl. Abbildung 3-9)

Bei der Pumpfrequenz und deren Vielfachen, an denen eine Amplitudenüberhöhung auftritt, handelt es sich in diesem Frequenzbereich entweder um eine Stallzelle oder einen Pumpstoß. Dies kann anhand der Phasenlage beurteilt

werden. Ein Pumpstoß ist ein Ereignis, welches den gesamten Verdichter im Umfang zeitgleich erreicht, im Gegensatz zu den Stallzellen, die umlaufen und daher eine Phasenlage haben müssen, die der geometrischen Einbaulage der Sensoren entsprechen oder Teiler davon sind. In Abbildung 5-13 ist gut zu sehen, dass die Phasenlage bei der ersten Eigenfrequenz 0° , bei der doppelten 180° und bei der dreifachen wieder 0° erreicht. Da die Einbaulage der Sensoren 120° zueinander war, gibt es keine Stallzellenkonfiguration, die diese Kombination hervorrufen kann. Ganz im Gegenteil, dieses Verhalten lässt auf chaotische zeitgleiche Stöße schließen. Es liegt also kein Stall, sondern Pumpen vor. Die Pumpfrequenz ist mit 32 Hz wesentlich höher als beim motortypischen Volumen (siehe Abschn. 5.1). Dadurch ist die Amplitude geringer und war aus dem allgemeinen Lärm während der Kennfeldaufnahme nicht herauszuhören.

Bei stationärer Kennfeldvermessung mit großem Volumen $V = 145 \text{ l}$ zeigte sich im Vergleich zum motortypischen Volumen $V = 78 \text{ l}$ kein Unterschied. Die Kennlinien sind im Rahmen der Reproduzierbarkeit identisch. Der einzig festzustellende Unterschied lag in der Pumpfrequenz. Diese lag nun bei noch ca. 3,5 Hz, wie in Abbildung 6-3 zu sehen sein wird.

Zum Turboladerverdichter des Nfz-Dieselmotors wurde am Turboladerprüfstand des TFD und des VKM und am Motorprüfstand des VKM unter jeweils stationären Betriebsbedingungen die jeweils zugehörige Pumpgrenze aufgenommen. Diese drei Versuchsanordnungen unterscheiden sich insbesondere bezüglich ihrer Rohrleitungsgeometrie ab Verdichteraustritt. Unter Verwendung von Gl. (10) lassen sich für diese unterschiedlichen Rohrleitungsgeometrien die in Tabelle 4 aufgeführten Werte für den Parameter B_0 errechnen.

Tabelle 4: B_0 -Parameter für unterschiedliche Prüfstands aufgebauten.

Turboladerprüfstand VKM	$B_0=1,85$
Motorprüfstand VKM	$B_0=1,96$
Turboladerprüfstand TFD	$B_0=2,40$

Nach Greitzer /12/ liegt die Pumpgrenze bei umso kleineren Massenströmen, je kleiner der Parameter B (s. Gl. (9)) ist. Nachfolgend wird geprüft, wie weit sich die Erkenntnisse Greitzers auf die Versuche am Turboladerprüfstand und am Motorprüfstand übertragen lassen. Unter der Annahme, dass der Drehzahleinfluss vernachlässigt werden darf und der Parameter B damit in den Parameter B_0 übergeht, müsste sich für den Fall mit kleinerem B_0 eine Pumpgrenze ergeben, die weiter links im Verdichterkennfeld liegt. Die Pumpgrenze in Abbildung 5-15 entsprechen immerhin dieser Hypothese. Daraus ließe sich dann auch folgern, dass kein Unterschied besteht, ob der Turbolader am Turbo-

laderprüfstand oder im stationären Motorbetrieb gefahren wird, sondern dass die dem Verdichter nachgeschaltete Rohrleitungsgeometrie entscheidend ist.

Eine gleichartige Aussage kann für den Turbolader des Pkw-Ottomotors getroffen werden (Abbildung 5-14). Die Situation am Motorprüfstand mit einem $B_0=1,42$ führt zu einer Pumpgrenze, die weiter links liegt, gegenüber der Pumpgrenze aus dem Betrieb am Turboladerprüfstand ($B_0=2,3$).

Liegt zu einer Prüfstandssituation und dem damit gegebenen Parameter B_0 die Pumpgrenze vor, lässt sich über den B_0 -Wert einer anderen Prüfstandsanordnung zumindest abschätzen, in welche Richtung sich die dafür geltende Pumpgrenze vermutlich verschiebt.

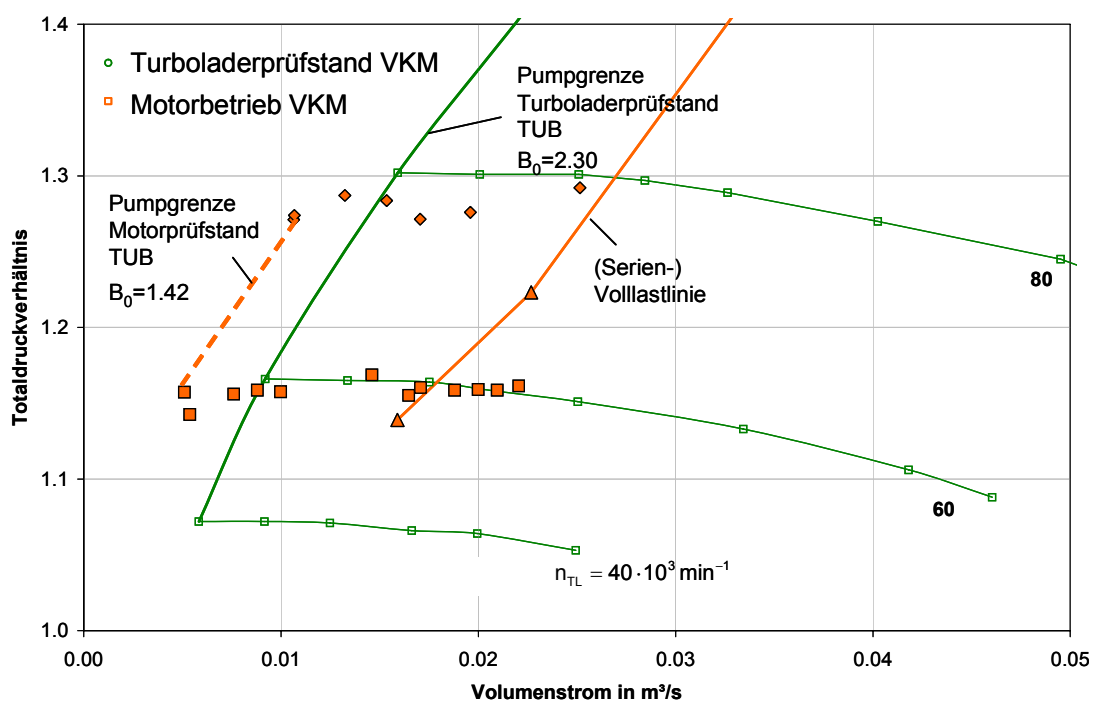


Abbildung 5-14: Motorbetriebspunkte im Kennfeld des Pkw-Ottomotor-Turboladerverdichters. Pumpgrenze am Motor- und am Turboladerprüfstand.

Der Turbolader des Nfz-Dieselmotors wurde in unterschiedlichen Rohrgeometrien betrieben und es wurde dabei jeweils die Pumpgrenze des Verdichters vermessen. Folgende Rohrleitungsvarianten wurden im 1. Schritt untersucht

Tabelle 5: Unterschiedliche Rohrleitungsgeometrien nach dem Verdichter des Nfz-Dieselmotorturboladers

		Leitungslänge nach Verdichter l_2 in m	Querschnittsfläche nach Verdichter A_{V2} in m^2	Volumen nach Querschnitts- sprung V_B in l
1.	Motor	1,27	0,0026	51
2.	TL-Prüfstand VKM	2,1	0,0026	76
3.	TL-Prüfstand TFD	1,27	0,0026	76

Die Pumpgrenzen der beiden ersten Varianten unterscheiden sich derart voneinander, dass sich die Pumpgrenze am Motor von hohen Massenströmen her kommend früher einstellt als am Turboladerprüfstand (VKM) (siehe Abbildung 5-15). Daraus könnte die Schlussfolgerung abgeleitet werden, dass sich allgemein im Motorbetrieb bzw. bei periodischer Gasentnahme nach dem Verdichter die Pumpgrenze immer bei höheren Massenströmen einstellt als bei stationärer Gasentnahme.

Die Rohrleitungsvariante 3 entstand beim Aufbau des Verdichters am Turboladerprüfstand (TFD), wobei, ebenso wie am Turboladerprüfstand (VKM), die Luft nach dem Verdichter stationär entnommen wurde. Falls vor allem der Grad der Instationarität des Verdichterbetriebs einen Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze haben sollte und weniger die Geometrien des Rohrleitungssystems nach Verdichter, so sollten die Lagen der Pumpgrenzen zu den Varianten 1 und 3 annähernd gleich sein. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-15 dargestellt und zeigt, dass sich eine noch weiter rechts im Kennfeld liegende Pumpgrenze ergab, was darauf schließen lässt, dass die periodische Gasentnahme nach dem Verdichter einen eher geringen Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze hat, wie Untersuchungen bei gleichem Aufbau aber unterschiedlicher Gasentnahme gezeigt haben (vergl. Abschn. 6.3). Vielmehr nimmt die Geometrie des Rohrleitungssystems entscheidenden Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze.

Zur Prüfung dieser These, wurde in einer weiteren Versuchsreihe am Turboladerprüfstand (TFD) die Pumpgrenze des Verdichters zum einen im selben Rohrleitungssystem bei unterschiedlichen Betriebsarten und zum anderen bei gleicher Betriebsart (Luft nach dem Verdichter stationär entnommen) und unterschiedlichen Volumina nach Verdichter bestimmt.

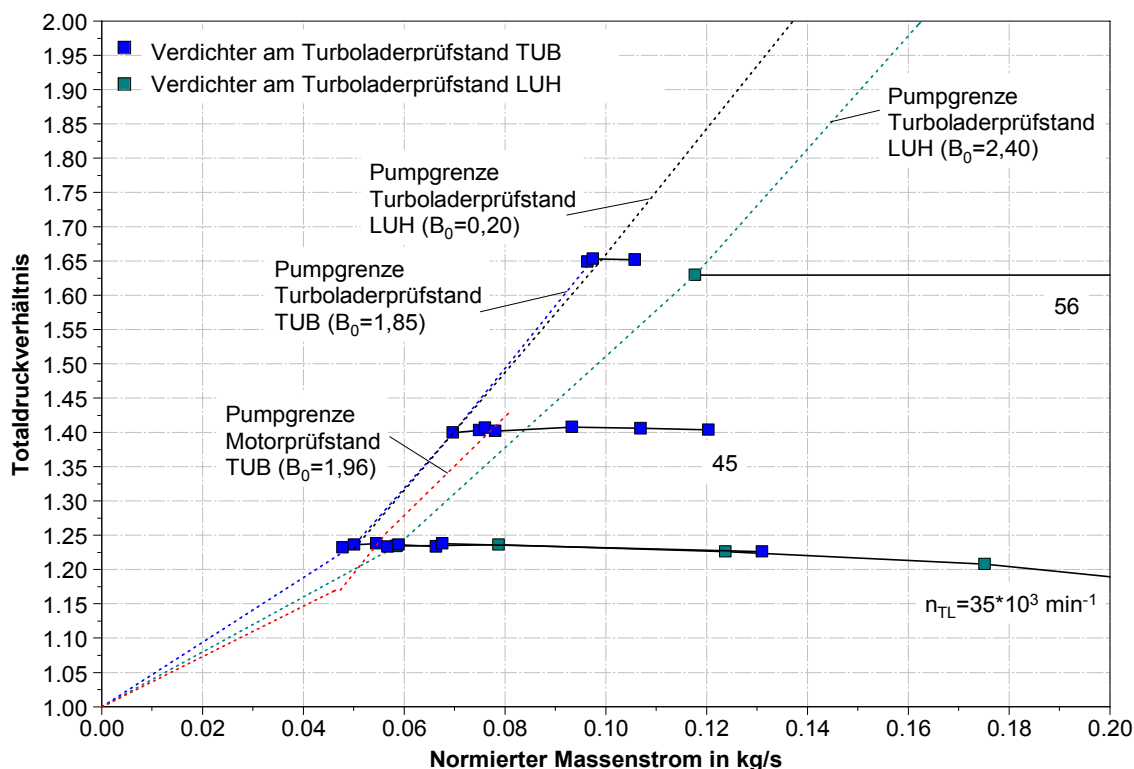


Abbildung 5-15: Pumpgrenzen des Nfz-Dieselmotorturboladers bei unterschiedlichen Rohrleitungssystemen und entsprechenden B_0 -Parametern.

