

3D CFD Simulation von Turboladern innerhalb einer Motorumgebung

Von der Fakultät
Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik
der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

von
Benjamin Boose
aus Lebach

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. M. Bargende
Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. P. Eilts
Tag der mündlichen Prüfung: 17.03.2014

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen der
UNIVERSITÄT STUTTGART

2014

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen (IVK) der Universität Stuttgart.

Mein Dank gilt an dieser Stelle dem Institutsleiter Professor Bargende für die wissenschaftliche Betreuung während der Durchführung der Arbeit. Professor Eilts danke ich für die Übernahme des Koreferates.

Besonders danken möchte ich auch Dipl.-Ing. Hans-Jürgen Berner für sein mir stets entgegengebrachtes Vertrauen und für die Sicherstellung einer durchgängigen Finanzierung auch in schwierigen Zeiten.

Mein persönlicher Dank gilt Dipl.-Ing. Christoph Bossung, der mit mir zahlreiche Diskussionen führte und stets mit inspirierenden Ratschlägen aufwartete. Dr. Dietmar Schmidt danke ich für seine fachliche Unterstützung bei inhaltlichen Fragen zu dem Themengebiet der numerischen Strömungssimulation.

Ein Dank geht auch an die Kollegen Dipl.-Ing. Fabian Dietmann und Dipl.-Ing. Mirko Ilievski vom Institut für thermische Strömungsmaschinen.

Den Kollegen Dr.-Ing. Martin Winter und Dr.-Ing. Martin Bernreuther vom HLRS möchte ich für den Support in der Nutzung des Nehalem Clusters danken.

Stuttgart, im Herbst 2013

Benjamin Boose

Kurzfassung

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wird das Verhalten mehrflutiger Abgasturbolader innerhalb einer Motorumgebung mit pulsierenden Randbedingungen in verschiedenen Motorbetriebspunkten mittels eines CFD Ansatzes untersucht.

Dazu wird ein vollständiges dreidimensionales Strömungsmodell eines asymmetrischen Zwillingsstromturboladers aufgebaut, beginnend bei den Abgaskrümmern über die Turbinen- und Verdichtergehäuse inklusive der kompletten Laufräder bis hin zum Vorkatalysator. Die Eintrittsrandbedingungen für die Abgaskrümmern bestehend aus zeitabhängigem Massenfluss und Temperatur für zwei Motorbetriebspunkte bei hoher und niedriger Drehzahl werden von einem eindimensionalen Strömungsmodell des gesamten Motors generiert. Die Turbinen- und Verdichterseite des Modells sind durch ein Momentengleichgewicht gekoppelt und die aktuelle Turboladerdrehzahl wird für jeden Zeitschritt berechnet. Aus diesem Grund werden für die Analyse des Turboladers weder Turbinen- noch Verdichterkennfelder benötigt. Um die Rotation der Laufräder zu modellieren, wird ein Ansatz mit explizit bewegten Gittern verwendet und die Laufradgitter werden vor jedem Zeitschritt mittels eines Gitterinterfaces an die stationären Gehäuse gekoppelt. Als Ergebnisse des Modells werden verschiedene zeitaufgelöste physikalische Größen sowie Wellenleistung und Laderdrehzahl ausgewiesen. Auf Grund der pulsierenden Druckrandbedingung ist es ebenfalls

möglich, die instationären Effekte wie Befüllen und Entleeren der Turbine zu untersuchen. Darüberhinaus ist das Modell dieser Forschungsarbeit in der Lage sowohl den instationären Wirkungsgrad unter Druckpulsationen als auch die Überströmverluste, welche durch die unterschiedlichen Druckniveaus der Fluten bei pulsierender Beaufschlagung entstehen, zu analysieren. Um diese Verluste zu quantifizieren, werden neue Kennzahlen eingeführt.

Auf Basis der asymmetrischen Zwillingsstromturbine wird eine Doppelstromturbine und eine symmetrische Zwillingsstromturbine mit dem selben Volumen konstruiert. Es werden identische Randbedingungen und die gleichen Laufräder für die Analyse der beiden neuen Varianten verwendet. Diese Turbinenlayouts werden mit dem Ausgangsmodell bezüglich Laderdrehzahl, Wellenleistung und instationärem Wirkungsgrad verglichen. Mit Hilfe neu eingeführter Kennzahlen ist ein Vergleich der Überströmverluste innerhalb der Turbine und des daraus folgenden Rückströmens in den Abgaskrümmern möglich. Das Rückströmen führt zu einem erhöhten Abgasgedruck und beeinflusst den Ladungswechsel des Zylinders.

Zusätzlich wird eine Rechnung mit stehenden Laufrädern als alternativer Gitterbewegungsansatz durchgeführt. Die Ergebnisse werden mit denen der Simulation mit explizit rotierenden Laufrädern verglichen und es werden die Vor- und Nachteile beider Gitterbewegungsmethoden vorgestellt.

Abstract

In this long term project the behaviour of a twin scroll turbocharger in an engine environment with pulsating boundary conditions at different engine speeds is investigated via an innovative CFD approach.

A complete three dimensional fluid model of an asymmetric twin scroll turbocharger is built including exhaust manifold, turbine and compressor housing as well as the complete runners. The time-dependent mass flow and temperature boundary conditions for the exhaust runner inlets at low speed and high speed engine operating points are generated by a 1D CFD model of the complete engine. The turbine and the compressor side is coupled by a momentum equilibrium and the instantaneous rotational speed of the turbocharger is calculated for each time step. Consequently there is no necessity of turbine and compressor maps for this analysis. To model the rotation an explicit moving mesh approach is used and the runner meshes are coupled to the stationary meshes by a general grid interface. The results are e.g. time resolved shaft power, rotational speed and pressure ratios. Due to the pulsating boundary conditions it is also possible to investigate the transient effects like filling and emptying of the turbine. Additionally the model in this work is capable of analyzing both, the transient pulse efficiency, which is generated by the working cycle and the operating behavior, especially the over-flow losses in a twin scroll turbine caused by pressure pulses.

In order to quantify the losses caused by different pressure levels in the turbine a scroll overflow factor is defined.

On the basis of the asymmetric twin scroll turbocharger model a dual volute turbine and a symmetric twin scroll turbine is constructed using the same volume to guarantee the same level of pulse-charging. Also identical boundary conditions and the same turbine runner is used for the analysis. The two new layouts are compared to the standard one concerning rotational speed, shaft power and pulse efficiency. Using the scroll overflow factor a comparison of the overflow losses and the consequential backflow into the exhaust runner of the three layouts is also possible. The backflow leads to a pressure rise in the exhaust runner and affects the gas exchange of the engine.

Additionally a calculation using the multiple frame of reference as an alternative moving mesh approach is made. The results are compared to the sliding mesh technique and the advantages and disadvantages of both moving mesh methods are investigated.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	i
Kurzfassung	iii
Abstract	v
Inhaltsverzeichnis	ix
Abbildungsverzeichnis	xxiv
Tabellenverzeichnis	xxv
Nomenklatur	xxvii
1 Einleitung	3
2 Stand der Technik	7
2.1 Grundlagen der Abgasturboaufladung	7
2.2 Thermodynamische Grundlagen	11
2.3 Zweiflutige Turbinengehäuse	17
2.4 Grundlagen der numerischen Strömungssimulation	21
2.5 Literaturüberblick	23
2.5.1 Simulative Arbeiten	23
2.5.2 Experimentelle Arbeiten	29

3	Zielsetzung	37
4	Modellaufbau	39
4.1	Motor und Abgasturbolader	39
4.1.1	Der Abgasturbolader	40
4.1.2	Das Turbinen- und Verdichterlaufgrad	42
4.2	Geometrie des Strömungsmodells	42
4.3	Berechnungsgitter	45
4.3.1	Laufblätter	45
4.3.2	Gehäuse	46
4.4	Physikalische Eigenschaften	46
4.4.1	Fluid-Struktur Interaktion	49
4.4.2	Gitterbewegung	50
4.4.3	Randbedingungen	52
4.5	Virtueller Messstellenplan	53
5	Simulationsergebnisse	57
5.1	Drehmoment und Wellenleistung	59
5.2	Rotationsgeschwindigkeit	60
5.3	Wirkungsgrad und Turbinenlaufzahl	64
5.4	Turbinendruckverhältnis	70
5.5	Füll- und Entleereffekte	71
5.6	Flutendruckverhältnis	75
5.7	Überströmverluste in mehrflutigen Turbinen	77
5.8	Rückströmen in den Abgaskrümmern	82
5.9	Kraft auf Wastegateklappe	86
6	Anwendungen	91
6.1	Doppelstromturbine	91
6.1.1	Drehmoment	92
6.1.2	Drehzahl	95
6.1.3	Druckverhältnis	98

6.1.4	Wirkungsgrad und Laufzahl	98
6.1.5	Überströmen	103
6.1.6	Rückströmen	106
6.1.7	Fazit	109
6.2	Symmetrische Zwillingstromturbine	111
6.2.1	Drehmoment	112
6.2.2	Drehzahl	116
6.2.3	Druckverhältnis	116
6.2.4	Laufzahl	116
6.2.5	Überströmen	120
6.2.6	Rückströmen	120
6.2.7	Fazit	124
6.3	Stehendes und bewegtes Laufrad	124
6.3.1	Multiple Reference Frame	125
6.3.2	Sliding Mesh	126
6.3.3	Vergleich zwischen stehendem und ro- tierendem Laufrad	128
6.4	Rechenzeit	133
7	Schlussfolgerung und Ausblick	135
	Literaturverzeichnis	144

Abbildungsverzeichnis

2.1	Schema eines Abgasturboladers.	9
2.2	Energiefluss innerhalb des Turboladers. . . .	10
2.3	p-v Diagramm eines Saugmotors auf der linken Seite und eines aufgeladenen Motors auf der rechten Seite.	12
2.4	Entspannungsvorgang im h-s Diagramm. . . .	13
2.5	Verdichtungsvorgang im h-s Diagramm. . . .	15
2.6	Funktionsweise des spiralförmigen Turbinengehäuses mit Turbinenhalsquerschnitt A_H und Schnittansicht.	18
2.7	Zweiflutige Turbinengehäuse. Links ist eine Zwillingsstromturbine und rechts eine Doppelstromturbine abgebildet.	20
2.8	Auspülen des Restgases aus dem Zylinder durch Ventilüberschneidung. Die Schnittfläche durch die Ventilachse ist mit der Temperatur eingefärbt. Die Strömungsvektoren sind auf Grundlage der Simulationsergebnisse zur besseren Darstellung nur schematisch eingezeichnet.	22
2.9	Vergleich zwischen Turbinenwirkungsgrad und Massenfluss gemessen und errechnet während eines Pulszyklus [PMB04].	25

2.10	Errechneter aktueller isentroper Turbinenwirkungsgrad während eines Pulszyklus im Vergleich mit dem stationär gemessenem Wirkungsgrad [LRM02].	26
2.11	Instationäre Füll- und Entleereffekte in einer Turbine innerhalb eines Motorarbeitsspiels [Ehr98].	30
2.12	Wirkungsgrade über Turbinenlaufzahl bei Ungleichbeaufschlagung in zwei unterschiedlichen Betriebspunkten [DW86].	32
2.13	Druckverhältnis über Massenfluss links und Wirkungsgrad über Turbinenlaufzahl rechts, für instationäre und stationäre Untersuchungen [Dal90].	33
2.14	Momentaner Turbinenwirkungsgrad unter 40 Hz pulsierender Beaufschlagung bei einem Leiterschaukelwinkel von 70° und 40° [RMB08]. . .	34
2.15	Instationärer Turbinenwirkungsgrad über Turbinenlaufzahl [CM10].	35
4.1	Zweiflutiger Abgasturbolader im Schnitt [DNJK07].	41
4.2	Winkel und Abmaße des Verdichterlaufrades links und des Turbinenlaufrades rechts.	43
4.3	Geometrie des dreidimensionalen Strömungsmodells.	44
4.4	Berechnungsgitter eines Turbinenschaukelkanals links und eines Verdichterschaukelkanals rechts.	46
4.5	Berechnungsgitter des Turbinengehäuses links und des Verdichtergehäuses rechts.	47
4.6	Momentengleichgewicht am Laufzeug.	50
4.7	Lagerreibmoment und Lagerreibleistung über Turboladerdrehzahl n_{ATL}	51