Wie unter Abschn. 4.2 erläutert, wurde durch Variation der Rohrlänge zwischen Verdichter und Drossel das eingeschlossene Volumen variiert. Bei starker Verkleinerung des Volumens auf $V = 2 \text{ l}$ trat gegenüber dem motortypischen Volumen $V = 78 \text{ l}$ eine Verschiebung der Pumpgrenze hin zu kleinen Massenströmen auf. Ausgehend vom motortypischen Volumen $V = 78 \text{ l}$ wurde das Volumen auch bis auf $V = 145 \text{ l}$ vergrößert. Dabei zeigt sich keinerlei Veränderung der Pumpgrenze.

5.6 Einfluss der KSM

Um den Einfluss der kennfeldstabilisierenden Maßnahmen zu bewerten, wurde der Rezirkulationskanal im Verdichtereintritt, der bei allen anderen Versuchen versperrt war, wieder freigegeben. Durch Ersetzen des bearbeiteten Gehäuses durch ein unbearbeitetes und Ersetzen der Ansaugstrecke durch eine mit größerem Durchmesser wurde dies relativ einfach erreicht. Der Verdichter wurde also wie im Originalzustand vorgesehen aufgebaut. Bei den stationären Kennfeldvermessungen, wie in Abbildung 5-16 zu sehen, zeigte sich im unteren Drehzahlbereich eine leichte Verbesserung im Druckaufbau in der Nähe der Pumpgrenze. Im hohen Drehzahlbereich (ab ca. 74.000 min⁻¹) ist die Pumpgrenze deutlich zu kleineren Massenströmen verschoben. Das war durchaus laut dem Herstellerkennfeld für einen anderen Diffusor zu erwarten und ist mit dem freigegebenen Rezirkulationskanal zu erklären.

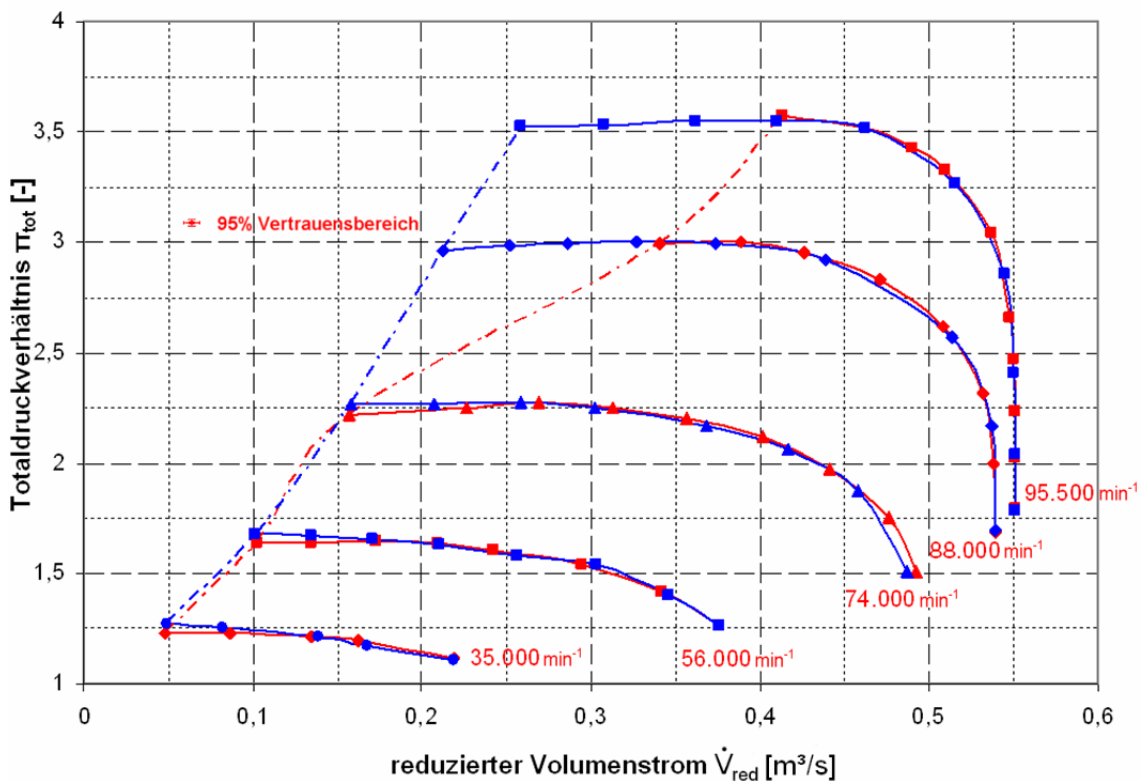


Abbildung 5-16: Vergleich der Kennfelder ohne (rot) und mit (blau) KSM

Da mit der KSM sich ähnliche Ergebnisse erreichen lassen wie mit dem verkleinerten Volumen, stellt sich die Frage, was bei Kombination von beiden passiert. Das Ergebnis ist in Abbildung 5-17 zu sehen. In Blau ist wieder das Kennfeld mit KSM und motortypischem Volumen $V = 78 \text{ l}$ dargestellt. In Rot ist das Kennfeld mit KSM und dem kleinen Volumen $V = 2 \text{ l}$ zu sehen. Die Kennfelder sind identisch, bis auf die Verschiebung der Pumpgrenze hin zu kleineren Volumenströmen bei kleinem Volumen. Beim Androsseln über die Pumpgrenze hinaus ergab sich das gleiche Verhalten, wie ohne KSM (siehe Abschn. 5.5). Ein weiteres Absenken des Volumenstroms nach dem Erreichen der Pumpgrenze lässt sich auch hier nicht erreichen. Der Druckaufbau geht zurück und der Volumenstrom nimmt wieder leicht zu.

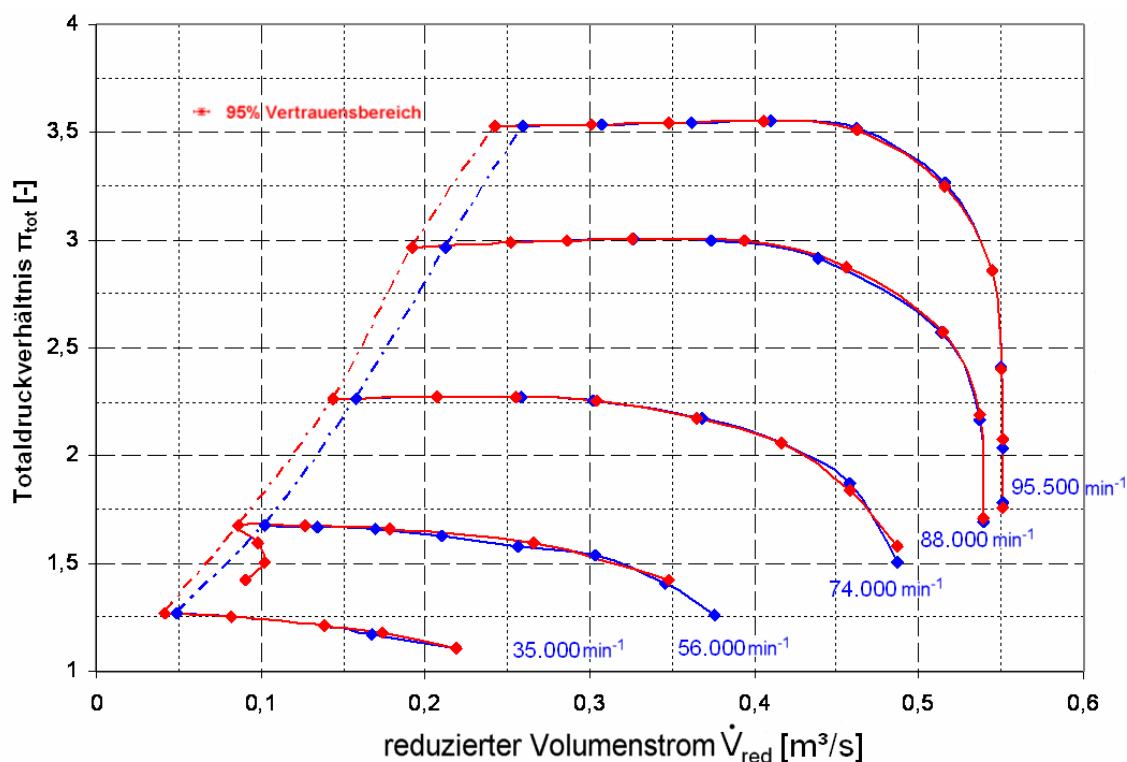


Abbildung 5-17: Vergleich der Kennfelder mit KSM bei motortypischen Volumen ($V = 78 \text{ l}$; blau) und kleinem Volumen ($V = 2 \text{ l}$; rot)

Kapitel 6

Instationäre Untersuchungen

6.1 Messungen mit verschiedenen Drosselrampen

Aus Sicht des Verdichters entspricht eine Drehzahlrückung am Motorprüfstand einer starken Androsselung im Volumenstrom am Turboladerprüfstand. Die am Motorenprüfstand erreichten Gradienten der Androsselung müssen am Turboladerprüfstand nachgebildet werden können. Wie schon im Abschn. 4.2 erwähnt, wurde dafür das Drosselorgan nach Verdichter von einem elektrisch angetriebenen Schieber auf eine schnelle Drosselklappe umgebaut. Der Schieber hätte aufgrund einer sehr kleinen Gewindesteigung und einer starken Untersetzung recht lange gebraucht, um den Gasweg hinter Verdichter zu verschließen.

Da sich beim Schließen der Klappe keine lineare Massenstromabnahme erwarten lässt, wurde beim unter Abschn. 5.1 vermessenen stationären Verdichterkennfeld die Position der Drosselklappe mit aufgezeichnet. Beim Auswerten des vermessenen Kennfeldes zeigte sich, dass abgegrenzte Bereiche sich durch Polynome abdecken lassen. Über mehrere Funktionen konnte somit die Drosselstellung für jeden beliebigen Kennfeldpunkt vorhergesagt werden.

Um die Zeitdauer von einem beliebigen Kennfeldpunkt zu einem anderen Kennfeldpunkt frei wählen zu können, war eine freie Wahl der Drehgeschwindigkeit der Drosselklappe notwendig. Durch die Stromversorgung des Antriebsmotors über einen Frequenzumrichter, war dies im benötigten Bereich möglich. Um die am Motorprüfstand des VKM ermittelten Drosselrampen und auch schnellere und langsamere Drosselrampen einstellen zu können, gibt es ein kleines Programm unter der Software HP Vee, mit dem aus einem frei wählbaren Startpunkt im Kennfeld verschiedene Rampen abgefahren werden konnten. Unter Eingabe des Startpunktes und der gewünschten Drosselrampe versorgt das Programm den Speicher des Frequenzumrichters über die RS 232-Schnittstelle des Rechners mehrmals pro Rampe mit der aktuell nötigen Feldfrequenz. Leider war eine Kopplung mit der Messdatenerfassung nicht möglich. Die Eingabe des Startpunktes hätte dann entfallen können, aber die Übergabe der Daten war dafür unverhältnismäßig aufwändig, und wird von der Prüfstandssoftware nicht oft genug abgefragt.

Für die instationären Versuche wurde der Startpunkt im Kennfeld stationär angefahren. Die instationären Signale wurden durch einen zweiten Rechner aufgezeichnet. Nach dem Start der Aufzeichnung konnte die Rampe ausgelöst werden, wobei immer kurz vor der stationär ermittelten Pumpgrenze gestartet wurde und nicht genau an der Pumpgrenze, um diese dynamisch zu erreichen.

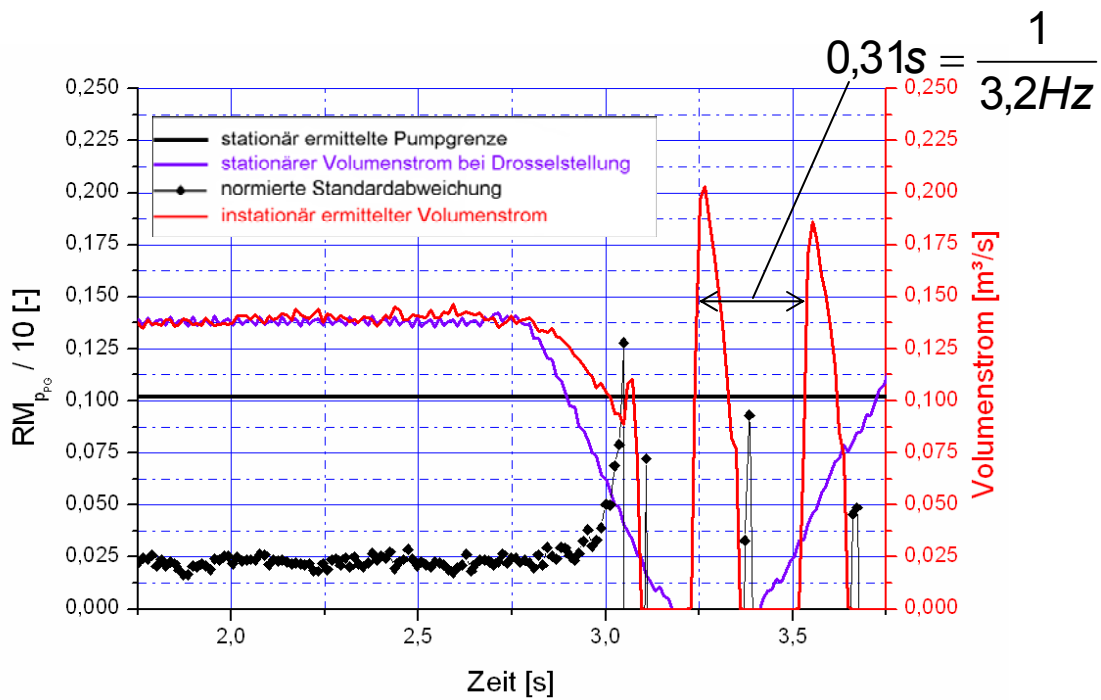


Abbildung 6-1: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$

In Abbildung 6-1 ist das Ergebnis eines solchen Rampenversuches mit motor-typischen druckseitigem Volumen von $V = 78 \text{ l}$ dargestellt. Hierbei wurde der interessierende Zeitbereich herausgeschnitten. Die Messzeit war wie oben beschrieben etwas länger, aber außerhalb des dargestellten Zeitfensters sind die Ergebnisse uninteressant.