4.8	Randbedingungen am Krümmereintritt für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} und einem p_{me} von 17,9 bar.	53
4.9	Randbedingungen am Krümmereintritt für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} und einem p_{me} von 19,8 bar.	54
4.10	Virtueller Messstellenplan.	55
5.1	Asymmetrische Zwillingsstromturbine samt Lauf- rad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften der Zwillingsstrom- turbine sind Tabelle 5 zu entnehmen.	58
5.2	Momentenverlauf des Turbinen- und des Ver- dichterlaufrades für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1}	61
5.3	Momentenverlauf des Turbinen- und des Ver- dichterlaufrades über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Ober- halb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.	62
5.4	Wellenleistung für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedin- gungen für die vier Abgaskrümmen als Mas- senfluss zu sehen.	63
5.5	Turboladerdrehzahl n_{ATL} in Umdrehungen pro Minute über Grad Kurbelwinkel für den Mo- torbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgas- krümmen als Massenfluss dargestellt.	65

5.6	Turboladerdrehzahl n_{ATL} in Umdrehungen pro Minute über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	66
5.7	Turbinenlaufzahl S über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	67
5.8	Turbinenlaufzahl S über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	68
5.9	Isentroper total-statischer Wirkungsgrad $\eta_{ts,3^*4^*is}$ der gesamten Turbine spezifisch für jede Flut über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	69
5.10	Turbinendruckverhältnis über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	70
5.11	Turbinendruckverhältnis über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmner als Massenfluss dargestellt.	71
5.12	Momentane Wellenleistung P_{Welle} von Flut 1 über Turbinenmassenfluss \dot{m}_3 für die Dauer von 180°KW	73

5.13	Turbinendruckverhältnis $\pi_{ts,3^*4^*}$ von Flut 1 über Turbinenwirkungsgrad $\eta_{ts,3^*4^*is}$ für die Dauer von 180° KW.	74
5.14	Turbinenwirkungsgrad $\eta_{ts,34^*is}$ über Turbinenlaufzahl S für die Dauer von 180 °KW. . . .	74
5.15	Änderung der Masse in der Turbine in Prozent über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.	75
5.16	Gemittelter Totaldruck für jede Flut über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.	76
5.17	Flutendruckverhältnis SPR über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.	78

5.18 Überströmfaktor *SOF* am Beispiel der Zwillingstromturbine. Die Schnittfläche durch die Turbine ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren. Ein Überströmen von der aktiven Flut in die Flut 2 ist dargestellt. Für jede Flut wird eine umlaufende Kontrollfläche mit den Normalenvektoren \vec{n}_{sf1} und \vec{n}_{sf2} am Eintritt zum Laufrad definiert. Während \dot{m}_{sf} für den gesamten Massenstrom durch die Kontrollfläche steht, beschreibt $\dot{m}_{sf,in}$ nur die Masse, welche in Richtung der Flächennormalen strömt. 80

5.19 Überströmfaktor *SOF* über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt. 81

5.20 Überströmfaktor *SOF* über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt. Die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren zum Zeitpunkt $35 \text{ }^\circ\text{KW}$ und $565 \text{ }^\circ\text{KW}$ 83

<p>5.21 Mechanismus der Rückströmung in den Abgaskrümmern. Für die asymmetrische Zwillingsstromturbine sind die Eintrittsströmungsvektoren in Normalenrichtung projiziert dargestellt und mit dem Betrag ihrer Geschwindigkeit eingefärbt. Flut 2 ist aktiv und in der Vergrößerung ist an Hand der Schnittfläche durch die Turbine ein Überströmen in die Flut 1 zu erkennen. Die Strömungsvektoren am Eintritt zur Flut 2 zeigen größtenteils vom Turbinengehäuse weg und bedeuten ein Rückströmen in den Abgaskrümmern.</p>	<p>84</p>
<p>5.22 Turbineneingangsmassenstrom \dot{m}_{3^*} über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1}. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmern als Massenfluss dargestellt.</p>	<p>85</p>
<p>5.23 Turbineneingangsmassenstrom \dot{m}_{3^*} über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1}. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmern als Massenfluss dargestellt.</p>	<p>87</p>
<p>5.24 Kraft auf die Wastegateklappe über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1}. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmern als Massenfluss dargestellt.</p>	<p>88</p>

5.25	Kraft auf die Wastegateklappe über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt. Unterhalb ist die Turbine mit Strömungslinien durch das Wastegate zum Zeitpunkt 36 °KW zu sehen, welche mit dem Betrag der Strömungsgeschwindigkeit eingefärbt sind.	89
6.1	Doppelstromturbine samt Laufrad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften der Doppelstromturbine sind Tabelle 6.1 zu entnehmen.	92
6.2	Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die Doppelstromturbine und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min ⁻¹ . 94	
6.3	Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die Doppelstromturbine und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.	95
6.4	Laderdrehzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min ⁻¹ . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.	96

6.5	Laderdrehzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmmer als Massenstrom dargestellt.	97
6.6	Druckverhältnis der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmmer als Massenstrom dargestellt.	99
6.7	Isentroper total-statischer Wirkungsgrad der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmmer als Massenstrom dargestellt.	100
6.8	Isentroper total-statischer Wirkungsgrad des Laufrades der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmmer als Massenstrom dargestellt.	101
6.9	Turbinenlaufzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmmer als Massenstrom dargestellt.	102

6.10 Überströmfaktor *SOF* am Beispiel der Doppelstromturbine. Die Schnittfläche durch die Turbine ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren. Ein Überströmen von der aktiven Flut in die Flut 2 ist dargestellt. Für jede Flut wird eine halbumlaufende Kontrollfläche mit den Normalenvektoren \vec{n}_{sf1} und \vec{n}_{sf2} am Eintritt zum Laufrad definiert. Während \dot{m}_{sf} für den gesamten Massenstrom durch die Kontrollfläche steht, beschreibt $\dot{m}_{sf,in}$ nur die Masse, welche in Richtung der Flächennormalen strömt. 104

6.11 Überströmfaktor *SOF* der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 134 °KW links und 700 °KW rechts als Schnitte dargestellt. 105

6.12 Überströmfaktor *SOF* der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 38 °KW links und 584 °KW rechts als Schnitte dargestellt. 107

6.13 Absolute überströmte Masse der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 108

6.14 Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_{3^*} der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 109

6.15 Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_{3^*} der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 110

6.16 Symmetrische Zwillingsstromturbine samt Lauf rad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften sind Tabelle 6.2 zu entnehmen. 112

6.17 Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die symmetrische und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Unterhalb ist die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse für zwei Drehmomentspitzen dargestellt. Das linke Bild zeigt die Flut 1 aktiv bei 21 °KW und der rechte Ausschnitt zeigt die Flut 2 aktiv bei 583 °KW 114

6.18 Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die symmetrische und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 115

6.19 Laderdrehzahl der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 117

6.20 Turbinendruckverhältnis $\pi_{ts,3*4*}$ der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt. 118

6.21	Turbinenlaufzahl S der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.	119
6.22	Überströmfaktor SOF der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.	121
6.23	Überströmfaktor SOF der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 30 °KW links und 562 °KW rechts als Schnitte dargestellt.	122
6.24	Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_{3^*} der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.	123
6.25	Berechnungsgitter des Turbinenlaufrades mit einem beliebigen Element zum Zeitpunkt t in schwarz und zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ in rot. . .	127

6.26	Drehmoment auf Turbine und Verdichter über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmer als Massenfluss dargestellt.	129
6.27	Total-statischer Wirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmer als Massenfluss dargestellt.	130
6.28	Überströmfaktor <i>SOF</i> über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmer als Massenfluss dargestellt.	132
6.29	Benötigte Rechenzeit pro Iteration in Abhängigkeit der Prozessorenanzahl auf der linken Seite und die Rechenzeit für ein Motorarbeitspiel in Tagen auf der rechten Seite.	134

Tabellenverzeichnis

4.1	Einstellungen und physikalische Eigenschaften der Simulation.	48
5.1	Geometrische Eigenschaften der asymmetrischen Zwillingsstromturbine	58
6.1	Geometrische Eigenschaften der Doppelstromturbine.	93
6.2	Geometrische Eigenschaften der symmetrischen Zwillingsstromturbine.	113

Nomenklatur

Lateinische Symbole

A_H	$[mm^2]$	Fläche des Turbinenhalsquerschnitts
c	$[\frac{m}{s}]$	Strömungsgeschwindigkeit
c_p	$[\frac{J}{kgK}]$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
c_s	$[\frac{m}{s}]$	isentrope Strömungsgeschwindigkeit
F	$[N]$	Kraft auf die Laufradschaufeln
h	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Enthalpie
h_t	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Totalenthalpie
$h_{t,1}$	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Totalenthalpie am Verdichterlaufradeintritt
$h_{t,1is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentrope spezifische Totalenthalpie am Verdichterlaufradeintritt
$h_{t,2}$	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Totalenthalpie am Verdichterlaufradaustritt
$h_{t,2is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentrope spezifische Totalenthalpie am Verdichterlaufradaustritt

$h_{t,3}$	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Totalenthalpie am Turbinenlaufradeintritt
$h_{t,3is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentropische spezifische Totalenthalpie am Turbinenlaufradeintritt
$h_{t,4}$	$[\frac{J}{kg}]$	spezifische Totalenthalpie am Turbinenlaufradaustritt
$h_{t,4is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentropische spezifische Totalenthalpie am Turbinenlaufradaustritt
$h_{t,is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentropische spezifische Totalenthalpie
H_u	$[\frac{kJ}{kg}]$	unterer Heizwert
i	$[-]$	Zylinderanzahl
L_{st}	$[-]$	stöchiometrisches Kraftstoff-Luftverhältnis
m_{3^*}	$[\frac{kg}{s}]$	Massenstrom in das Turbinengehäuse
n	$[min^{-1}]$	Drehzahl
p	$[bar]$	Druck
p_0	$[bar]$	Umgebungsdruck
p_1	$[bar]$	Druck am Verdichterlaufradeintritt
p_2	$[bar]$	Druck am Verdichterlaufradaustritt
p_3	$[bar]$	Druck am Turbinenlaufradeintritt
p_4	$[bar]$	Druck am Turbinenlaufradaustritt

p_{me}	[<i>bar</i>]	effektiver Zylindermitteldruck
p_t	[<i>bar</i>]	Totaldruck
$p_{t,1}$	[<i>bar</i>]	Totaldruck am Verdichterlaufradeintritt
$p_{t,2}$	[<i>bar</i>]	Totaldruck am Verdichterlaufradaustritt
$p_{t,3}$	[<i>bar</i>]	Totaldruck am Turbinenlaufradeintritt
$p_{t,4}$	[<i>bar</i>]	Totaldruck am Turbinenlaufradaustritt
P_{eff}	[<i>W</i>]	Effektive Leistung
R	[$\frac{J}{molK}$]	universelle Gaskonstante
S	[-]	Turbinenlaufzahl
T	[<i>K</i>]	Temperatur
T_1	[<i>K</i>]	Temperatur am Verdichterlaufradeintritt
T_2	[<i>K</i>]	Temperatur am Verdichterlaufradaustritt
T_3	[<i>K</i>]	Temperatur am Turbinenlaufradeintritt
T_4	[<i>K</i>]	Temperatur am Turbinenlaufradaustritt
T_t	[<i>K</i>]	Totaltemperatur

$T_{t,1}$	$[K]$	Totaltemperatur am Verdichterlaufradeintritt
$T_{t,2}$	$[K]$	Totaltemperatur am Verdichterlaufradaustritt
$T_{t,3}$	$[K]$	Totaltemperatur am Turbinenlaufradeintritt
$T_{t,4}$	$[K]$	Totaltemperatur am Turbinenlaufradaustritt
u	$[\frac{m}{s}]$	Umfangsgeschwindigkeit an der Turbinenschaufelspitze
v	$[\frac{m^3}{kg}]$	spezifische Volumen
V_H	$[cm^3]$	Hubvolumen
w	$[\frac{m}{s}]$	Strömungsgeschwindigkeit relativ zum Laufrad

Griechische Symbole

β	$[^\circ]$	Winkel der Strömungsumlenkung im Laufrad
$\Delta h_{t,is}$	$[\frac{J}{kg}]$	isentropes Totalenthalpiedifferenz
Δh_t	$[\frac{J}{kg}]$	Totalenthalpiedifferenz
$\eta_{tt,12is}$	$[-]$	totaler isentroper Wirkungsgrad über das Verdichterlaufrad