Die schwarze waagerechte Linie stellt den Volumenstrom dar, bei dem der Verdichter im stationären Kennfeldbetrieb gerade noch nicht zu pumpen anfing. Die violette Linie stellt den Volumenstrom dar, der sich bei Beharrung in der jeweiligen Drosselposition eingestellt hätte. Jenseits der Pumpgrenze wurde dieser extrapoliert. Die dünne Linie mit schwarzen Punkten stellt die normierte Standardabweichung des Drucksignals unmittelbar vor dem Laufrad dar (siehe Gl. (6) und Abschn. 3.1.4). Als rote Linie ist der sich am Verdichtereintritt tatsächlich einstellende Volumenstrom dargestellt. Dieser wurde mit einer in Rohrwandnähe sitzenden Heißfilmsonde gemessen.

Es ist zu erkennen, dass der Verdichter der Drosselklappe bei motortypischem Volumen nicht ganz folgen kann, was auf das Volumen und die damit verbundene Rohrlänge zurückzuführen ist. Um den im Motorversuch maximalen Volumenstromgradienten von $d^2V/dt^2 = - 0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$ erreichen zu können, wurde die Drossel mit einem Gradienten von $d^2V/dt^2 = - 0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ bewegt. Man sieht ein Abnehmen des Volumenstroms und ein kurzes Verharren von ca. 0,1 s an der stationär ermittelten Pumpgrenze. Danach fällt der Verdichter ins Pumpen, bis die Drosselklappe wieder weit genug geöffnet ist, wobei es nicht reicht, die Drosselklappe bis zur Position des Volumenstroms der stationär ermittelten Pumpgrenze zu öffnen, sondern die Klappe muss ähnlich den VKM-

Ergebnissen weiter geöffnet werden, um in den stabilen Verdichterbetrieb zurückzukehren.

Man sieht auch sehr deutlich die Pumpfrequenz von ca. 3,2 Hz. Beim Betrachten des Betrags der Standardabweichung dividiert durch den Mittelwert eines instationären Druckaufnehmers, der direkt vor dem Verdichterlaufrad wandbündig eingesetzt ist, fällt auf, dass bei Annäherung an die Pumpgrenze dieser Wert steigt und bei Überschreiten der stationären Pumpgrenze meist negativ ist und gleichzeitig sehr stark schwankt. Der sich einstellende Unterdruck im Einlauf des Verdichters wird bei der instationären Druckaufzeichnung als positiver Druckwert erfasst. Bei Annäherung an die Pumpgrenze kommt es zu kleineren Störungen des Strömungsfeldes im Verdichtereinlauf. Diese kurzzeitigen Überdrücke erscheinen dann in der Auswertung der instationären Drucksignale als negative Werte.

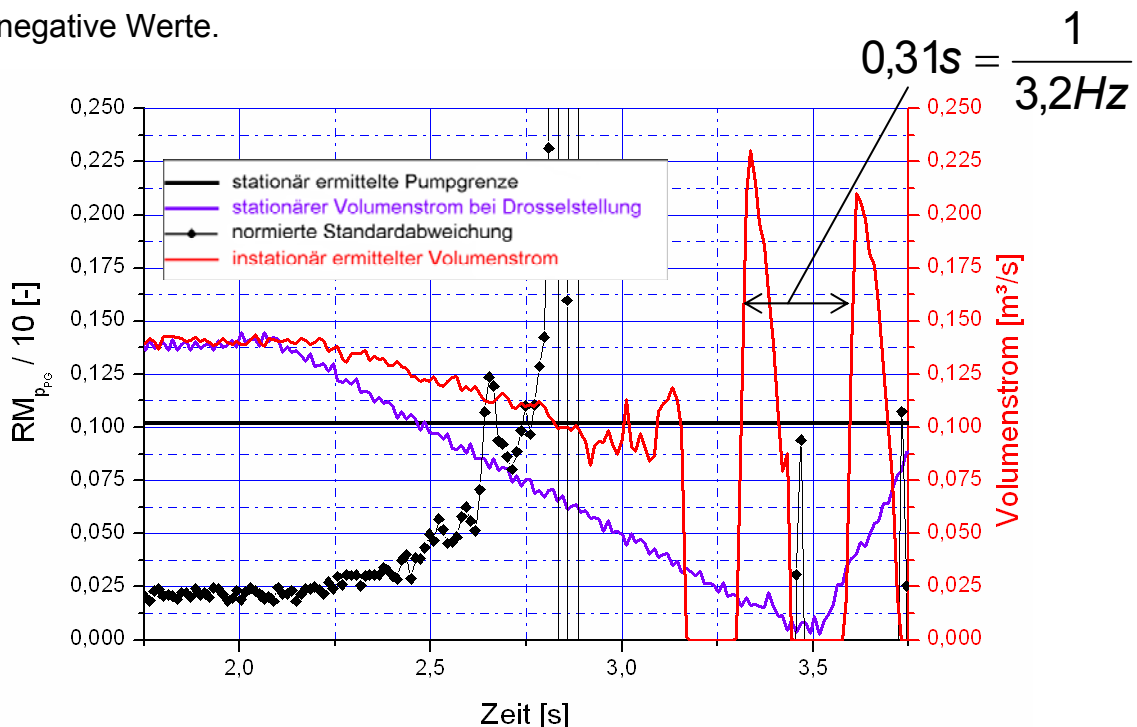


Abbildung 6-2: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$

Bei Variation der Drosselrampe, wie in Abbildung 6-2 beispielsweise mit Gradient der Drossel $- 0,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$, zeigte sich ein ähnliches Bild. Auch hier folgt der Verdichter der Drosselrampe nur mit etwa dem halben Gradienten. Die Pumpfrequenz blieb davon erwartungsgemäß unverändert. Entgegen allen Erwartungen ließ sich der Volumenstrom durch den Verdichter nicht wesentlich weiter absenken, als beim Erreichen der stationären Pumpgrenze nötig war. Auch die Beobachtung, dass die Zeitdauer vom Erreichen der stationären Pumpgrenze bis zum tatsächlichen Pumpen mit kleineren Gradienten zunahm, entsprach nicht den Erwartungen, die aus Motorversuchen herrührten. Es wurden auch Rampen vermessen, die größer waren, als die maximal im Motorversuch ermittelten. Auch hier verhielt sich der Verdichter weiterhin ähnlich, allerdings konnte

eine noch größere Diskrepanz zwischen Drosselrampenvorgabe und der tatsächlich erreichten Androsselung festgestellt werden.

Aus Beobachtungen in vorangegangenen Motoruntersuchungen wurde bei stärkerer Dynamik eine größere, oder zumindest eine längere, Überschreitung der Pumpgrenze erwartet. Hier zeigte sich aber eher eine Abnahme der Überschreitungszeitdauer der stationär ermittelten Pumpgrenze bei stärkerer Dynamik (also größerer Gradienten). Vermutlich bewirkt das schnelle Schließen der Drosselklappe einen Druckstoß in Richtung des Verdichters, der diesen in seinem schon leicht instabilen Betriebsbereich so sehr stört, dass dieser zu pumpen beginnt. Im Gegensatz zum Motoraufbau verlaufen die Rohrleitungen am Turboladerprüfstand sehr lange gerade mit möglichst wenigen Krümmungen. Beim Motoraufbau sind aus Platzgründen einige Krümmungen mehr vorhanden und zwischen Verdichter und dem Motor als Drossel befindet sich ein Ladeluftkühler. Eine Überprüfung der Theorie über einen solchen Druckstoß ist während der hier beschriebenen Versuche nicht mehr erfolgt. Aus der abschätzen Laufzeit im Bereich von ca. 20 ms aufgrund der Rohrlänge und herrschenden Schallgeschwindigkeit, läge diese Zeit im Bereich des möglichen.

6.2 Versuche mit Drosselrampen bei unterschiedlichen druckseitigen Volumina

Bei Rampenversuchen mit sehr großem druckseitigen Volumen von $V = 145 \text{ l}$ lässt sich trotz der maximalen Rampe an der Drossel von $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ am Verdichter erwartungsgemäß keine so große Rampe wie mit motortypischem Volumen $V = 78 \text{ l}$ erreichen. Sie beträgt $d^2V/dt^2 = -0,15 \text{ m}^3/\text{s}^2$. Die Zeit vom Erreichen der Pumpgrenze bis zum Beginn des Pumpens ist etwas kürzer als im Fall mit motortypischem Volumen $V = 78 \text{ l}$, sie beträgt ca. $0,09 \text{ s}$. Daher wurden die Rampenvorgaben variiert für alle unterschiedlichen druckseitigen Volumina (siehe Abschn. 7.4). Die Amplitude der Druckschwankungen während des Pumpzyklus ist deutlich größer als bei motortypischem Volumen, die Pumpfrequenz jedoch bleibt gleich groß.

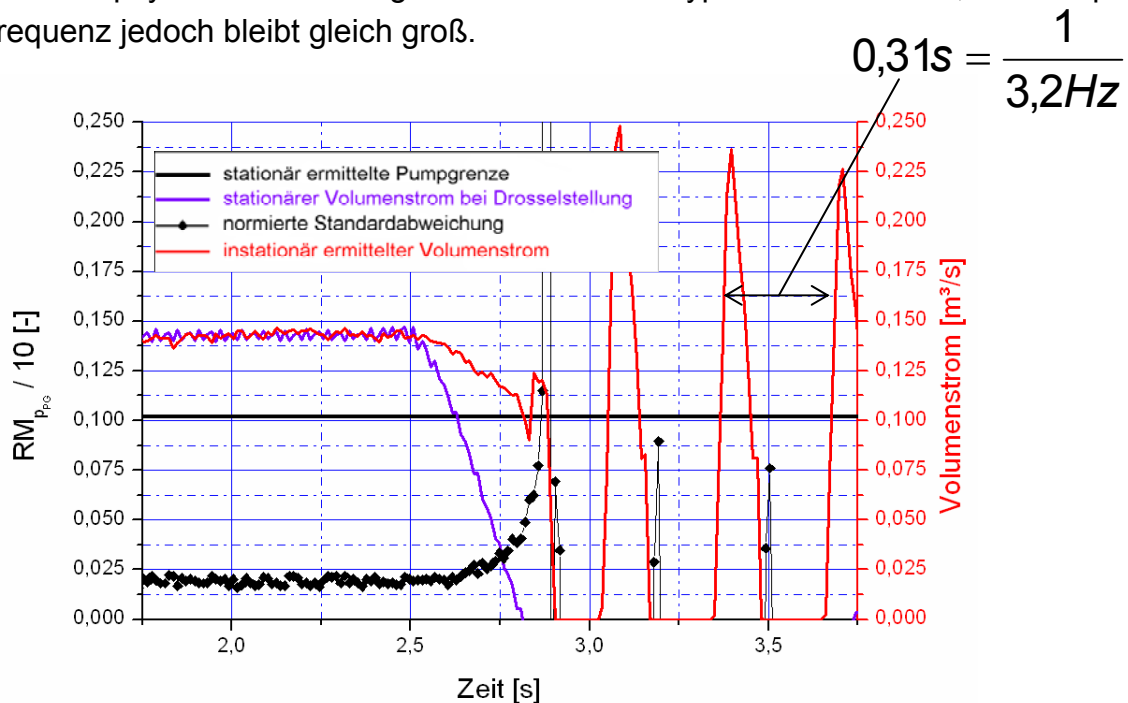


Abbildung 6-3: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit großem Volumen $V = 145 \text{ l}$

Beim Rampenversuch mit kleinem Volumen von $V = 2 \text{ l}$ folgt der Verdichter der vorgegebenen Rampe durch die Drossel nahezu exakt mit $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$. Eine Verweilzeit beim Erreichen der stationär ermittelten Pumpgrenze ist nicht zu erkennen. Der genaue Beginn starker Volumenstromschwankungen findet sogar $0,1 \text{ s}$ vor dem Erreichen des stationär ermittelten Massenstroms statt. Allerdings lässt sich der Verdichter an diesem Punkt noch stationär ohne Einbruch des Verdichterdruckverhältnisses betreiben. Außerdem ist in Abbildung 6-4 die Pumpfrequenz von ca. 29Hz gut zu erkennen. Beim Öffnen der Drosselklappe folgt der Verdichter nicht sofort, sondern erst nach einer kurzen der Stabilisierung mit einer Verzögerung bei der Zunahme des Volumenstroms.