$\eta_{ts,12is}$	[-]	total-statischer isentroper Wirkungsgrad über das Verdichterlaufrad
$\eta_{tt,34is}$	[-]	totaler isentroper Wirkungsgrad über das Turbinenlaufrad
$\eta_{ts,34is}$	[-]	total-statischer isentroper Wirkungsgrad über das Turbinenlaufrad
η_v	[-]	Verbrennungswirkungsgrad
η_{vol}	[-]	volumetrischer Wirkungsgrad
π	[-]	Druckverhältnis
$\pi_{tt,12}$	[-]	Totaldruckverhältnis über das Verdichterlaufrad
$\pi_{tt,34}$	[-]	Totaldruckverhältnis über das Turbinenlaufrad
γ	$[K^{-1}]$	isobarer Volumenausdehnungskoeffizient
λ	[-]	Luftverhältnis
ρ	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte
ρ_{Luft}	$[\frac{kg}{m^3}]$	Dichte der Frischluft

Indizes

0	Umgebung
1	Verdichterlaufradeintritt

1*	Verdichtergehäuseeintritt
2	Verdichterlaufradeinritt
2*	Verdichtergehäuseaustritt
3	Turbinenlaufradeinritt
3*	Turbinengehäuseeintritt
4	Turbinenlaufradaustritt
4*	Turbinengehäuseaustritt
ATL	Abgasturbolader
eff	effektiv
is	isentrop
s	statisch
st	stöchiometrisch
t	total

Abkürzungen

1D	eindimensional
3D	dreidimensional
CAE	Computer Aided Engineering
CFD	Computational Fluid Dynamics
CO ₂	Kohlenstoffdioxid

CPU	Central Process Unit
HC	Kohlenwasserstoffe
HLRS	Höchstleistungsrechenzentrum Stuttgart
KW	Kurbelwinkel
MRF	Multiple Reference Frame
NO _x	Stickoxide
PKW	Personenkraftwagen
SM	Sliding Mesh
oT	oberer Totpunkt
uT	unterer Totpunkt

1 Einleitung

Im Jahre 2013 hat der weltweite Ölverbrauch einen neuen Höchstwert erreicht. Bereits im ersten Quartal 2013 wurden 89,80 Millionen Barrel Rohöl pro Tag gefördert und die Nachfrage steigt täglich [Hal13]. Grund dafür sind vor allem aufstrebende Länder mit einem stetig wachsendem Industriesektor und das weltweit steigende Verkehrsaufkommen. Diese erhöhte Nachfrage nach Kraftstoff hat auch einen negativen Einfluss auf die Preisentwicklung von Benzin und Diesel. Zeitweise musste der deutsche Bundesbürger im Schnitt 1,74 Euro im September 2012 [Min13] für den Liter Superbenzin bezahlen. Trotz dieser Entwicklung ist der Verbrennungsmotor heute die Hauptantriebsmaschine von Kraftfahrzeugen, sowohl für Personen- als auch für Güterverkehr, und wird es auch noch in Zukunft bleiben. Innerhalb der europäischen Union sehen die Gesetzgeber jedoch immer strengere Emissionsgrenzen vor, um die Schadstoffemissionen und somit die Umweltbelastung zu verringern. Insbesondere für den Ausstoß von anthropogenem Kohlenstoffdioxid (CO_2) und anderer bei der Verbrennung anfallender Abgase, wie Stickoxide (NO_x) und Kohlenwasserstoffe (HC), werden die legislativen Emissionsgrenzwerte stetig reduziert und zwingen die Automobilhersteller zu einer deutlichen Reduzierung des Verbrauchs und der Schadstoffemissionen ihrer Fahrzeuge.

Welche Möglichkeiten stehen den Automobilherstellern heut-

zutage zur Verfügung, den Kraftstoffverbrauch ihrer Fahrzeuge entscheidend zu senken? Die Elektromobilität ist im Jahre 2013 sicherlich eine Alternative. Auf Grund der im Moment noch geringen Reichweiten, den vergleichsweise hohen Kosten und den langen Ladezeiten ist diese Technik jedoch nur für den innerstädtischen Betrieb und den Kurzstreckenbetrieb attraktiv. Für den außerstädtischen Individualverkehr setzen die Hersteller weiterhin auf den klassischen Verbrennungsmotor. Das Stichwort für den Ottomotor lautet Downsizing.

Unter Downsizing versteht man die Steigerung der Effizienz des Motors sowie Verminderung von Abgasemissionen durch Reduzierung des Hubvolumens bei gleichzeitig konstanten Fahrleistungen. Abgasturboaufladung gepaart mit Direkteinspritzung und variablem Ventiltrieb sind heutzutage, sowohl für Diesel- als auch für Ottomotoren, die Technologien zur Verbrauchsreduzierung und Steigerung der Effizienz. Die gewünschte Motornennleistung wird mittels eines kleineren aufgeladenen Motors erreicht. Der hubraumkleinere Motor weist eine geringere innere Reibung auf und verschiebt die zertifizierungs-relevanten und im realen alltäglichen Fahrbetrieb auftretenden Teillastbetriebspunkte hin zu höheren Lasten, die sich näher am Wirkungsgradoptimum der Maschine befinden. Diese Maßnahmen führen zu niedrigeren spezifischen Verbräuchen im Vergleich zum unaufgeladenen Pendant.

Die modernen Otto- und Dieselmotoren stellen heutzutage große technische Anforderung an das Aufladesystem. Die Abgasenergie des Hubkolbenmotors soll möglichst effizient genutzt werden, um ein gutes Ansprechverhalten zu erzielen und schon bei niedrigen Drehzahlen einen hohen Ladedruck bereit zu stellen, welcher in einem hohem „Low-end-torque“ resultiert. Aus diesem Grund muss die Interaktion zwischen Hubkolbenmotor und Aufladesystem untersucht und die Nutzung

der pulsierenden Abgasenergie optimiert werden. Normalerweise werden Turbolader an stationär aus einer Brennkammer betriebenen Heißgasprüfständen untersucht und auf Grundlage von messtechnisch ermittelten Kennfeldern von Verdichter und Turbine an den Verbrennungsmotor angepasst. Die stationär an diesen Prüfständen gemessenen Kennfelder geben jedoch keinen Aufschluss über das Verhalten des Turboladers bei motornahen Randbedingungen, denn im Gegensatz zum stationären Prüfstand arbeitet der Turbolader bzw. die Turbine unter pulsierenden Anströmungsbedingungen. Während eines Druckstoßes beim Ausschleusen des Restgases aus dem Zylinder werden Turboladerturbinen überwiegend außerhalb dieser stationär vermessenen Betriebspunkten betrieben. Für die Entwicklung von Turboladerturbinen und -spiralen sind jedoch Wirkungsgrade, Durchsatzverhalten und Strömungsverhalten unter genau diesen motornahen Betriebsbedingungen relevant.

Neben der Vermessung eines Turboladers auf einem Heißgasprüfstand, besteht heutzutage zusätzlich die Möglichkeit, das Verhalten einer Strömungsmaschine am Rechner zu simulieren. Immer häufiger wird auf den Einsatz von Simulationswerkzeugen zurückgegriffen, denn die Entwicklungszeit ist heute eine immer kritischer werdende Größe im Produktlebenszyklus. Die Eingliederung von Computer Aided Engineering (CAE) Methoden in den modernen Entwicklungsprozess führt zu deutlich geringeren Entwicklungszeiten und somit auch zu geringeren Kosten. Zusätzlich steigt die Rechenleistung auf Grund des Fortschritts kontinuierlich an und mit ihr der Grad der virtuellen Entwicklung. Immer komplexere und genauere Berechnungen können durchgeführt werden und dadurch auf teure und aufwändige Experimente zum Teil verzichtet werden. Beispielsweise ist es mit hohem technischem Aufwand verbun-

den einen Abgasturbolader unter realen Motorbedingungen zu vermessen. Die pulsierende Randbedingungen müssen generiert werden und das kurbelwinkelaufgelöste Messen der physikalischen Größen wie Druck, Temperatur und Massenfluss ist nicht an jeder beliebigen Stelle möglich, da hierfür Sensoren in Bohrungen angebracht werden müssen. In der Simulation hingegen können an jeder beliebigen Stelle die physikalische Größe ausgewertet werden, um beispielsweise Wirkungsgrade einzelner Komponenten zu berechnen. Als weiterer Vorteil gegenüber dem Experiment ist es möglich, die Strömungen im inneren des Laders, die beim normalen Prüfbetriebsbetrieb verborgen bleiben, sichtbar zu machen und zu analysieren. Gerade im Bereich der Turbolader ist es für eine weitere Optimierung sehr hilfreich zu verstehen, wie sich die Strömung im Inneren verhält. Die Ergebnisse sollten jedoch immer kritisch betrachtet und stets mit Sachverstand hinterfragt werden. Auf Prüfbetriebsarbeit kann noch nicht verzichtet werden, aber die Simulation findet als Instrument zur ersten Konzeptevaluierung, Dimensionierung und Optimierung bestehender Komponenten zunehmend Verwendung, wie auch im Rahmen dieser Forschungsarbeit.

2 Stand der Technik

Dieses Kapitel enthält eine Zusammenfassung der wichtigsten thermodynamischen Grundlagen der Abgasturboaufladung und der Kennzahlen, welche für die Untersuchungen in dieser Arbeit relevant sind. Außerdem wird kurz das Prinzip der numerischen Strömungssimulation beschrieben. Am Ende befindet sich ein Literaturüberblick über den aktuellen Stand der Technik bezüglich Simulation und Vermessung von Turboladern unter pulsierenden Randbedingungen.

2.1 Grundlagen der Abgasturboaufladung

Aufladung im allgemeinen bedeutet dem Zylinder eines Verbrennungsmotors Luft mit einem Druck höher als dem der Umgebung zuzuführen. Dadurch verbessert sich der Füllungsgrad des Motors und es steht mehr Luft zur Verbrennung von Kraftstoff zur Verfügung. Die Leistung eines Verbrennungsmotors mit innerer Gemischbildung ist wie folgt definiert:

$$P_{eff} = \frac{\eta_{vol} \cdot \eta_v \cdot \eta_m \cdot H_u \cdot \rho_{Luft} \cdot V_H}{\lambda \cdot L_{st}} \cdot i \cdot n \quad (2.1)$$

Der untere Heizwert H_u ist durch die im Kraftstoff gebundene Energie festgelegt. Das gesamte Hubvolumen des Motors ist

2.1. GRUNDLAGEN DER ABGASTURBOAUFLADUNG

mit V_H angegeben. Mit dem mechanischen Wirkungsgrad η_m werden die Reibungsverluste innerhalb des Motors berücksichtigt. Der Wirkungsgrad der Kraftstoffumsetzung η_v berücksichtigt eine unvollständige Verbrennung und der volumetrische Wirkungsgrad η_{vol} steht für Verluste während der Ansaugphase. Die beiden letztgenannten Wirkungsgrade bieten nur ein eingeschränktes Potential zur weiteren Steigerung der Leistung und unterliegen thermodynamischen Gesetzen. Die Motordrehzahl n beschreibt die konstante Anzahl an Arbeitsspielen pro Minute multipliziert mit der Taktzahl i , welche mit dem Wert 0,5 den Viertaktprozess mit einer Verbrennung in jeder zweiten Umdrehung berücksichtigt. Durch die mechanischen Belastungen der sich bewegenden Komponenten, insbesondere des Ventiltriebs und des Kolbens, ist auch die Drehzahl nach oben limitiert. Durch die gegebene chemische Zusammensetzung ist das stöchiometrische Kraftstoff-Luftverhältnis L_{st} ebenfalls festgelegt. Folglich ist bei einem gut ausgelegten Motor der einzige Parameter, welcher die Leistung entscheidend beeinflusst, die Dichte ρ_{Luft} der angesaugten Luft. Generell stehen zwei Möglichkeiten zur Verdichtung der Frischluft zur Verfügung. Zum einen die mechanische Aufladung, bei der eine Verdrängermaschine, meistens ein Schraubenverdichter oder ein Rootsgebläse, von der Kurbelwelle angetrieben wird. Dadurch wird pulsierend ein konstantes Luftvolumen pro Umdrehung geliefert, dabei jedoch ein Teil der mechanischen Energie der Kurbelwelle verwendet. Bei der Abgasturboaufladung wird ein von einer Turbine angetriebenes Verdichterrad dazu verwendet, die Luft im Ansaugtrakt zu verdichten. Die Turbine nutzt die Energie der vom Motor produzierten Abgase durch ihre Expansion auf Umgebungsdruck. Der Verdichter ist, wie aus Abbildung 2.1 ersichtlich, über eine Welle starr mit der Turbine ver-

2.1. GRUNDLAGEN DER ABGASTURBOAUFLADUNG

bunden. Die Verdichtung der Luft bewirkt auch immer eine gleichzeitige Erwärmung, da dies kein verlustfreier Vorgang ist. Bei Betrachtung der thermischen Zustandsgleichung 2.2 wird deutlich, dass diese Erwärmung sich negativ auf die Dichteerhöhung auswirkt.

$$\rho = \frac{p}{R \cdot T} \quad (2.2)$$

Um diesen Effekt zu kompensieren, wird dem Verdichter, wie in Abbildung 2.1 dargestellt, ein Ladeluftkühler nachgeschaltet, welcher die verdichtete Frischluft wieder abkühlt.

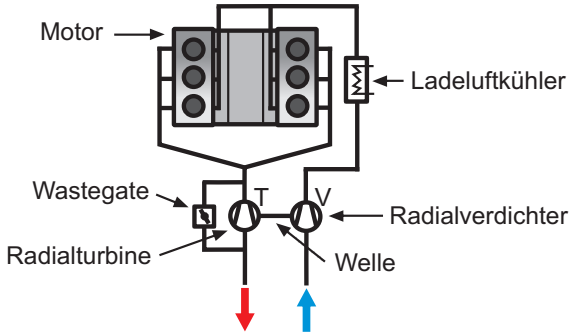


Abbildung 2.1: Schema eines Abgasturboladers.

Der Energiefluss innerhalb des Turboladers ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Die Arbeitsumsetzung wird von der Änderung des Dralls bestimmt. Der Drall $r \cdot c_u$ ist der Radius am Laufradeintritt multipliziert mit der Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit und ist mit gestrichelten Kreisen dargestellt. Das Abgas tritt radial in die Turbine ein und wird

2.1. GRUNDLAGEN DER ABGASTURBOAUFLADUNG

auf den Druck nach Turbine expandiert. Dabei wird die Strömung entgegen der Drehrichtung um den Winkel β umgelenkt, die Strömungsgeschwindigkeit w relativ zum Laufrad wird erhöht während die Absolutgeschwindigkeit abnimmt und dem Fluid Drall entzogen wird, bevor das Abgas die Turbine in axialer Richtung wieder verlässt. Dabei wirkt eine Kraft F auf die Laufradschaufeln, welche die Turbine in Drehung versetzen und Wellenarbeit abgeben. Verdichterseitig tritt das Frischgas axial in den Verdichter ein und wird in Drehrichtung um den Winkel β umgelenkt. Die Relativgeschwindigkeit w des Fluids wird verzögert während die Absolutgeschwindigkeit zunimmt und der Luft wird durch die Schaufelbewegung Drall zugefügt. Die verdichtete Luft verlässt den Verdichter in radialer Richtung.

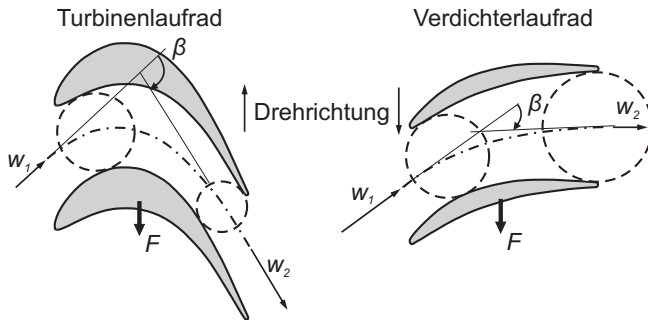


Abbildung 2.2: Energiefluss innerhalb des Turboladers.

Die Abbildung 2.3 zeigt die Druck-Volumen-Diagramme eines Saugmotors und eines aufgeladenen Motors. Von Umgebungsdruck p_0 beginnend wird die Zylinderladung durch die Kolbenbewegung vom unteren Totpunkt UT bis zum o-

ren Totpunkt OT verdichtet und gezündet. Dies führt zu einer Verbrennung mit gleichzeitiger Ausdehnung der Zylinderfüllung. Der Kolben bewegt sich durch die Druckkraft des Gases wieder zum unteren Totpunkt UT und das Gas wird dabei entspannt. Der Zylinderdruck befindet sich zum Zeitpunkt Auslass öffnet noch über dem Umgebungsdruck p_0 und folglich expandiert das Abgas in einem Motor ohne Turboaufladung vom Punkt $A\ddot{o}$ bis der Zylinder Umgebungsdruck erreicht hat, ohne dabei nutzbare Arbeit zu verrichten. Auf Grund der geometrisch vorgegebenen Kolbenbewegung kann dieser Druck, außer durch besondere Maßnahmen wie zum Beispiel einen Miller- oder Atkinsonkreisprozess [BS12], am Ende der Expansion im Zylinder nicht mehr in Arbeit umgesetzt werden. Im aufgeladenen Motor wird ein Teil dieser Abgasenthalpie dem Prozess zur Ladedrucksteigerung wieder zugeführt, wodurch der Wirkungsgrad ansteigt und eine positive Gaswechselschleife möglich ist. Dies bedeutet, dass der Ansaugdruck höher ist, als der Abgasgedruck, wodurch bei Diesel- und Ottomotoren mit Einspritzung in den Brennraum ein Ausspülen des Restgases aus dem Zylinder ermöglicht wird. Diese Abgasenergie im Punkt $A\ddot{o}$ ist die theoretisch durch die Turbine im Turbolader nutzbare Energie. Im realen Motor entsteht ein Druckverlust durch das Ausströmen des Restgases aus dem Zylinder durch das Auslassventil in den Abgaskrümmer.

2.2 Thermodynamische Grundlagen

Das folgende Unterkapitel gibt einen Überblick über alle in dieser Arbeit verwendeten Kennzahlen und Wirkungsgrade. Zunächst wird die Nomenklatur der Zustände innerhalb des

2.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

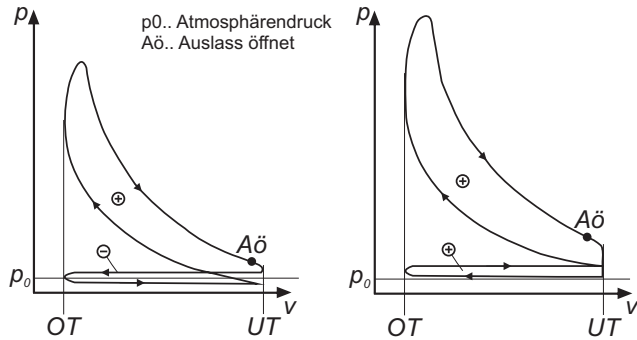


Abbildung 2.3: p-v Diagramm eines Saugmotors auf der linken Seite und eines aufgeladenen Motors auf der rechten Seite.

Turboladers erklärt, welche sich am Verbrennungsmotor orientiert. Auf der Turbinenseite ist der Ein- und Austritt des Turbinenlaufrades mit 3 und 4 indiziert. Verdichterseitig ist der Laufradeintritt mit Zustand 1 und der Austritt mit 2 gekennzeichnet. Eine physikalische Größe ohne Index beschreibt immer den statischen Wert. Die Indizierung t steht für die Totalgröße und is für isentrop. In Kapitel 4.5 befindet sich ein virtueller Messstellenplan, indem alle Zustände bildlich dargestellt sind.

Die spezifische Totalenthalpie h_t aus Gleichung 2.3 ist die Summe aus der spezifischen statischen Enthalpie h und der spezifischen kinetischen Energie der Strömung an dieser Stelle, welche mittels der Strömungsgeschwindigkeit c berechnet wird. Diese Definition gilt analog für den Totaldruck p_t und die Totaltemperatur T_t .

2.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

$$h_t = h + \frac{c^2}{2} \quad (2.3)$$

Die Wirkungsgrade einer Strömungsmaschine sind von großem Interesse, denn sie sind ein Maß dafür, wie effizient die Turbine das Abgas in Wellenarbeit umsetzt oder der Verdichter diese nutzt, um das Frischgas zu verdichten. Die Abbildung 2.4 zeigt einen Entspannungs Vorgang in einem h - s Diagramm. Dargestellt sind die beiden Isobaren p_3 und p_4 . Die Zustandsänderung von 3 nach 4 beschreibt die reale Expansion und die dabei auftretenden Verluste als Entropieerhöhung. Hier werden die Totalzustände betrachtet. Der Zustand 4is kennzeichnet die isentrope Entspannung. Der totale isentrope Wirkungsgrad $\eta_{tt,34is}$ der Turbine ist in Gleichung 2.4 definiert als das Verhältnis der realen Totalenthalpiedifferenz Δh_t zur isentropen Totalenthalpiedifferenz $\Delta h_{t,is}$.

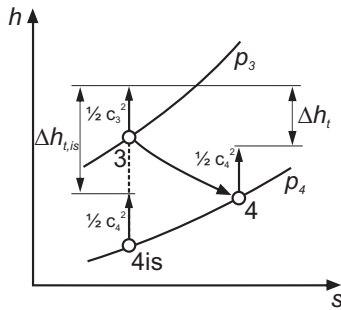


Abbildung 2.4: Entspannungs Vorgang im h - s Diagramm.

2.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

$$\eta_{tt,34is} = \frac{\Delta h_t}{\Delta h_{t,is}} = \frac{h_{t,3} - h_{t,4}}{h_{t,3} - h_{t,4is}} \quad (2.4)$$

Die isentrope Totalenthalpie im Zustand 4 $h_{t,4is}$ lässt sich mittels Gleichung 2.5 berechnen.

$$h_{t,4is} = h_{t,3} + c_p \cdot T_{t,3} \cdot \frac{p_{t,4}}{p_{t,3}} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) \quad (2.5)$$

Daraus folgt für Gleichung 2.4 die Gleichung 2.6 zur Berechnung des totalen Turbinenwirkungsgrades $\eta_{tt,34is}$.

$$\eta_{tt,34is} = \frac{1 - \frac{T_{t,4}}{T_{t,3}}}{1 - \frac{p_{t,4}}{p_{t,3}} \frac{\gamma - 1}{\gamma}} \quad (2.6)$$

Analog zur Entspannung zeigt Abbildung 2.5 einen Verdichtungsprozess in einem h-s Diagramm. Der Zustand 2is beschreibt hier die isentrope, verlustfreie Verdichtung. Der isentrope Totalwirkungsgrad über das Verdichterlaufrad, welcher in Gleichung 2.7 definiert ist, ist das Verhältnis aus der isentropen Totalenthalpiedifferenz $\Delta h_{t,is}$ zur realen Totalenthalpie Δh_t .

$$\eta_{tt,12is} = \frac{\Delta h_{t,is}}{\Delta h_t} = \frac{h_{t,2is} - h_{t,1}}{h_{t,2} - h_{t,1}} \quad (2.7)$$

Mit der Gleichung 2.8 für die Totalenthalpie im Zustand 2is nach der isentropen Verdichtung ergibt sich für den totalen

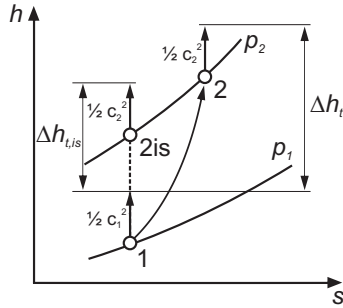


Abbildung 2.5: Verdichtungsprozess im h-s Diagramm.