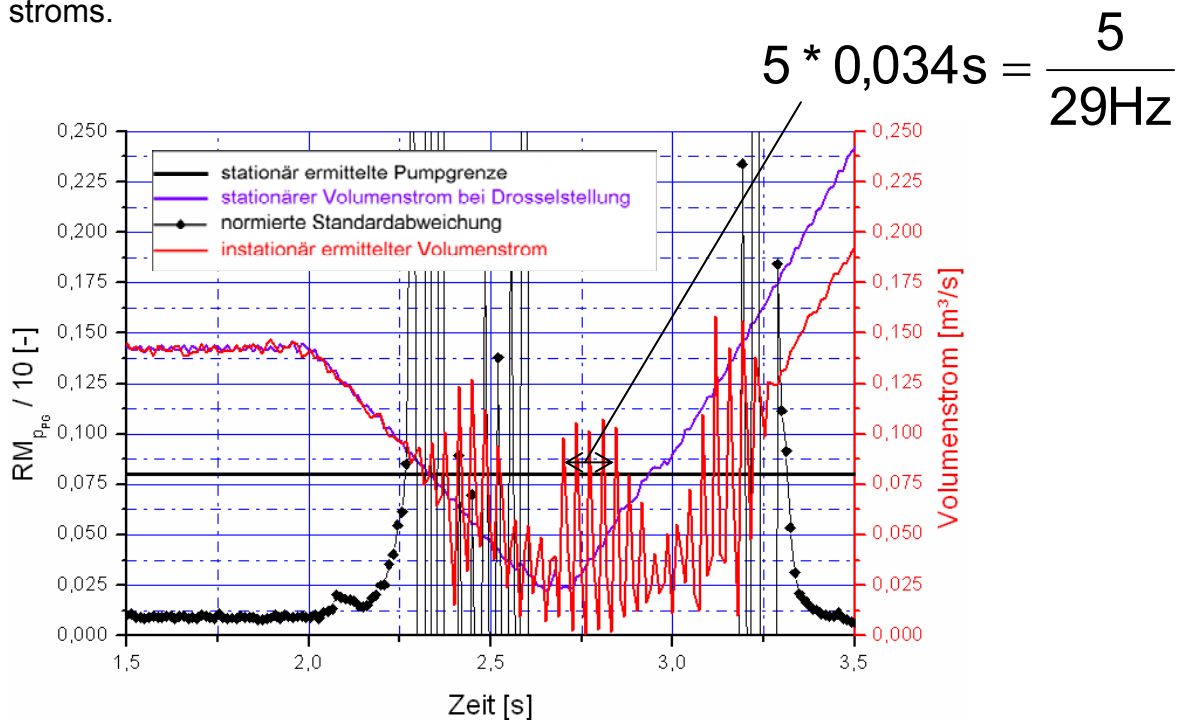


Abbildung 6-4: Rampenversuch mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit kleinem Volumen $V = 2 \text{ l}$

6.3 Messungen mit periodischer Druckstörung

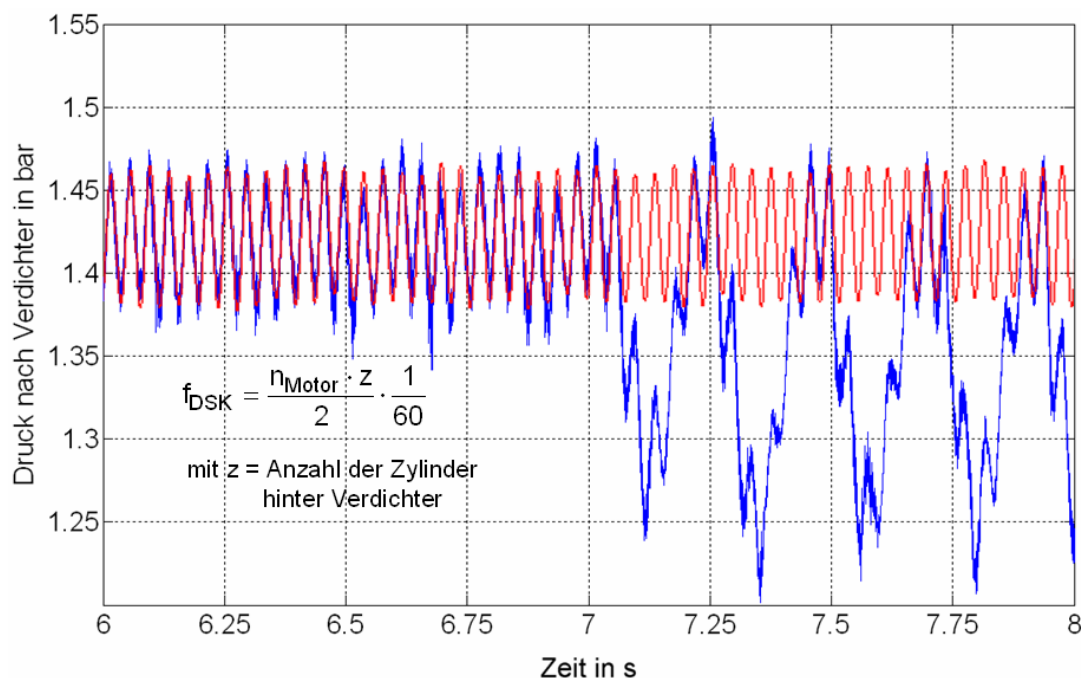


Abbildung 6-5: Vergleich des instationären Drucksignals nach Verdichter im Motorversuch am VKM (blau) und am Turboladerprüfstand des TFD (rot)

Um die periodische Gasentnahme des Ladungswechsels eines Verbrennungsmotors simulieren zu können, wurde nach dem Verdichter, unmittelbar vor der Drosselstelle, eine weitere Drosselklappe eingesetzt (vergl. Abschn. 4.2). In einem Vorversuch wurde die Vergleichbarkeit der Auswirkungen auf den Verdichter geprüft. Wie in Abbildung 6-5 gut zu sehen ist, ist die Amplitude der Druckstörung sehr gut nachgebildet. In den ersten zwei Sekunden der Messung liegen das blaue Signal vom Motorversuch am VKM und das rote Signal vom Prüfstandsversuch am TFD fast aufeinander. Die Einstellung der Frequenz ist auf 1/10 Hz genau möglich. Nach zwei Sekunden beginnt der Verdichter bei einem stationären Betriebspunkt sehr nahe der Pumpgrenze im Motorversuch zufällig zu pumpen. Das ließ sich nicht verhindern oder vorhersagen. Beim gleichen Betriebspunkt am Prüfstand des TFD blieb der Lader stabil. Die Signale zeigen aber weiterhin Übereinstimmung in Frequenz und Amplitude der Oberschwingung (bei dem Drucksignal am VKM ist allerdings die Pumpschwingung überlagert). Mit diesem Vorversuch wurde gezeigt, dass die schnellrotierende Drosselklappe ähnliche Auswirkungen auf das Drucksignal nach Verdichter hat wie die Einlassventile am Motor.

Aus stationären Untersuchungen am Motorprüfstand zeigt sich eine Differenz im Verdichterkennfeld zwischen am Motorprüfstand und am Turboladerprüfstand gemessenen Betriebspunkten. Kennlinien gleicher Turboladerdrehzahl liegen hier gut übereinander, aber kurz vor der Pumpgrenze gab es meist Ab-

weichungen im Druckaufbau. Dass die Pumpgrenzen nicht exakt deckungsgleich im Kennfeld liegen, wurde schon im Abschn. 5.5 mit unterschiedlichen B_0 -Parametern erklärt. Dieses Verhalten fiel beim Pkw-Otto-Motor beim Vergleich des am Motorprüfstand des VKM mit dem am Turboladerprüfstand des VKM gemessenen Verdichterkennfeldes auf. Ein ähnliches Bild ergab sich beim Vergleich des am Motorprüfstand des VKM mit dem des am Turboladerprüfstand des TFD ermittelten Verdichterkennfeldes des S400.

Daraus ergibt sich die Frage, ob im Quasistationärbetrieb die Lage der Betriebspunkte und der Pumpbeginn sich mit einer periodischen Druckstörung ändern. Wie in Abbildung 6-6 zu erkennen, wurden Punkte (blau) im Kennfeld (rot) nahe der Pumpgrenze angefahren und mit stehender und mit verschiedener Drehzahl drehender Klappe vermessen. Dabei konnten keine Veränderungen der Lage im Kennfeld oder im Pumpbeginn innerhalb der Messgenauigkeit festgestellt werden.

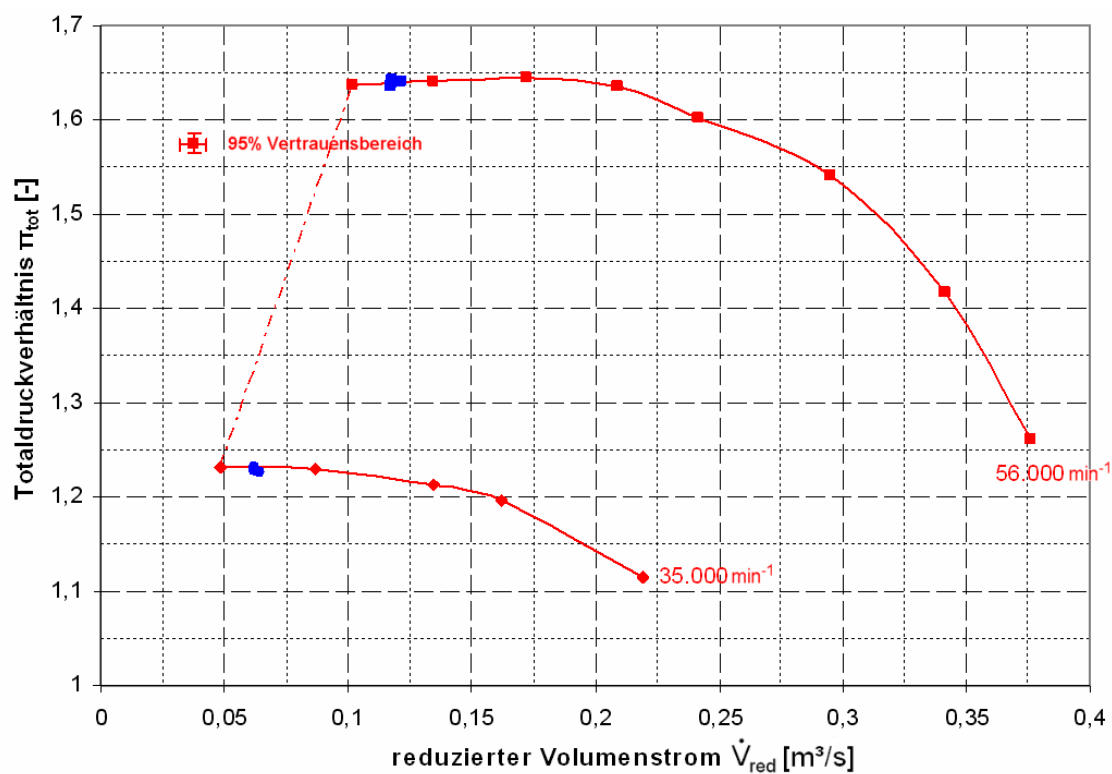


Abbildung 6-6: stationär vermessene Kennfeldpunkte mit periodischer Druckstörung

Bei instationären Versuchen mit verschiedenen Drosselrampen, im Umfang wie im Abschn. 6.2, ist, wie durch einen Vergleich von Abbildung 6-7 mit Abbildung 6-1 exemplarisch zu sehen, keine Veränderung zu erkennen: Die Rampenvorgabe für diesen Versuch mit periodischer Druckstörung entspricht der Rampenvorgabe wie in Abbildung 6-1, $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/s^2$. Bis zum Einsetzen des Pumpens sind die aufmodulierten Druckstörungen im Volumenstrom zu erkennen. Weder die Rampe des Verdichters von $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/s^2$ noch das Einsetzen des Pumpens mit ca. 0,1 s Verzögerung ändern sich im Vergleich zum Rampenversuch ohne periodische Druckstörung nicht. Ein Einfluss auf den Pumpzyklus kann ebenfalls nicht festgestellt werden. Sowohl Amplitude, als auch Frequenz stimmen bei Versuchen mit und ohne rotierende Drosselklappe überein.