Verdichterwirkungsgrad Gleichung 2.9.

$$h_{t,2is} = h_{t,1} + c_p \cdot T_{t,1} \cdot \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} \left(\frac{\gamma - 1}{\gamma} - 1 \right) \quad (2.8)$$

$$\eta_{tt,12is} = \frac{1 - \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} \frac{\gamma - 1}{\gamma}}{1 - \frac{T_{t,2}}{T_{t,1}}} \quad (2.9)$$

Das Druckverhältnis π einer Strömungsmaschine definiert das Verhältnis aus Austrittsdruck und dem Druck am Eintritt der Maschine. Zusammen mit dem Massenstrom beschreibt es einen eindeutigen Betriebspunkt. In Gleichung 2.10 ist das totale Turbinendruckverhältnis definiert.

$$\pi_{tt,34} = \frac{p_{t,3}}{p_{t,4}} \quad (2.10)$$

2.2. THERMODYNAMISCHE GRUNDLAGEN

Das totale Druckverhältnis des Verdichters ist Gleichung 2.11 zu entnehmen.

$$\pi_{tt,12} = \frac{p_{t,2}}{p_{t,1}} \quad (2.11)$$

Für die Turbine können die Wirkungsgrade, als Alternative zum Druckverhältnis π , auch über die Laufzahl S angegeben werden. Sie ist, wie in Gleichung 2.13 zu sehen, als Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit an der Turbinenschaufelspitze u zur isentropen Strömungsgeschwindigkeit c_s definiert. Dies ist die Geschwindigkeit, die sich ergäbe, wenn das Abgas, statt in der Turbine, in einer idealen Düse vom Totalzustand am Laufradeintritt verlustfrei auf den statischen Druck p_4 am Laufradaustritt expandieren würde [Bai05]. Sie wird auch als Düsengeschwindigkeit bezeichnet.

$$\frac{c_s^2}{2} = \Delta h_{tt,34is} \quad c_s = \sqrt{2\Delta h_{tt,34is}} \quad (2.12)$$

Zusammen mit Gleichung 2.5 ergibt sich aus Gleichung 2.12 für die isentrope Düsengeschwindigkeit die Gleichung 2.13 für die Turbinenlaufzahl S .

$$S = \frac{u}{c_s} = \frac{u}{\sqrt{2 \cdot c_p \cdot T_{t,3} \left(1 - \frac{p_{t,4}}{p_{t,3}} \frac{\gamma - 1}{\gamma} \right)}} \quad (2.13)$$

Die Laufzahl ist folglich eine Kombination aus den zwei Parametern Laderdrehzahl n und Druckverhältnis π . Der Vorteil

ist die Eliminierung der Drehzahlabhängigkeit, so dass die Daten für verschiedene Drehzahlen miteinander verglichen werden können. Für eine konventionelle Radialturbine liegt das theoretische Wirkungsgradmaximum bei einer Laufzahl von annähernd 0,7 [Bai05]. Auf die verdichterseitigen Kennzahlen wird an dieser Stelle nicht weiter eingegangen, da der Fokus dieser Forschungsarbeit auf der Turbinenseite liegt.

2.3 Zweiflutige Turbinengehäuse

Im Rahmen dieser Arbeit werden unter anderem verschiedene Turbinengehäuse bezüglich Wirkungsgrad und Betriebsverhalten miteinander verglichen (siehe Kapitel 6). In diesem Kapitel werden daher verschiedene Konzepte von Turbinengehäusen vorgestellt. Die Aufgabe des Spiralgehäuses ist in erster Linie die Verteilung des aus dem Abgaskrümmern kommenden Abgases um das Turbinenlaufrad, wie in Abbildung 2.6 dargestellt. Der Durchmesser der Spirale, bzw. die Fläche A_H normal zur Strömungsrichtung fällt dabei vom Maximum an ihrem Eintritt über den Umfang in Strömungsrichtung immer weiter ab. Dadurch wird das Abgas beschleunigt, erhält eine erhebliche Drallkomponente und wird auf das Schaufelrad gelenkt, wo es seine Arbeit verrichtet [Bai05]. In einem Turbinengehäuse ohne Leitschaufeln, wie es bei den meisten Abgasturboladern im ottomotorischen Bereich üblich ist, ist die Spirale alleine für das korrekte Anströmen des Turbinenrades und folglich auch für ein effizientes Umsetzen der Abgasenergie in Wellenarbeit verantwortlich. Die Strömung sollte möglichst gleichmäßig um das Laufrad verteilt werden, um für einen gleichmäßigen Massenfluss und statischen Druck am Laufradeintritt zu garantieren. Die Auslassdruckwellen bei einem

2.3. ZWEIFLUTIGE TURBINENGEHÄUSE

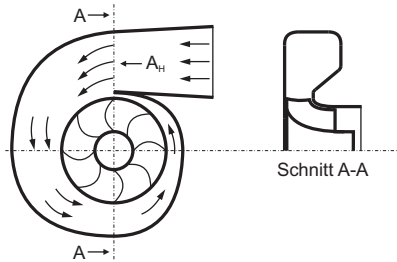


Abbildung 2.6: Funktionsweise des spiralförmigen Turbinengehäuses mit Turbinenhalsquerschnitt A_H und Schnittansicht.

Vierzylindermotor mit einer klassischen 4 in 1 Abgaskrümmmerkonfiguration überlagern sich, so dass über die gesamte Zeit ein negatives Spülgefälle über die Zylinder anliegt. Das bedeutet, dass durch die Druckpulse bei Auslass öffnet der Druck im Abgastrakt höher ist, als der Ladedruck im Einlasskanal. Dies verhindert ein sauberes Ausspülen der Restgase aus den Zylindern gerade im Bereich niedriger Drehzahlen, denn ein frühes Einlass öffnet führt zu einem Rücksaugen des Abgases aus dem Abgaskrümmmer in den Ansaugtrakt und nach Auslass schließt wieder zu einer Strömung zurück in den Brennraum. Aus diesem Grund findet in heutigen Vierzylindermotoren häufig eine sogenannte mehrflutige Turbine Verwendung [Bai05]. Das ist eine Radialturbine mit einem speziell entwickelten Gehäuse mit zwei getrennten Spiralkanälen aber ungeteiltem Laufrad. Durch dieses Prinzip ist eine Separation der Abgaskrümmmer und der beiden Spiralkanäle bis zur Schaufelspitze des Laufrades sichergestellt. Jeder Ka-

2.3. ZWEIFLUTIGE TURBINENGEHÄUSE

nal ist jedoch in der Lage das Laufrad über den gesamten Umfang zu beaufschlagen. Die gebräuchlichste Form eines zweiflutigen Turbinengehäuses ist die sogenannte Zwillingstromturbine (Twin Scroll), bei der die Spirale mittig über den gesamten Umfang durch einen Steg in zwei Kanäle geteilt ist, wie in Abbildung 2.7 links zu sehen ist. Dabei sind die beiden Kanäle asymmetrisch oder wie hier symmetrisch um das Laufrad herum angeordnet. Eine weitere Variante eines zweiflutigen Turbinengehäuses ist die Doppelstromturbine (Dual Volute), welche in Abbildung 2.7 rechts dargestellt ist. Die beiden Kanäle sind hier nicht mittig getrennt, sondern so ineinander verschlungen, dass jeder Kanal das Laufrad mit je 180° des Umfangs beaufschlagt. Bei Doppelstromgehäusen führt die Trennung zwischen den Fluten zu unterschiedlichen thermodynamischen Zuständen in zwei benachbarten Schaufelkanälen, wenn das Laufrad eine der Trennungen passiert. Die resultierende, sich stark ändernde Beaufschlagung kann zu kritischen Schwingungsanregungen der Schaufeln führen, weshalb in der Vergangenheit Zwillingstromgehäusen gegenüber Doppelstromgehäusen der Vorzug gegeben wurde [SDB⁺09]. Eine Reduzierung der ungleichen Beaufschlagungen über den Umfang kann durch Leitschaufeln vor dem Laufrad erreicht werden. Die zweiflutige Variante einer Turbine bietet entscheidene Vorteile gegenüber einer klassischen 4 in 1 Variante. Die prinzipbedingt durch die Flutentrennung geringeren Volumina der abgasführenden Komponenten führen folglich zu einem höheren Grad an Stoßaufladung und somit zu einer Erhöhung des nutzbaren Enthalpiegefälles an der Turbine. Die getrennten Kanäle führen während der Ventilüberschneidungsphase zu einem positiven Spülgefälle über die Zylinder, da sich die Abgasdruckpulse der einzelnen Zylinder nicht mehr gegenseitig beeinflussen. Das Restgas kann besser aus dem Zylinder

2.3. ZWEIFLUTIGE TURBINENGEHÄUSE

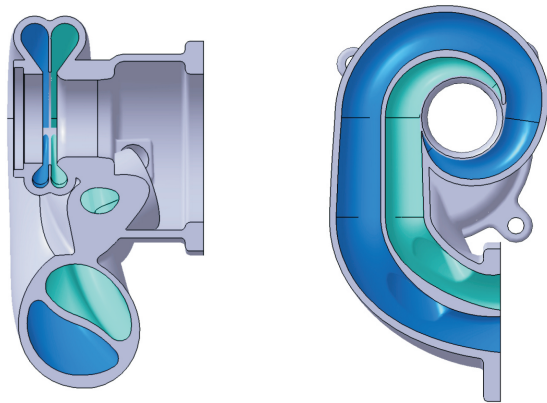


Abbildung 2.7: Zweiflutige Turbinengehäuse. Links ist eine Zwillingsstromturbine und rechts eine Doppelstromturbine abgebildet.

2.4. GRUNDLAGEN DER NUMERISCHEN STRÖMUNGSSIMULATION

ausgespült werden, da eine Rückwirkung des Vorauslases benachbarter Zylinder ausgeschlossen ist. Das Überspülen von Frischgas sorgt für eine Absenkung der Temperatur von Brennraumwand und Zylinderladung und verringert so die Klopfneigung weiter, genauso wie der durch die Spülung erreichte geringere Restgasgehalt im Zylinder. Ein wirkungsgradoptimalerer Zündwinkel kann eingestellt werden und so Leistung und Ansprechverhalten im unteren Drehzahlbereich deutlich verbessert werden. Das Restgasausspülen ist in Abbildung 2.8 veranschaulicht. Sie zeigt einen Schnitt durch die Ventilachse eines aufgeladenen Vierzylindermotors. Durch das frühe Öffnen des Einlassventils und auf Grund des positiven Spülgefälles wird das Abgas, hier grün und gelb dargestellt, mit dem blauen Frischgas aus dem Zylinder ausgespült. Die Abbildung stammt aus einer Motoranalyse mit Hilfe des 3D CFD Ansatzes QuickSim zur Motorsimulation [Chi11].

2.4 Grundlagen der numerischen Strömungssimulation

Das Modell, welches in dieser Arbeit aufgebaut wurde, nutzt die Methode der numerischen Strömungssimulation. Die numerische Strömungssimulation ist eine heute als Standard geltende Methode, um nichtlineare strömungstechnische Probleme approximativ mit numerischen Methoden zu lösen. Numerische Verfahren sind Methoden und Algorithmen zum näherungsweise Lösen von Modellgleichungen mittels einfacher arithmetischer Operationen an diskreten Stellen des Lösungsgebietes, das hierzu durch Gitterstrukturen in finite Elemente aufgeteilt wird. Die in der Strömungsmechanik be-

2.4. GRUNDLAGEN DER NUMERISCHEN STRÖMUNGSSIMULATION

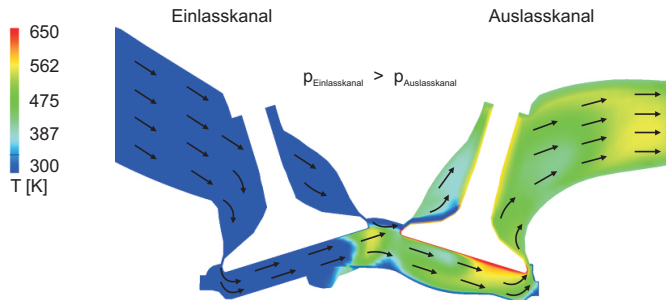


Abbildung 2.8: Ausspülen des Restgases aus dem Zylinder durch Ventilüberschneidung. Die Schnittfläche durch die Ventilachse ist mit der Temperatur eingefärbt. Die Strömungsvektoren sind auf Grundlage der Simulationsergebnisse zur besseren Darstellung nur schematisch eingezeichnet.

nutzen Modellgleichungen sind die Navier-Stokes Gleichungen. Bei ihnen handelt es sich um ein System aus nichtlinearen partiellen Differentialgleichungen zweiter Ordnung, die ein Fluid auch mit Turbulenz und Grenzschicht vollständig beschreiben [Sig07]. Die Gleichungen sind in einschlägiger Literatur [Sig07] und [FP07] zu finden und werden an dieser Stelle nicht aufgeführt, da nicht das Lösungsverfahren selbst im Mittelpunkt dieser Arbeit steht, sondern seine Anwendung.

2.5 Literaturüberblick

Dieses Kapitel fasst den aktuellen Stand der Technik der Kennfeldvermessung und -berechnung von Turboladern unter pulsierenden Randbedingungen zusammen. Zunächst wird an dieser Stelle auf das Werk „Fundamentals of Turbocharging“ von Baines [Bai05] verwiesen. Im Jahre 2005 neu erschienen stellt es das umfassendste Werk zur Turboaufladung dar und deckt alle Grundlagen sehr gut ab. Zusätzlich sollte dieses Buch aber durch verschiedene Veröffentlichungen und Dissertationen über Spezialthemen wie Fluteninteraktion oder instationäre Berechnungen des Wirkungsgrades ergänzt werden, welche im Folgenden vorgestellt werden.

2.5.1 Simulative Arbeiten

In der Arbeit von Palfreyman und Botas [PMB04] wurde die Strömung durch eine halbaxiale Turboladerturbine unter pulsierenden Randbedingungen rechnerisch und experimentell untersucht. Als Besonderheit wurde das Turbinenlaufrad während der Berechnung explizit bewegt. Das stationäre Gehäusenetz und das sich bewegende Netz wurden zu jedem

2.5. LITERATURÜBERBLICK

Zeitschritt durch ein sogenanntes Sliding Mesh Interface zwischen Laufrad und Spirale gekoppelt. Abbildung 2.9 links zeigt den instationären Turbinenwirkungsgrad aufgetragen über das Druckverhältnis für die Simulation und Messung verglichen mit den stationär ermittelten Prüfstandswerten. Der errechnete Wirkungsgrad liegt über einen weiten Teil der Pulsationszyklen deutlich unter den am Prüfstand ermittelten Werten. Die Wirkungsgradschwankungen wurden in der Simulation jedoch qualitativ reproduziert. In Abbildung 2.9 rechts ist der Turbinenmassenfluss über das Druckverhältnis zu sehen. Der gerechnete und der gemessene Massenfluss liegen deutlich auseinander. Die Unterschiede zwischen stationär gemessenen und instationär rechnerisch ermittelten Wirkungsgraden in dieser Untersuchung sind deutlich größer als in der zwei Jahre zuvor veröffentlichten Arbeit von Lam und Roberts [LRM02], welche in Abbildung 2.10 zu sehen sind. Hier ist jedoch anzumerken, dass Lam und Roberts eine Turbine mit Leitschaufeln verwendeten, welche für eine gleichmäßigere Strömung in das Laufrad sorgte, während Plafreyman und Botas eine leitschaufellose Turbine untersucht hatten. Außerdem haben Lam und Roberts ein stehendes Laufrad mittels eines Mischungsmodells (MRF) mit dem Turbinengehäuse gekoppelt. Die relative Bewegung des Laufrades zum Gehäuse wurde nicht berücksichtigt. Der Autor rechtfertigte den Einsatz des Mischungsmodells durch die Tatsache, dass die Pulsfrequenz der Randbedingungen viel niedriger als die Frequenz der Schaufelbewegung sei. Der instationäre Wirkungsgrad wich hier nur wenige Prozentpunkte vom stationären Wert ab, welcher mit der durchgezogenen Linie dargestellt ist. In Abbildung 2.9 aus der Arbeit von Palfreyman und Botas [PMB04] sind Wirkungsgrade deutlich größer 1 und kleiner 0 zu sehen. Grund ist die zeitliche Phasenverschiebung, welche

2.5. LITERATURÜBERBLICK

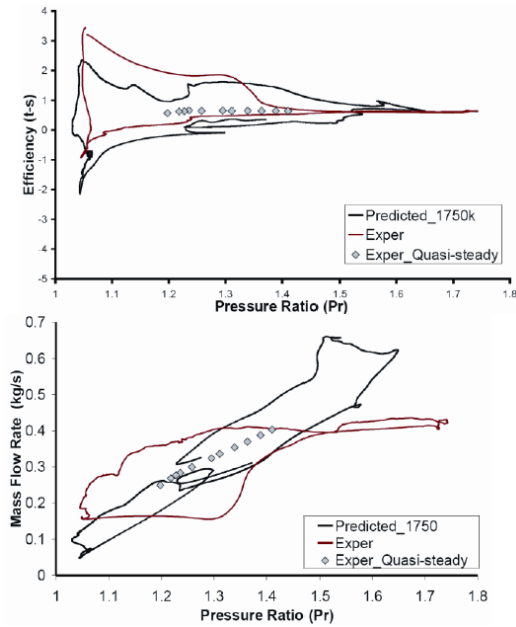


Abbildung 2.9: Vergleich zwischen Turbinenwirkungsgrad und Massenfluss gemessen und errechnet während eines Pulszyklus [PMB04].

2.5. LITERATURÜBERBLICK

entsteht, weil das Fluid eine gewisse Zeit vom Eintritt der Turbine bis zu ihrem Austritt benötigt. Seine Energie gibt es im Laufrad an die Welle ab, während die Messstellen jeweils am Eintritt und am Austritt der Turbine liegen. Auf dieses Phänomen, welches auch im Rahmen dieser Forschungsarbeit aufgetreten ist, wird in Kapitel 5 genauer eingegangen. In

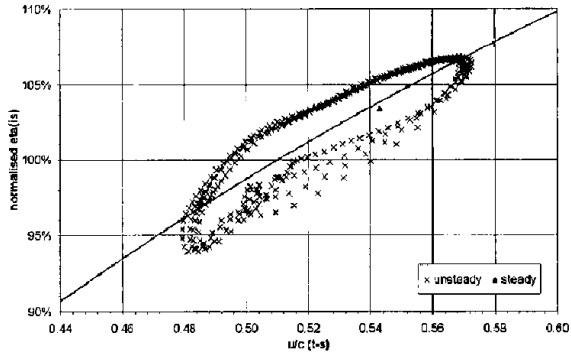


Abbildung 2.10: Errechneter aktueller isentropen Turbinenwirkungsgrad während eines Pulszyklus im Vergleich mit dem stationär gemessenen Wirkungsgrad [LRM02].

den Arbeiten von Hellström und Fuchs [HF08b] und [HF08a] zeigten die beiden Autoren in ihren 3D CFD Berechnungen an einer Radialturbine samt 4 in 1 Krümmer eine nicht konstante Phasenverschiebung zwischen Massenfluss, Temperatur und Druck am Eintritt der Turbine und der Wellenleistung. Die Phasenverschiebung variierte während des Pulses und zeigte ebenfalls eine Abhängigkeit von der Frequenz und der Ampli-

2.5. LITERATURÜBERBLICK

tude der Pulsationen. Diese Tatsache erschwert eine genaue instationäre Wirkungsgraddefinition und es treten temporär Werte größer 1 oder kleiner 0 auf. Hellström und Fuchs [HF08b] führten daher einen sogenannten Nutzungsfaktor ein. Dieser ist definiert als das Verhältnis von Wellenleistung zur verfügbaren Leistung am Abgaskrümmereintritt. Ihre Untersuchungen zeigten eine gute Korrelation mit der zeitgemittelten produzierten Wellenleistung. Nachteilig ist, dass dieser Faktor die Gesamtkonfiguration Abgaskrümmers samt Turbine bewertet und nicht für Turbinen an unterschiedlichen Krümmergeometrien zum Vergleich verwendet werden kann. Mit zwei unterschiedlich Pulsationsfrequenzen bei gleichbleibendem Massenstrom und Temperatur wurde die Turbine in [HF08b] beaufschlagt. Das Ergebnis der zehnfach höheren Pulsfrequenz war eine leicht niedrigere Wellenleistung, jedoch war die Leistung zwischen den Pulsen deutlich höher.

Lujan et al. [LGS01] versuchten, den Turbinenwirkungsgrad unter motorischen Randbedingungen durch ein 1D Strömungsmodell zu berechnen. Ihre Ergebnisse zeigten, dass der zyklusgemittelte Wirkungsgrad bei konstanter Turbinendrehzahl etwa 25% niedriger ausfiel, als der Wert, welcher vom Hersteller durch die Vermessung unter stationären Randbedingungen angegeben wurden. Ebenfalls rechnerisch ermittelten Rehnberg et al. [RAO06] den instationären Turbinenwirkungsgrad und zeigten Abweichungen zu den unter der Annahme der sich quasi-stationär verhaltenden Turbine ermittelten Größen. Der Wirkungsgrad eines Abgaspulses zeigt eine gute Übereinstimmung während des Druckanstiegs bis zur maximal abgegebenen Wellenleistung verglichen mit den gemittelten stationären Untersuchungen. Nach dem Druckgipfel, wenn die Energie des Pulses nachlässt, weicht der Wirkungsgrad jedoch stark ab. Zu ähnlichen Ergebnissen gelangte auch Westin

[Wes05].

Die Vorteile einer asymmetrischen Twin Scroll Turbine für einen Nutzfahrzeug Dieselmotor in Zusammenhang mit Abgasrückführung zeigten Müller et al. [MSS⁺08] mit Hilfe von Motorprozessrechnungen und CFD Simulationen auf. Ebenfalls mit zweiflutigen Turbinen beschäftigten sich Copeland et al. [CMBS08]. Die Autoren untersuchten die Ungleichbeaufschlagung von Doppelstromturbinen mit Hilfe von 3D CFD Berechnungen, um die Strömungsverluste zu bewerten. Eine Diskrepanz zwischen Wirkungsgrad unter pulsierenden Randbedingungen im Vergleich zu stationärer Beaufschlagung wurde in ihrer Arbeit festgestellt. Die verschiedenen Strömungszustände innerhalb einer zweiflutigen Turbine wurden von Brinkert et al. [BSS⁺11] analysiert. Die Autoren führten Messungen bei Ungleichbeaufschlagung durch und stellten Parameter vor, um diese Strömungszustände innerhalb der Turbine zu beschreiben, welche zusätzlich mit Hilfe von 3D CFD Berechnungen genauer analysiert wurden. Die Abhängigkeit des Turbinenwirkungsgrades vom Strangdruckverhältnis und ungleichbeaufschlagendem reduzierten Massenstrom als Eintrittsbedingung wurde in Diagrammen dargestellt. Auf Grund dieser Untersuchungen stellten die Autoren in [BKS⁺11] eine erweiterte Modellierung der zweiflutigen Turbine für die Motorprozessrechnung vor. Die Ergebnisse der Modellierung von symmetrischen wie asymmetrischen Turbinen wurden mit den Daten vom Motorprüfstand verglichen.

Die Arbeit von Hajilouy et al. [HRS09] handelt von der rechnerischen und experimentellen Analyse einer zweiflutigen Turbine eines Abgasturboladers unter stationären Randbedingungen als auch unter Teil- und Vollbeaufschlagung der Turbine. Dazu wurden die Ergebnisse eines eindimensionalen Strömungsmodells des Abgasturboladers mit Prüfstandsergeb-

nissen verglichen. Die Abweichung zwischen experimentellen und rechnerischen Ergebnissen lag bei Vollbeaufschlagung der Turbine bei 2% für den Massenfluss und bei 1,5% für den Wirkungsgrad. Jedoch stiegen die Unterschiede bei Teilbeaufschlagung auf bis zu 5% an. Die Autoren vermuteten die Ursache in den Überströmverlusten der einzelnen Fluten.

2.5.2 Experimentelle Arbeiten

Winterbone und Pearson [WP98] verglichen in ihrer Arbeit die gemessenen Drücke am Turbineneintritt und an einigen Stellen im Abgaskrümmen. Die Auslassdruckwellen wurden deutlich gedämpft auf ihrem Weg durch das Abgassystem, verschwanden jedoch nicht gänzlich und erreichten mit der selben Phasenverschiebung die Turbine. Zu einer ähnlichen Erkenntnis gelangten auch Karamanis et al. [KMBS01], die den statischen Druck an mehreren Stellen im Turbinengehäuse gemessen haben. Die Autoren stellten in ihren experimentellen Untersuchungen fest, dass die Abweichung des isentropen Turbinenwirkungsgrades unter pulsierenden Randbedingungen mit steigender Frequenz der Pulsation im Vergleich zum stationär ermittelten Wert abnimmt. Der zyklusgemittelte Wirkungsgrad war dabei stets geringer, als der vergleichbare Wert unter stationärer Beaufschlagung. Als Grund gaben die Autoren einen sich ständig wechselnden Winkel der Falschströmung während eines Pulses von -80° bis 40° an.

Die Eintritts- und Austrittszustände eines Turboladers unter motornahen Randbedingungen, statt an einem stationären Prüfstand, wurden von Ehrlich in [ELF97] und [Ehr98] gemessen. Gegenüber einem normalen Prüfstandsbetrieb traten hier große Temperaturschwankungen am Eintritt über die Pulsationszyklen auf, welche in signifikanten Dichteschwankungen

2.5. LITERATURÜBERBLICK

resultierten. In Abbildung 2.11 wird der Ein- und Austrittsmassenstrom zur gleichen Zeit über den gesamten Motorzyklus verglichen. Deutlich zu sehen sind die Füll- und Entleereffekte innerhalb der Turbine über Grad Kurbelwinkel. Der Autor verzichtete auf Grund dieser instationären Effekte auf die Berechnung eines klassischen isentropen Wirkungsgrades und verglich die dem System am Eintritt zugeführte Energie und die abgegebene Wellenleistung. Das Resumee dieser Arbeit war, dass die Amplituden der Druckwellen innerhalb der Turbine auf Grund der großen Temperaturschwankungen deutlich höher ausfallen, als von einer reinen Druckwellenfortpflanzung zu erwarten wäre. Zusätzlich muss die Konvektion des Heißgases berücksichtigt werden und die Effekte in Abbildung 2.11 sind eine Kombination aus beidem. Zusammenfassend konnte der Autor von einer quasi-stationären Betrachtung der Turbine abraten.