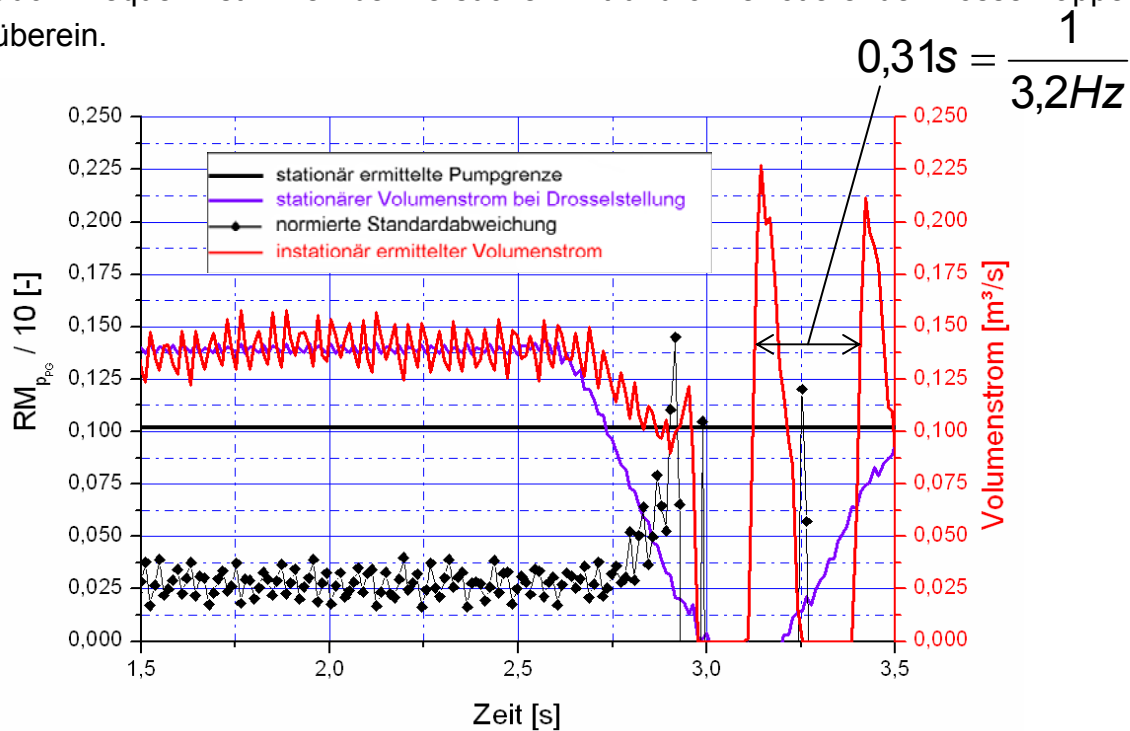


Abbildung 6-7: Rampenversuch mit periodischer Druckstörung und Vorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/s^2$

6.4 Einfluss der KSM

Die Auswirkungen der KSM bei Rampenversuchen ist in Abbildung 6-8 bei motortypischem Volumen $V = 78 \text{ l}$ zu sehen. Im Bezug auf die Rampenvorgabe von $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ und der sich am Verdichter einstellenden Volumenstromrampe von $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$ sind keine Veränderungen zu Versuchen ohne KSM zu erkennen. Beim Verhalten während des Pumpens fällt auf, dass keine Verweilzeit an der stationär ermittelten Pumpgrenze vorhanden ist. Außerdem fehlt das kurze „Verschlucken“ (ein kleiner Ausschlag im Verdichtereintritt gemessenen Volumenstrom hin zu größeren Werten) bevor das Pumpen unmittelbar einsetzt. Ungeklärt ist bisher, ob diese Schwankung wirklich fehlt, oder nun soweit nach außen verlagert wurde, dass sie nicht mehr an der Innenwand im Verdichtereinlauf (Position der Heißfilmsonde für die Volumenstrombestimmung), sondern im Rezirkulationskanal stattfindet. Außerdem erhöht sich die Frequenz des Pumpens etwas bei identischer Anlagenkonfiguration (bis auf das Freigeben des Rezirkulationskanals). Die Amplitude ändert sich jedoch nicht.

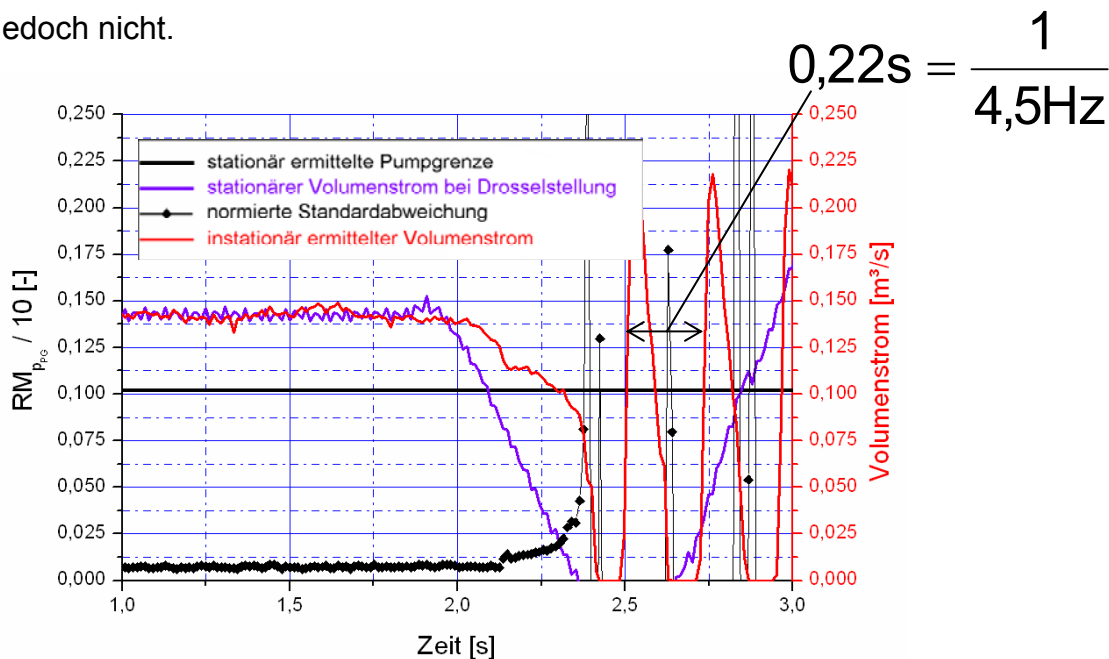


Abbildung 6-8: Rampenversuch mit Vorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$ mit KSM bei motortypischem Volumen ($V = 78 \text{ l}$)

Beim kleinen Volumen $V = 2 \text{ l}$ folgt der Verdichter der Drossel wieder prompt mit einer Drosselrampe von $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$, genau wie ohne KSM. Aber auch hier ergeben sich Unterschiede im Pumpverhalten. Das Pumpen beginnt genau bei dem stationär ermittelten Volumenstrom und nicht schon davor wie bei versperrem Rezirkulationskanal (vergl. Abbildung 6-4). Die Pumpfrequenz und die Amplitude bleiben mit und ohne Rezirkulationskanal bei diesem sehr kleinem Volumen gleich.

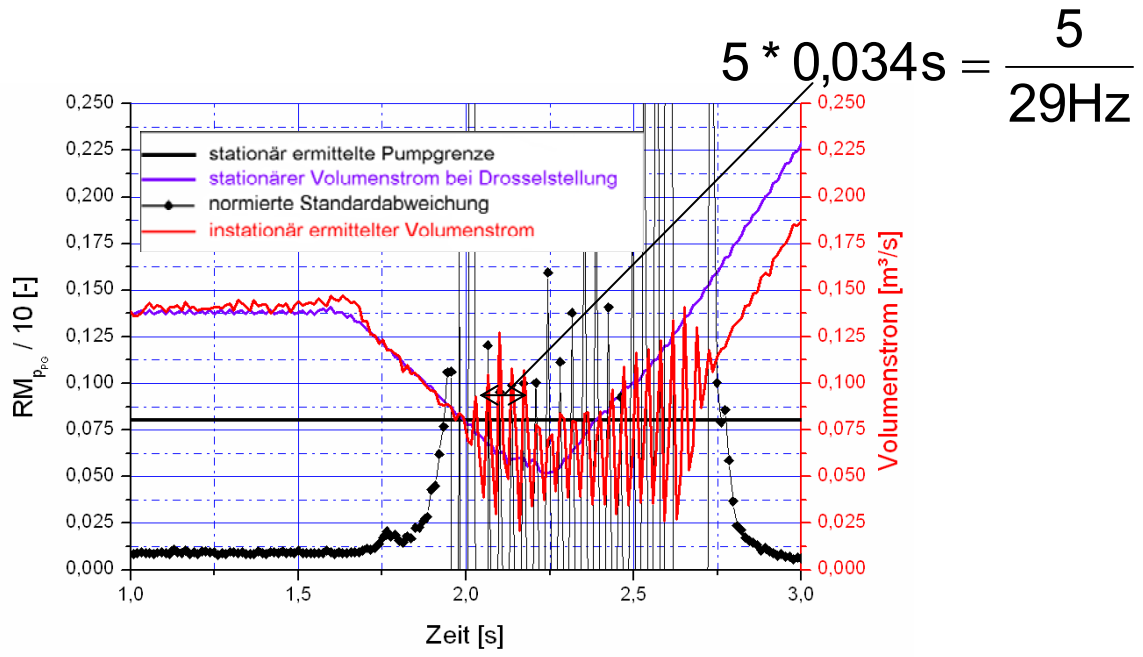


Abbildung 6-9: Rampenversuch mit Vorgabe $d^2V/dt^2 = - 0,2 \text{ m}^3/s^2$ mit KSM bei kleinem Volumen ($V = 2 \text{ l}$)

Kapitel 7

Modellierung des Abgasturboladers

7.1 Verwendetes Verdichtermodell

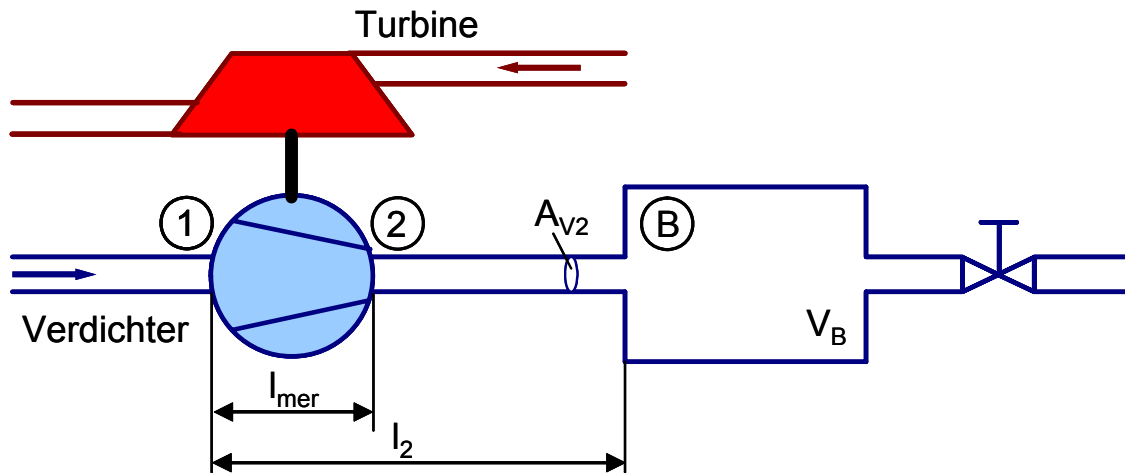


Abbildung 7-1: Schematische Darstellung des Verdichtermodells nach Greitzer [7].