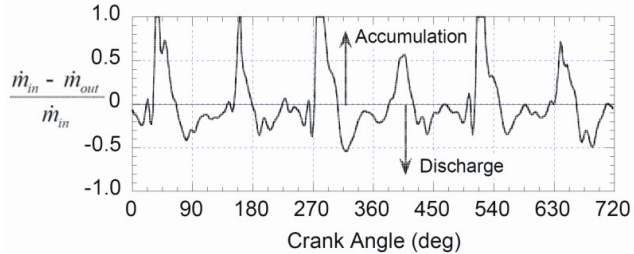


Abbildung 2.11: Instationäre Füll- und Entleereffekte in einer Turbine innerhalb eines Motorarbeitsspiels [Ehr98].

In der Arbeit von Winkler et. al [WAO05] wurde das Verhalten einer zweiflutige Turbine unter instationären motorischen

Randbedingungen an einem Dieselmotor untersucht. Bei der Berechnung des isentropen Turbinenwirkungsgrades entdeckten die Autoren signifikante Interaktionen zwischen den beiden Turbinenfluten, genau wie in der Arbeit von Dale und Watson [DW86]. Die Autoren bestimmten die Wellenleistung einer zweiflutigen Turbine mit pulsierender Beaufschlagung und stellten fest, dass der Turbinenwirkungsgrad mit der unterschiedlichen Beaufschlagung der einzelnen Kanäle variiert. Bei einem Betriebspunkt mit einer Pulsfrequenz von 40 Hz wurde eine Abweichung des instationären Turbinenwirkungsgrades gegenüber einem vergleichbaren stationären Betriebspunkt von bis zu 20% festgestellt, wie in Abbildung 2.12 dargestellt. Der Term \dot{m}_a/\dot{m}_b beschreibt das Maß der Ungleichbeaufschlagung der Spiralkanäle. Für die Kurve A mit $\dot{m}_a/\dot{m}_b = 1$ gilt die Gleichbeaufschlagung, während Werte größer 1 für einen höheren Massenstrom durch Flut 1 stehen und Werte kleiner 1 einen höheren Massenstrom durch Flut 2 bedeuten.

Dale [Dal90] zeigte im Rahmen seiner Arbeit, dass der momentane Massenfluss und der Wirkungsgrad unter instationären Randbedingungen von den stationär ermittelten Größen bei gleichem Druckverhältnis abweichen, wie in Abbildung 2.13 auf der linken Seite dargestellt. Der zeitlich gemittelte Massenfluss als Funktion des Druckverhältnisses zeigte sich jedoch ähnlich zu dem stationär gemessenen Massenfluss, während der instationäre Wirkungsgrad unter dem stationär ermittelten liegt, wie in Abbildung 2.13 auf der rechten Seite zu sehen. Auch Chen et al. [CHMB96] konnten in ihrer Arbeit beweisen, dass die pulsierenden Druckwellen eine höhere isentrope Energie beinhalten, als die korrespondierende stationäre Strömung mit dem gleichen über den Zyklus gemittelten Druck.

Rajoo und Martinez-Botas [RMB08] untersuchten eine halb-

2.5. LITERATURÜBERBLICK

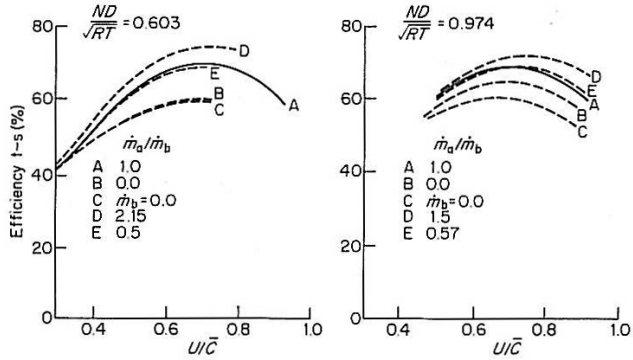


Abbildung 2.12: Wirkungsgrade über Turbinenlaufzahl bei Ungleichbeaufschlagung in zwei unterschiedlichen Betriebspunkten [DW86].

axiale Turbine mit variablen Leitschaufeln. Der Wirkungsgrad der Turbine wurde experimentell unter stationären und instationären Randbedingungen ermittelt. Dabei stellten die Autoren eine signifikante Abweichung der instationären Größen zu den stationär gemessenen Größen fest, wie in Abbildung 2.14 zu sehen ist. Diese Abweichung steigt mit dem Leitschaufelwinkel, was einem kleiner werdenden Düsenkanal entspricht. Die höchste Differenz lag bei 33% bei einem Leitschaufelwinkel von 70° . Als Begründung gaben die Autoren die erhöhte Wahrscheinlichkeit von Sperren während eines Pulsationszyklus an und die durch die Leitschaufel verzögerten Füll- und Entleereffekte in der Turbine.

In einer weiteren Arbeit von Capobianco [CM10] wurden experimentelle Untersuchungen an einem Turbolader für PKW

2.5. LITERATURÜBERBLICK

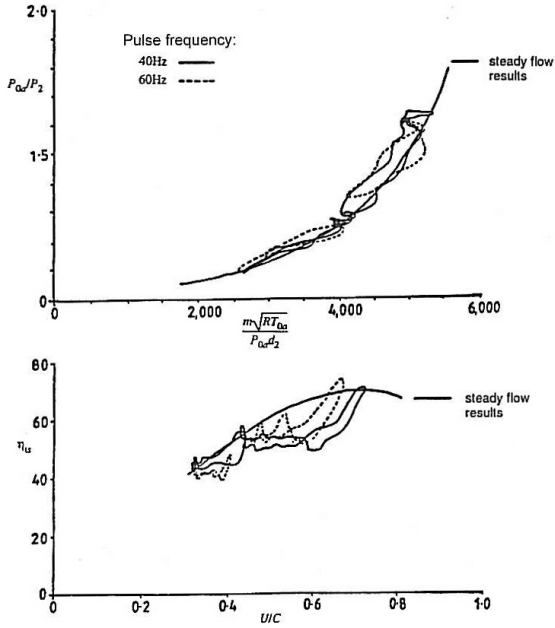


Abbildung 2.13: Druckverhältnis über Massenfluss links und Wirkungsgrad über Turbinenlaufzahl rechts, für instationäre und stationäre Untersuchungen [Dal90].

2.5. LITERATURÜBERBLICK

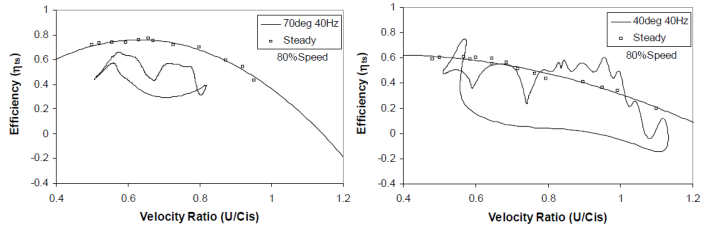


Abbildung 2.14: Momentaner Turbinenwirkungsgrad unter 40 Hz pulsierender Beaufschlagung bei einem Leitschaufelwinkel von 70° und 40° [RMB08].

Anwendungen durchgeführt. Das Kernthema dieser Arbeit war die Bestimmung des Turbinenwirkungsgrades unter instationären Randbedingungen. Diese Ergebnisse wurden anschließend, wie in Abbildung 2.15 zu sehen, mit den stationär ermittelten Wirkungsgraden verglichen. Die Untersuchungen zeigten, dass die pulsierende Beaufschlagung eine Abnahme des Turbinenwirkungsgrades im Vergleich zum stationär ermittelten Wert zur Folge hat.

Mit dem stationären und instationären Betriebsverhalten einer halbaxialen Turbine beschäftigten sich Szymko et al. [SMBP05]. Alle physikalischen Größen zur Bestimmung des instationären Wirkungsgrades wurden zeitlich aufgelöst bei pulsierender Beaufschlagung der Turbine mit einer Frequenz von 20 bis 80 Hz gemessen. Dabei entdeckten die Autoren hohe Schwankungen in Wirkungsgrad und Laufzahl der Turbine während eines Pulsationszyklus. Es konnten sogar negative Wirkungsgrade auftreten, weil die Turbine zwischen den Pulsen

2.5. LITERATURÜBERBLICK

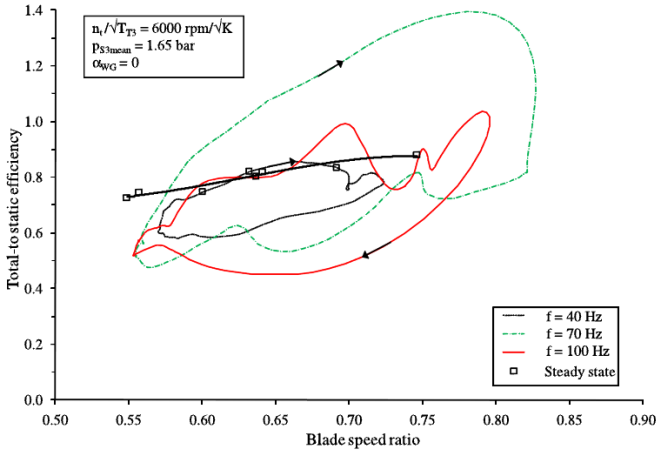


Abbildung 2.15: Instationärer Turbinenwirkungsgrad über Turbinenlaufzahl [CM10].

2.5. LITERATURÜBERBLICK

Energie an das Abgas überträgt. Zusammenfassend konnten die Autoren feststellen, dass für Turboladerdrehzahlen im normalen Motorbetrieb das Turbinenlaufrad als quasistationär betrachtet werden kann, während das Turbinengehäuse überwiegend ein instationäres Verhalten zeigt.

3 Zielsetzung

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit soll ein Werkzeug zur rechnerischen Analyse und Optimierung des Betriebsverhaltens eines Abgasturboladers unter pulsierenden Druckrandbedingungen entwickelt werden, ohne dabei auf herstellerseitige Kennfelder des Turboladers angewiesen zu sein. Das Ziel ist die Erstellung eines virtuellen Turboladerprüfstandes auf Basis eines zweiflutigen Turboladers, um von Grund auf neu konstruierte Komponenten wie Turbine und Laufräder innerhalb einer Motorumgebung strömungstechnisch zu analysieren. Der Fokus liegt dabei auf der Bestimmung zeitlich aufgelöster physikalischer Größen und insbesondere auf dem Wirkungsgrad bei verschiedenen Motorbetriebspunkten sowie der Untersuchung instationärer Effekte wie Füllen und Entleeren der Turbine und ihre Auswirkungen, welche durch pulsierender Beaufschlagung auftreten. Darüberhinaus soll die Fluteninteraktion bei mehrflutigen Turbinengehäusen untersucht werden und die Überströmverluste in Kennzahlen zusammengefasst werden. Verschiedene mehrflutige Turbinenkonzepte sollen auf Basis der bereits bestehenden asymmetrischen Zwillingstromturbine konstruiert werden und bezüglich Betriebsverhalten und Wirkungsgrad miteinander verglichen werden. Ebenfalls soll der Grad an Flutentrennung der einzelnen Turbinenvarianten ermittelt werden.

4 Modellaufbau

Im folgenden Kapitel wird das dreidimensionale Strömungsmodell, welches für die Untersuchungen in dieser Forschungsarbeit erstellt wurde, vorgestellt. Zur Umsetzung dieses Modells wurde, auf Grund seiner hohen Reputation im Turbomaschinenbereich, das Softwarepaket CFX der Firma ANSYS Inc. in der Version 14 gewählt. Von der Geometrie des Turboladers samt Laufräder über ihre Berechnungsgitter bis hin zu den physikalischen Eigenschaften und Zusammenhänge, welche über die Standardsoftware hinaus implementiert wurden, werden alle Einzelheiten in diesem Kapitel detailliert behandelt, um die Ergebnisse der Untersuchungen besser einschätzen und interpretieren zu können.