Mittels einer Modellrechnung wird versucht, die interessanten Ergebnisse aus dem Abschn. 6.2 besser nachvollziehen und eventuell auch für andere Konfigurationen vorhersagen zu können. Dafür wird als Grundlage ein aus der Literatur bekanntes Verdichtermodell, basierend auf Greitzer /12/ und für Radialmaschinen mit nachgeschaltetem Verbrennungsmotor von Theotokatos /41/ modifiziert, gewählt. Diese Verdichtermodellrechnung wird unter Matlab/Simulink aufgebaut. Allerdings wird aufgrund der Gegebenheiten am Turboladerprüfstand des TFD der Ansatz für die Modellierung des Plenumverhaltens von einem Helmholtzresonator zu Gunsten einer Luftsäulenschwingung ähnlich einer Orgelpfeife ersetzt. Deren Kreisfrequenz ist:

$$\omega = \frac{a}{4L} \quad (19)$$

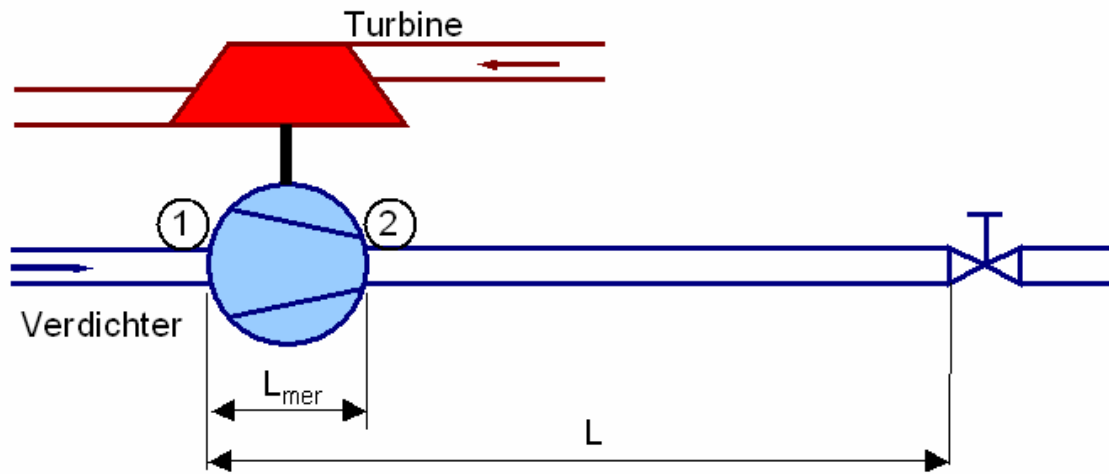


Abbildung 7-2: Schematische Darstellung des abgewandelten Verdichtersmodells

7.2 Ergebnisse der Simulation für verschiedene Drosselrampen

Die Stelle, ab der das Verdichtermodell pumpt, ist kein Simulationsergebnis, sondern wird über das Kennfeld vorgegeben. Der Pumpbeginn ist als Druckmaximum der Drehzahlkennlinien definiert. Auch eine Berücksichtigung der verdichtereinlaufseitigen Rohrleitungsgeometrie ist nur in Form von geänderter Kennfeldeingabe möglich. Als Ergebnis der Simulation konnte also nur der Ablauf des Pumpens erwartet werden. Folglich wurden die Versuche mit unterschiedlichen Rampen (vergleiche Abschn. 6.1) und mit verschiedenen druckseitigen Volumina (vergleiche Abschn. 6.2) nachgerechnet.

In der Abbildung 7-3 ist mit einer schwarzen waagerechten Linie der Volumenstrom der stationär ermittelten Pumpgrenze, mit einer violetten Linie die Volumenstromvorgabe der Drossel, mit der roten Linie der Volumenstrom direkt im Verdichtereintritt und die grüne Linie das Simulationsergebnis des Volumenstroms am Verdichteraustritt dargestellt. Solange im stabilen Kennfeldbereich gerechnet wird, folgt die Rechnung einfach genau der vorgegebenen Drosselrampe. An der stationär ermittelten Pumpgrenze ändert sich der Drosselgradient und der erste Pumpzyklus schließt sich an, bei dem es noch nicht zur Volumenstromumkehr kommt. Die darauf folgenden Pumpzyklen haben dann dieselbe Amplitude mit einem Nulldurchgang des Volumenstromwertes.

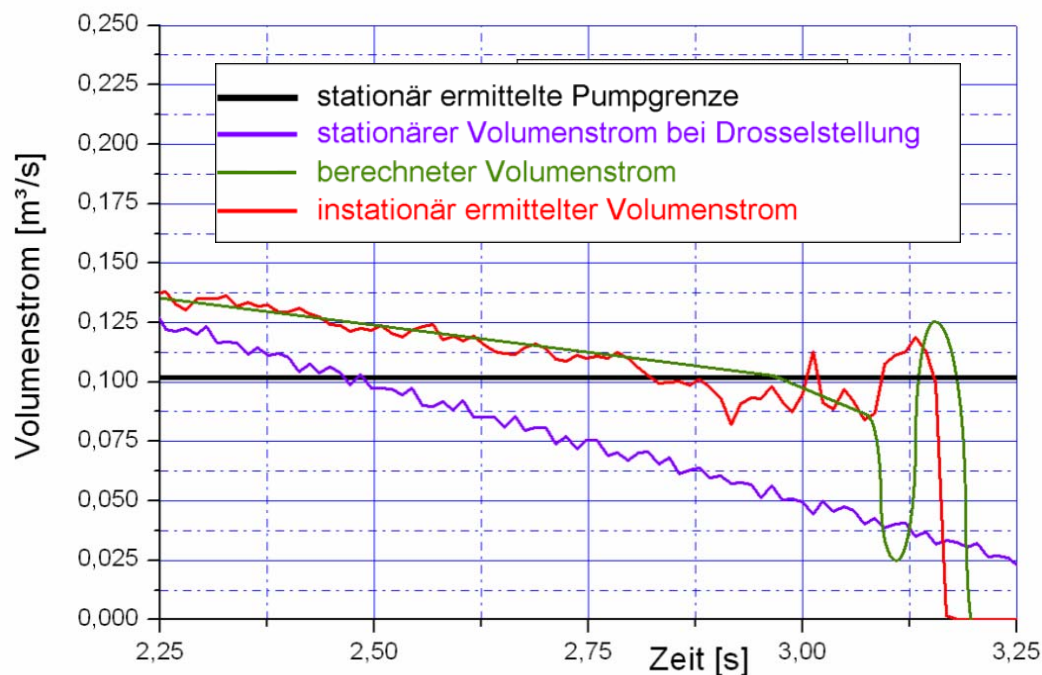


Abbildung 7-3: Simulationsergebnis für eine flache Drosselrampe mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,1 \text{ m}^3/\text{s}^2$

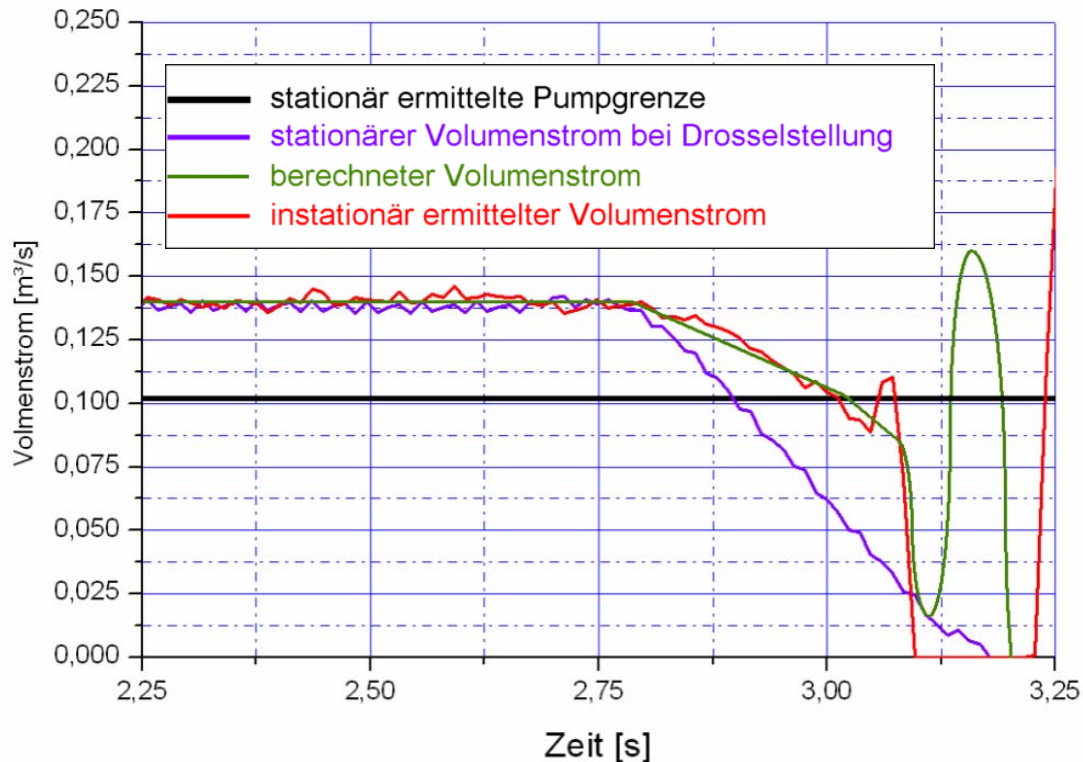


Abbildung 7-4: Simulationsergebnis für eine steile Drosselrampe mit Rampenvorgabe $d^2V/dt^2 = -0,4 \text{ m}^3/\text{s}^2$

Ein ähnliches Bild ergibt sich in Abbildung 7-4 für eine deutlich steilere Rampenvorgabe an der Drossel. Auch hier folgt die Rechnung wie die Messung der Vorgabe deutlich verzögert. Ab dem Erreichen der stationär ermittelten Pumpgrenze erhöht sich der Gradient der Volumenstromabnahme, bis es zu einer deutlichen Schwankung ohne Volumenstromumkehr kommt. Die Amplitude des Volumenstroms ab dem zweiten Pumpzyklus ist deutlich größer als im ersten und es findet auch eine Volumenstromumkehr statt. Danach ändert sich die Amplitude des Pumpens nicht mehr. Beide Rechnungen wurden genau wie die Messungen bei motortypischem Volumen von $V = 78 \text{ l}$ durchgeführt. Die Pumpfrequenz lag mit $3,8 \text{ Hz}$ etwas höher als die gemessene.

Die Verzugszeiten vom Erreichen des Volumenstroms bei stationär ermittelter Pumpgrenze bis zum tatsächlichen Einsetzen des Pumpens erreichen die gleiche Größenordnung, passen aber nicht genau (siehe Abbildung 7-8). Auch die Pumpfrequenz und die Amplitude der Pumpzyklen werden nicht exakt wiedergegeben, erreichen aber auch hier die Werte bis auf maximal 20% Abweichung.

7.3 Ergebnisse der Simulation für verschiedene druckseitige Volumina

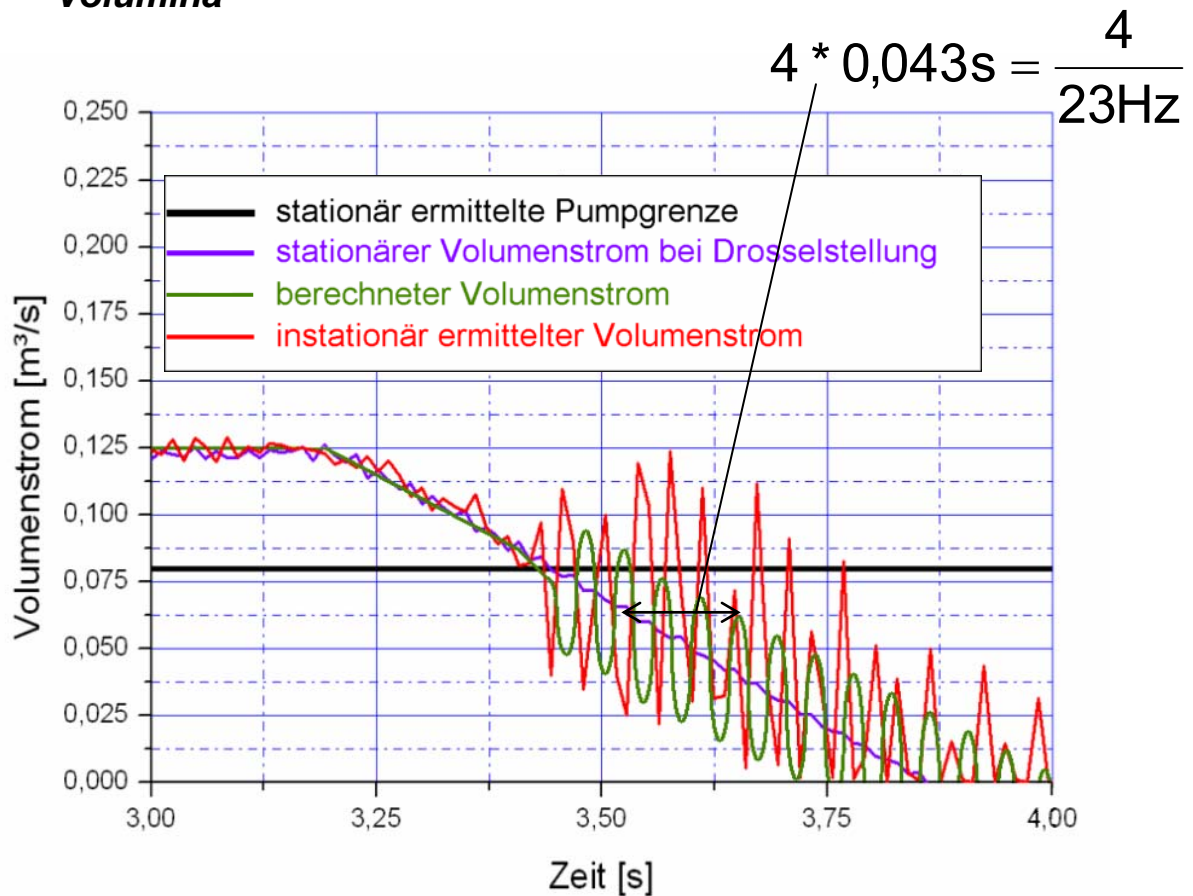


Abbildung 7-5: Simulationsergebnis für ein sehr kleines druckseitiges Volumen von $V = 2 \text{ l}$ mit normaler Rampenvorgabe von $d^2V/dt^2 = -0,2 \text{ m}^3/\text{s}^2$

Simulationsrechnungen wurden auch für unterschiedlich große druckseitige Volumina durchgeführt. In Abbildung 7-5 sind die Ergebnisse für das stark verkleinerte Volumen von $V = 2 \text{ l}$ dargestellt. Sehr gut zu erkennen ist hier, dass es keine messbare Verzögerung zwischen der Rampenvorgabe durch die Drossel und dem Folgen des Verdichters gibt. Es bilden sich sofort zyklische Druckschwankungen aus, deren Mittelwert mit der Drosselrampe immer weiter absinkt. Ein Einschwingen wie bei größerem Volumen (vergl. Abbildung 7-4) ist nicht zu erkennen. Der Pumpzyklus bildet sich schon bei der ersten Schwingung voll aus. Eine Modulation der Amplitude wie bei den Messungen ist nicht zu beobachten. Die Pumpfrequenz ist etwas kleiner (23 Hz) als die gemessene mit 29 Hz und auch die gemessene Unsymmetrie in Form von größeren Ausschlägen hin zu größeren Werten des Volumenstroms, als das hin zu kleineren Werten der Fall ist, spiegelt sich in der Rechnung nicht wider.

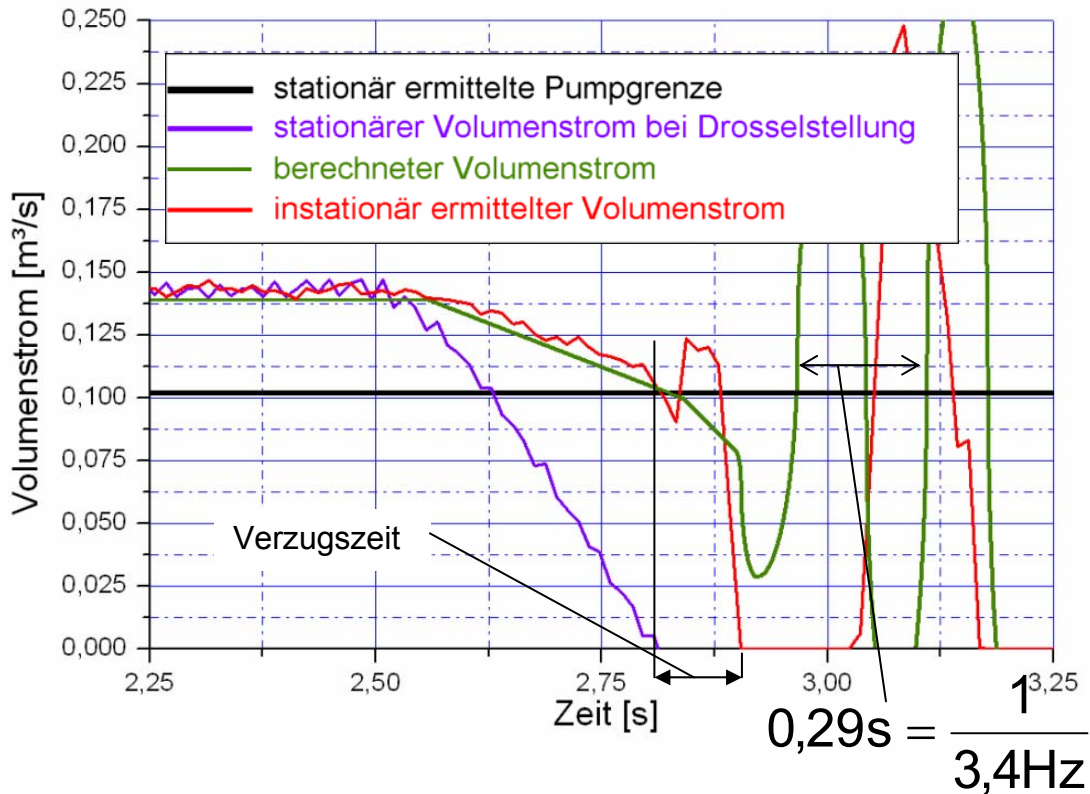


Abbildung 7-6: Simulationsergebnis für ein sehr großes druckseitiges Volumen von $V = 145 \text{ l}$ mit einer Rampenvorgabe von $d^2V/dt^2 = - 0,6 \text{ m}^3/\text{s}^2$

Bei der Rechnung mit einem sehr großen druckseitigen Volumen von $V = 145 \text{ l}$ wird die gemessene Rampe des Verdichters sehr gut wiedergegeben. Eine Änderung des Gradienten der Volumenstromabnahme beim Überschreiten des Volumenstromes der stationär ermittelten Pumpgrenze ist deutlich zu erkennen. Die Verzugszeit liegt mit $0,3 \text{ s}$ in einer ähnlichen Größenordnung wie die gemessene, wird aber nicht exakt wiedergegeben. Gleich die erste Druckschwankung ist sehr stark, zu einer Strömungsumkehr kommt es aber nicht. In diesem Fall liegt die berechnete Pumpfrequenz etwas höher als die gemessene.

7.4 Zusammenfassung der Berechnungsergebnisse

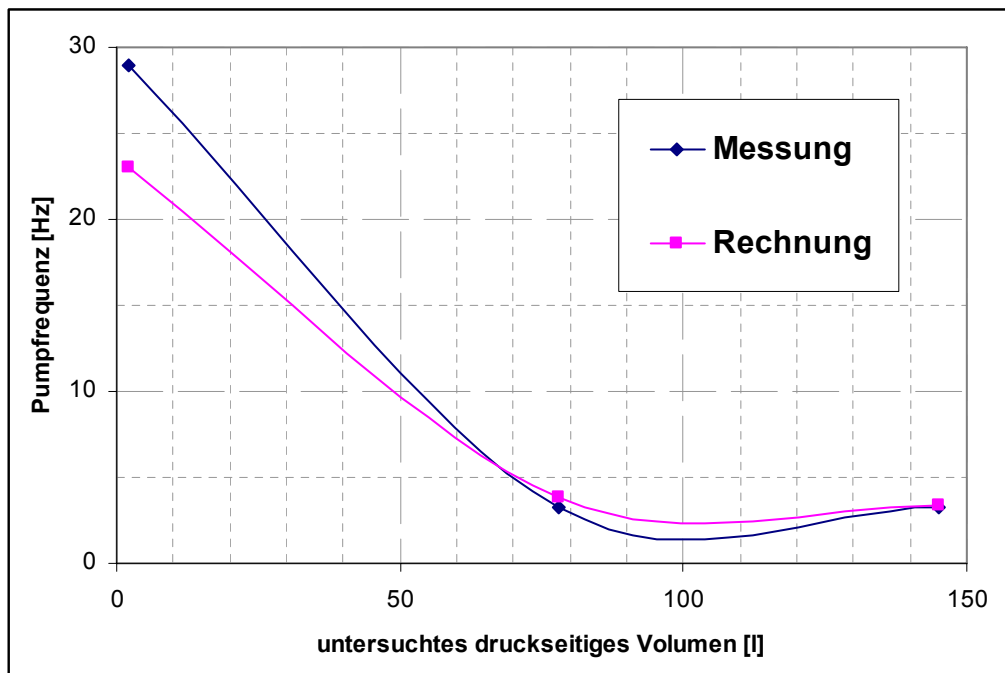


Abbildung 7-7: Vergleich der ermittelten Frequenzen des Pumpens zwischen Rechnung und Messung

Unterschiede ergeben sich beim Vergleich der Pumpfrequenzen (siehe Abbildung 7-7). Rechnung und Messung ergeben eine sehr hohe Pumpfrequenz für das kleine Volumen, wobei die Rechnung eine geringere Frequenz ausgibt. Während bei der Messung die Frequenz für das motortypische und das große Volumen gleich bleibt, fällt es bei der Rechnung leicht ab, liegt aber nun höher als die Frequenzen der Messung.

Als Zusammenfassung aller Ergebnisse der Berechnungen ist in Abbildung 7-8 ein Vergleich der Zeitdauer vom Erreichen der stationär ermittelten Pumpgrenze bis zum tatsächlichen Einsetzen des Pumpens aufgetragen, wobei auf der Ordinate eine dimensionslose Darstellung gewählt wurde. Die Verzugszeit bis zum Einsetzen des Pumpens wurde durch die Periodendauer des Pumpens geteilt. Auf der Abszisse ist der jeweilige Volumenstromgradient abgetragen. Bei den Berechnungen kann der Zeitpunkt des Erreichens der stationär ermittelten Pumpgrenze direkt von der Rechnung mit als Ergebnis geliefert werden. Bei den Messungen hingegen ist eine Regressionsgerade (entspricht der Drosselrampe der Berechnung im stabilen Kennfeldbereich) nötig, um den Zeitpunkt reproduzierbar angeben zu können. Als Zeitpunkt des Einsetzens des Pumpens ist der Nulldurchgang der ersten Volumenstromschwankung mit Strömungsumkehr definiert (siehe Abbildung 7-6).

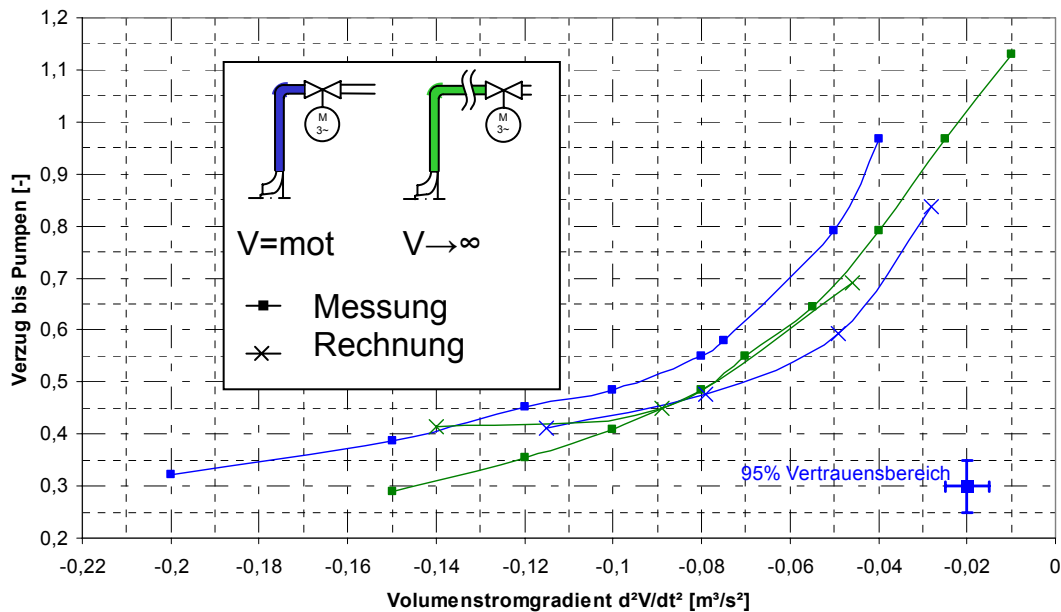


Abbildung 7-8: Gegenüberstellung der Zeitdauer bis zum Pumpen für Messung und Rechnung bei unterschiedlich großen druckseitigen Volumina

Beim Betrachten dieser Zusammenhänge in Abbildung 7-8 fällt auf, dass eine Abhängigkeit vom erreichten Volumenstromgradienten existiert. Das Einsetzen des Pumpens dauert demnach umso länger, je kleiner der Volumenstromgradient ist. Dabei der Messung die Zeitdauer bis zum Einsetzen des Pumpens bei gleichem Volumenstromgradienten mit kleinerem Volumen größer ist, während die Rechnung genau das Gegenteil zeigt. Hier werden die Verzugszeiten beim größeren Volumen größer. Die Ergebnisse der Messung werden durch die Instabilität der Strömung in der Nähe der Pumpgrenze erschwert. Sowohl die exakte Bestimmung des Zeitpunktes des Erreichen der stationär ermittelten Pumpgrenze ist schwierig als auch die Bestimmung des Volumenstromgradienten. Ausreißer beeinflussen die Ausgleichsgerade für die Zeitbestimmung nicht unwesentlich.

Kapitel 8

Schlussfolgerungen

Es konnte gezeigt werden, dass unterschiedliche Pumpgrenzen für ein und denselben Turboladerverdichter existieren. Dieses Verhalten geht auch aus der Literatur hervor. Zusätzlich wurden zwei weitere Faktoren näher untersucht, deren Einfluss auf die Lage der Pumpgrenze vermutet wurde:

- Instationäre Betriebsweise des Verdichters
- Rohrleitungsgeometrie im Einlauf des Verdichters und druckseitiges Volumen hinter Verdichter

Die stationäre Gasentnahme nach einem Verdichter an einem Turboladerprüfstand stellt das eine, der transiente Betrieb eines aufgeladenen Motors das andere Extrem des Instationaritätsbands dar. Am Turboladerprüfstand konnte durch entsprechende mechanische Veränderungen diese Bandbreite näherungsweise nachgebildet werden. Eine Abhängigkeit der Lage der Pumpgrenze von dynamischen Strömungsverhältnissen im Motor- bzw. Turboladerprüfstandsbetrieb konnte gegenüber an einem Turboladerprüfstand üblicherweise vorliegenden stationären Strömungsverhältnissen nicht festgestellt werden. Der Verdichter wurde mit unterschiedlichen Rampen gedrosselt. Dabei wurde ein Verweilen an der stationär ermittelten Pumpgrenze festgestellt, ein Unterschreiten konnte aber nicht erreicht werden. Auch eine Abhängigkeit der Lage der Pumpgrenze vom Transientbetrieb (durch eine rotierende Klappe hinter dem Verdichter) des Verdichters konnte am Turboladerprüfstand nicht nachgewiesen werden.

Da eine Abhängigkeit der Verschiebung der Pumpgrenze von der Instationarität der Annäherung nicht bestätigt werden konnte, war eine Korrelation zwischen dem Ähnlichkeitsparameter β und der Pumpgrenzverschiebung nicht sinnvoll (siehe Abschn. 3.4.2).

Auffallend ist aber, dass bei vermeintlich gleichen Aufbauten (nahezu gleiches druckseitig eingeschlossenes Volumen) trotzdem unterschiedlicher Pumpgrenzbeginn festzustellen ist. Auf der Suche nach Erklärungen für den unterschiedlichen Pumpbeginn wurde in Anlehnung an Greitzer /12/ der Parameter B_0 definiert (Gl. (10)), welcher die Verschiebung der Pumpgrenze in Abhängigkeit von der Rohrleitungsgeometrie recht gut abbildet.

Der Einfluss eines Rezirkulationskanals im Verdichtereintritt wurde stationär und instationär untersucht. Eine Pumpgrenzverschiebung konnte im stationären Betrieb festgestellt werden. Bei instationärem Betrieb fiel eine Veränderung bei Annäherung an die Pumpgrenze auf. So konnte kein Verweilen an der stationär

ermittelten Pumpgrenze festgestellt werden. Allerdings fehlte ein kurze Volumenstromschwankung, bevor das Pumpen einsetzt. Bei versperrtem Rezirkulationskanal war diese immer zu beobachten.

Bei Turboladerprüfstandsversuchen am TFD konnten unterschiedliche Zeitdauern vom Erreichen der stationär ermittelten Pumpgrenze bis zum tatsächlichen Pumpbeginn bei unterschiedlichem Transientverhalten festgestellt werden. Der Vergleich der Messungen mit Berechnungen der Turboladerprüfstandsaufbauten in einem von Theotokatos /41/ weiterentwickelten Greitzer-Modell zeigte gute Übereinstimmung in der Tendenz. Es existieren jedoch kleine Abweichungen in der Frequenz des Pumpens und der Zeitdauer des Verweilens.

Verschiedene Rohrformen im Einlauf des Verdichters wurden im Kennfeldbetrieb, durch CFD-Berechnungen und LDA-Vermessungen (Letztere mit stehendem Laufrad) miteinander verglichen. Alle drei Verfahren kamen qualitativ zum gleichen Ergebnis. Einfache Krümmer bewirken einen Drall in der Zuströmung und verschieben das Kennfeld entsprechend. Besonders interessant sind die Ergebnisse für zwei gegeneinander um 90° verdrehte Krümmer hintereinander. Hierbei kam es je nach Orientierung zu Mit- bzw. Gegendrall und damit zu entgegengesetzten Verschiebungen im Kennfeld, insbesondere an der Pumpgrenze.

Literaturverzeichnis

- / 1/ *Baines, N.C.:* **Fundamentals of Turbocharging.** Concepts NERC, Vermont, 2005
- / 2/ *Beeckmann, N.:* **Vermessen und Auswerten einer hochdynamischen Verdichterdrosselung.** Laborarbeit, Universität Hannover, Januar 2006
- / 3/ *Beeckmann, N.:* **Drosselsteuerung zur Massenstromverstellung und Druckstörung an einem Turboladerverdichter.** Diplomarbeit, Universität Hannover, Juni 2006
- / 4/ *Beil, A.:* **Modellierung und Regelung eines Radialverdichters.** Projektarbeit, Universität Hannover, September 2004
- / 5/ *Blum, F.:* **CFD Berechnung verschiedener Geometrien des Verdichtereinlaufrohres eines Abgasturboladers.** Projektarbeit, Universität Hannover, November 2006
- / 6/ *Bidard, R.:* **La Stabilité de Régime des Compresseurs.** Association Technique Maritime et Aeronautique, Bulletin, Juni 1946
- / 7/ *Buchwald, R.:* **Motorprozesssimulation als Werkzeug zur Optimierung von Ottomotoren.** Dissertation TU Berlin, Wissenschaft und Technik Verlag, Berlin 2000
- / 8/ *Dibelius G., Rauhut, H.:* **Vorausberechnung der Pumpgrenze und des Pumpverhaltens einer Verdichteranlage.** VDI-Bericht, Nr. 487, S. 231-244, 1983
- / 9/ *Emmons, H.W., Pearson, C.E., Grant, H.P.:* **Compressor Surge and Stall Propagation.** ASME Transactions, Vol. 27, S. 455-469, 1955
- / 10/ *Ffocs Williams, J.E., Huang, X.Y.:* **Active stabilization of compressor surge.** Jour Fluid Mech 204, S. 245-262, 1989
- / 11/ *Fink, D.A., Cumpsty, N.A., Greitzer, E.M.:* **Surge Dynamics in a free spool centrifugal compressor system.** ASME Paper Nr. 91-GT-31, 1991
- / 12/ *Greitzer, E.M.:* **Surge and Rotating Stall in Axial Flow Compressors, Part I: Theoretical Compression System Model.** Journal of Engineering for Power, Vol. 98, S. 190-198, April 1976

- /13/ *Grigoriadis, P.*: **Experimentelle Erfassung und Simulation instationärer Verdichterphänomene bei Turboladern von Fahrzeugmotoren.** Dissertation, TU Berlin, noch nicht veröffentlicht
- /14/ *Grigoriadis, P.; Nickel, J.; Pucher, H.*: **Experimentelle Untersuchungen instationärer Phänomene in Fahrzeug-Turboladern.** 9. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2004
- /15/ *Gysling, D.L., Dugundji, J., Greitzer, E.M.; Epstein, A.H.*: **Dynamic control of centrifugal compressor surge using tailored structures.** Trans ASME Journ Turbomachinery 113, S. 710-722, 1991
- /16/ *Hansen, K.E., Jørgensen, P., Larsen, P.S.*: **Experimental and theoretical study of surge in a small centrifugal compressor.** ASME Paper Nr. 81-FE-1, 1981
- /17/ *Hellmich, B., Braun, M., Fischer, A., Seume, J.R.*: **Observations on the causal relationship between blade count and developing rotating stall in a four stage axial compressor.** 5th European Conference on Turbomachinery, Prag 2003
- /18/ *Horvath, A.J.T.*: **Der Pumpvorgang von Verdichtern und Kreiselpumpen als nichtlineare Schwingung.** Dissertation EPF Lausanne, 1976
- /19/ *Jenny, E.*: **Über instationäre Vorgänge in Radial-Verdichtern, insbesondere in Aufladegruppen von Verbrennungsmotoren.** Schweizerische Bauzeitung Nr. 79, Genf, 1961
- /20/ *Kellermann, H.*: **Über die Pumpgrenze vielstufiger Verdichter.** Dissertation TH Hannover, 1962
- /21/ *Magnus, K.*: **Schwingungen.** Teubner Verlagsgesellschaft, Stuttgart 1976
- /22/ *Mobarrak, A.*: **Zur Bestimmung der Pumpgrenze von Verdichteranlagen.** Dissertation TH Hannover, 1965
- /23/ *Nickel, J.; Sens, M.; Grigoriadis, P.; Pucher, H.*: **Einfluss der Sensorik und der Messstellenanordnung bei der Kennfeldvermessung und im Fahrzeugeinsatz von Turboladern.** 10. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2005
- /24/ *Pinsley, J.E., Guenette, G.R., Greitzer, E.M.; Epstein, A.H.*: **Dynamic control of centrifugal compressor surge using tailored structures.** Trans ASME Journ Turbomachinery 113, S. 723-732, 1991
- /25/ *Pischinger, R.; Kraßnig, G.; Taučar, G.; Sams, T.*: **Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine.** Springer-Verlag, Wien, New-York, 1989

-
- /26/ *Pucher et al.*: **Erweiterte Darstellung und Extrapolation von Turbolader-Kennfeldern als Randbedingungen der Motorprozesssimulation.** Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 754, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Magdeburg, Sept. 2002
- /27/ *Pucher, H.; Krause, F.-L.; Bauer, M.; Naumann, T.*: **Dynamische Prozessoptimierung.** Abschlussbericht, FVV-Heft R501 (1999)
- /28/ *Pucher, H.; Eggert, T.; Schenk, B.*: **Experimentelle Entwicklungswerkzeuge für Turbolader von Fahrzeugmotoren.** 6. Aufladetechnische Konferenz, Dresden 1997
- /29/ *Pucher, H.*: **Engine process simulation – an efficient tool for the development, management and diagnosis of engines.** The International Conference on Internal Combustion Engines, Oct 22-24, 1997, Wuhan (China)
- /30/ *Pucher, H.*: **Analyse und Grenzen der Kraftstoffverbrauchsverbesserung bei Schiffsdieselmotoren im Turbocompoundbetrieb.** Jahrbuch der Schiffsbau technischen Gesellschaft, 82. Band, 1988, S. 267-274, Springer-Verlag 1989
- /31/ *Pucher, H.*: **Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt Dieselmotoren nach der Charakteristiktheorie und der Füll- und Entleermethode.** Dissertation TU Braunschweig, 1975
- /32/ *Schwartz, M.*: **Literaturüberblick zu Untersuchungen der Pumpgrenze von Verdichtern.** Projektarbeit, Universität Hannover, Februar 2006
- /33/ *Sens, M.; Grigoriadis, P.; Nickel, J.; Pucher, H.*: **Untersuchungen zum dynamischen Verhalten von Abgasturboladern im Fahrzeug.** 11. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2006
- /34/ *Seume et al.*: **Dynamisches Verhalten von Turboladern nahe der Pumpgrenze.** Abschlussbericht über das Vorhaben Nr. 754, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, März 2007
- /35/ *Seume, J.R.; Ziesenis, B.*: **Untersuchung des Einflusses von Einlaufgeometrien auf das Betriebsverhalten von Turboladerradialverdichtern.** Abschlussbericht (FVV-Nr. M 1502), 2006
- /36/ *Seume, J.R.*: **An experimental Investigation of Transition in Oscillating Pipe Flow.** PhD Thesis, University of Minnesota, 1988
- /37/ *Simon, J.S., Valavani, L., Epstein, A.H.; Greitzer, E.M.*: **Evaluation of Approaches to Active Compressor Surge Stabilization.** ASME Journal of Turbomachine, Vol. 115, S. 57-67, Januar 1993

-
- /38/ **Steglich, T.: Experimentelle Untersuchungen zum Verbesserungspotential einer Radialverdichterstufe mit interner Spirale.** Dissertation, Universität Hannover, noch nicht veröffentlicht
- /39/ **Stodola, A.: Dampf- und Gasturbinen.** 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, 1924
- /40/ **Suter, P.: Surge Test on a Gas Turbine Compressor.** Oil Engine and Gas Turbine, Oktober 1963
- /41/ **Theotokatos, G.; Kyrtatos, N.P.: Diesel engine transient operation with turbocharger compressor surging.** SAE 2001-01-1241, 2001
- /42/ **Traupel, W.: Thermische Turbomaschinen.** Band I, Springer Verlag, Berlin, 4. Auflage, 2001
- /43/ **Wachter, J., Lohle, M.: Experimental Investigation of the Dynamic Behaviour of Centrifugal Compressors.** In Japikse, D.: "Stability, Stall and surge in compressors and pumps", ASME, 1984
- /44/ **Wachter, J., Kohn, E., Rohne, K.H.: Beitrag zur Untersuchung des instationären Betriebsverhaltens von Verdichteranlagen an der Pumpgrenze und während des Pumpens.** VDI-Bericht, Nr. 361, S. 23-31, 1980
- /45/ **Whitfield, A.; Baines, N.C.: Design of radial turbomachines.** Longman Scientific & Technical, Burnt Mill, Harlow, Essex, 1990
- /46/ **Willand, J., Wirbeleit, F., Hertweck, G., Sumser, S., Frieß, W., Fledersbacher, P.: Vorgehensweise bei der Entwicklung innovativer Aufladesysteme.** 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2000.
- /47/ **Zapf, H.; Pucher, H.: Abgasenergie-Transport und Nutzung für Stoß- und Stauaufladung.** HANSA-Schiffahrt-Schiffbau-Hafen, 114 (1977) 14