4.1 Motor und Abgasturbolader

Der verwendete Abgasturbolader stammt aus einem direkt einspritzenden Reihenvierzylinder Ottomotor aus dem Sportwagensegment. Das Triebwerk besitzt vier Ventile pro Zylinder und hat einen Hubraum von 1998 ccm^3 . Mit der Abgasturboaufladung erreicht es eine Leistung von 194 Kilowatt und ein maximales Drehmoment von 353 Newtonmeter. In der Hochaufladung liegt bei einer Motordrehzahl von 5250 Umdrehungen pro Minute ein maximaler Saugrohrdruck von 2320 mbar an. Ein hohes Low-end-torque wird durch eine Aus-

spülung des Zylinderrestgases mittels Ventilüberschneidung erreicht. Die vier Ventile pro Zylinder verfügen über eine kontinuierliche variable Ventilsteuerung für Ein- und Auslass um jeweils 50 °KW. Die untersuchten Betriebspunkte des Motors werden im Kapitel 4.4 detailliert beschrieben.

4.1.1 Der Abgasturbolader

Der Zwillingsstromabgasturbolader (vgl. Kapitel 2.3) mit asymmetrischer Flutenanordnung, der in Abbildung 4.1 als Schnittmodell dargestellt ist, wird über einen 4 in 2 Abgaskrümmen, welcher unter anderem in Abbildung 4.3 zu sehen ist, mit dem Motor verbunden. Dabei sind jeweils die beiden äußeren Zylinder 1 und 4 und die beiden inneren Zylinder 2 und 3 zusammengefasst und werden im Turbinengehäuse vor dem Laufrad zusammengeführt. Die Rohrlängen des Abgaskrümmers liegen zwischen 140 mm für die inneren und 210 mm für die äußeren Zylinder. Der zum Turbinenreintritt normal angeordnete, in Abbildung 4.1 gelb eingefärbte, innere Spiralkanal wird von den Zylindern 2 und 3 über die kurzen Krümmerrohre beaufschlagt. Der im Winkel von 42° angestellte äußere Spiralkanal des Turbinengehäuses leitet die Abgase von Zylinder 1 und 4 durch die beiden langen Krümmerrohre auf die Turbine. Laut Hersteller dient der angewinkelte Kanal dem schnellen Ansprechen und der im Querschnitt leicht größer ausgeführte senkrechte Kanal sorgt für eine hohe Spitzenleistung. Der Turbolader verfügt über eine interne Wastegateklappe zur Ladedruckregelung über eine Druckdose und über eine Schubumluftsteuerung auf der Verdichterseite.

4.1. MOTOR UND ABGASTURBOLADER

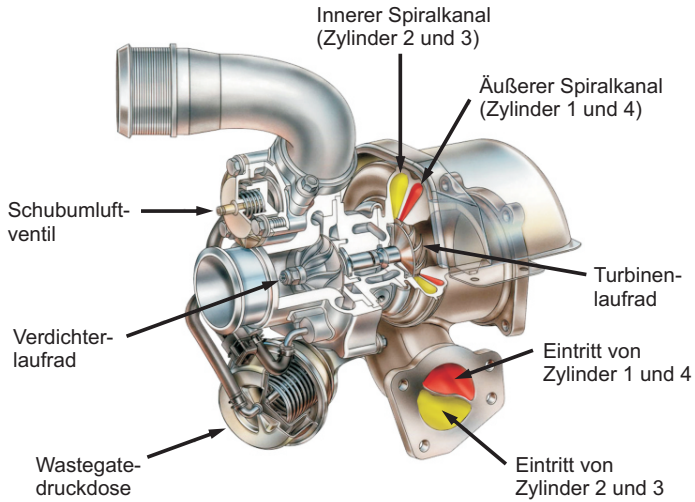


Abbildung 4.1: Zweiflutiger Abgasturbolader im Schnitt [DNJK07].

4.1.2 Das Turbinen- und Verdichterlaufrad

Das Turbinen- sowie Verdichterlaufrad, welche im vorgestellten Abgasturbolader Verwendung fanden, sind Eigenkonstruktionen und entsprechen nicht den standardmäßig vom Hersteller gelieferten Laufrädern. Ihre Abmessungen sind jedoch typisch für einen Einsatz in einem Zweiliter Turbobenziner. Die Geometrie der Laufräder bleibt unangetastet, da ihre Anpassung bzw. Optimierung nicht Gegenstand dieser Forschungsarbeit war. Das Turbinenlaufrad, welches in Abbildung 4.2 rechts abgebildet ist, besitzt einen rein radialen Eintritt mit einem Außendurchmesser von 47 mm an der Schaufelspitze. Die acht Schaufeln weisen einen Austrittsströmungswinkel von 68° entgegen der Drehrichtung auf und messen austrittsseitig einen Durchmesser von 42,25 mm an ihrer Spitze. Das verwendete Radialverdichterlaufrad ist in Abbildung 4.2 auf der linken Seite zu sehen und besitzt einen Eintrittsdurchmesser von 46,60 mm. Zwischen den sechs Laufschaufeln, die einen für Verdichter typischen Eintrittsströmungswinkel von -60° besitzen sind sechs zurückgeschnittene Schaufeln (splitter blades) zu finden. Austrittsseitig messen alle zwölf Schaufeln einen Durchmesser von 55 mm an ihrer Spitze.

4.2 Geometrie des Strömungsmodells

Das dreidimensionale Strömungsmodell in Abbildung 4.3, welches aus der durchströmten Geometrie der bereits vorgestellten Komponenten erstellt wurde, erstreckt sich auf der Abgasseite vom Eintritt in den Abgaskrümmen über das Turbinengehäuse samt Turbinenlaufrad und Diffusor durch eine Umlenkung bis zum Vorkatalysator. Die Umlenkung wurde

4.2. GEOMETRIE DES STRÖMUNGSMODELLS

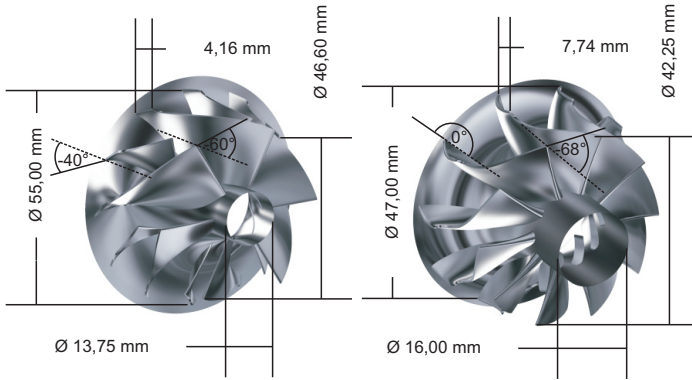


Abbildung 4.2: Winkel und Abmaße des Verdichterlaufrades links und des Turbinenlaufrades rechts.

aus Stabilitätsgründen mit in das Strömungsmodell integriert, um die stark instationäre Randbedingung am Diffusoraustritt zu vermeiden. Frischluftseitig beginnt das Modell mit der Ansaugstrecke des Verdichters und reicht über das Laufrad bis zum Ende des Spiralgehäuses. Genaue geometrische Details wie Halsquerschnitt und Volumen des Zwillingsstromgehäuses kann Tabelle 5 (S. 31) entnommen werden. Außgehend von diesem Basisdesign wurden im Rahmen dieser Arbeit weitere Turbinengehäusevarianten und Abgaskrümmen erstellt, rechnerisch analysiert und mit dieser Standardkonfiguration verglichen.

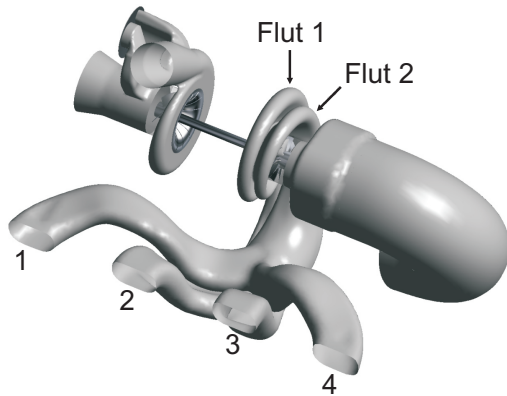


Abbildung 4.3: Geometrie des dreidimensionalen Strömungsmodells.

4.3 Berechnungsgitter

Die Berechnungsgitter stellen die räumliche Diskretisierung der durchströmten Geometrie in finite Volumina dar. Sie sind von entscheidender Bedeutung für die Qualität der Ergebnisse der numerischen Simulation und beeinflussen den Auflösungsgrad der Strömung. Ein steigender Diskretisierungsgrad wirkt sich jedoch negativ auf die benötigte Rechenzeit aus. Für diese Arbeit ging es nicht um die Auflösung kleinster Wirbel oder gar um strömungsmechanische Grundlagenuntersuchungen, sondern darum das Betriebsverhalten des Turboladers als Gesamtsystem unter motorischen Randbedingungen vorauszuberechnen. Die Lösung des Zielkonfliktes zwischen Genauigkeit und Rechenzeit führte zu einer Gittergröße des gesamten Modells von etwa 1,75 Millionen Knoten je nach Abgaskrümmung und Turbinengehäuse. Die nachfolgenden Unterkapitel enthalten Abbildungen der Berechnungsgitter der verwendeten Bauteile.

4.3.1 Laufräder

Das Turbinen- sowie das Verdichterlaufrad wurden mit einem reinen Hexaedernetz diskretisiert und sind in Abbildung 4.4 mit je einem Schaufelkanal abgebildet. In beiden Laufrädern beträgt der Spalt zwischen Schaufelspitze und Gehäuse für die Deckbandströmung 0,5 mm und ist mit je fünf Schichten Hexaederelementen in radialer Richtung aufgelöst. Auf der Turbinenseite besteht ein Schaufelkanal aus 80.000 Knoten und auf der Verdichterseite aus 75.000 Knoten inklusive der Splitterschaufel. Die wandnahen Gebiete zu den Schaufeln, Nabe und dem Gehäuse sind feiner diskretisiert als die innenliegenden Bereiche.

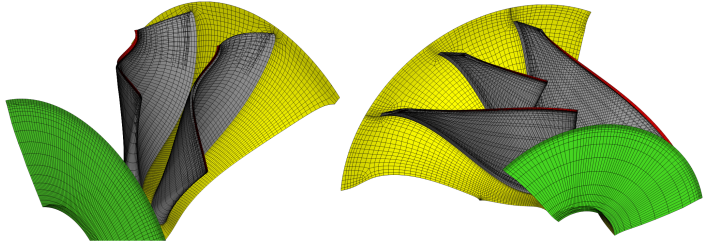


Abbildung 4.4: Berechnungsgitter eines Turbinenschaufelkanals links und eines Verdichterschaufelkanals rechts.

4.3.2 Gehäuse

Das Verdichtergehäuse und die Luftansaugstrecke werden mit etwa 160.000 Knoten diskretisiert. Das Berechnungsgitter des Turbinengehäuses besteht aus 200.000 Knoten inklusive des Diffusors und der Umlenkung bis zum Vorkatalysator, jedoch ohne den Abgaskrümmter. Der Bereich des Übergangs vom Gehäuse zu den Laufrädern ist für beide Seiten deutlich feiner diskretisiert, wie in Abbildung 4.5 zu sehen ist. Als Vereinfachung werden beim Übergang zwischen den Spiralen und den Laufrädern keine Spaltverluste berücksichtigt.

4.4 Physikalische Eigenschaften

Zur Turbulenzmodellierung wird ein Modell auf $k-\omega$ Basis verwendet. Zum wandnahen Bereich hin kommt ein $k-\omega$ Turbulenzansatz zum Einsatz und im inneren Bereich des Netzes wird auf ein klassisches $k-\epsilon$ gewechselt. Der Vorteil des $k-\omega$

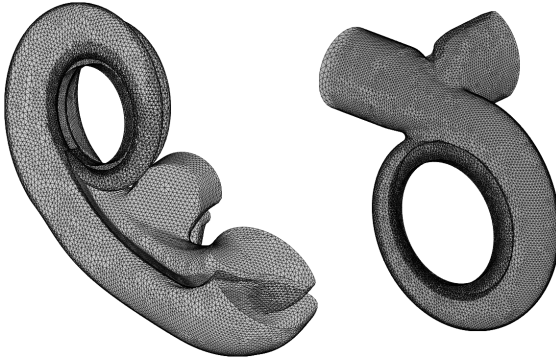


Abbildung 4.5: Berechnungsgitter des Turbinengehäuses links und des Verdichtergehäuses rechts.

Ansatzes [ANS11] ist eine genauere und robustere Vorausberechnung des Einsetzens und der Höhe der Ablösung der Strömung auf Grund von steilen Druckgradienten in Wandnähe. Die Wände sind im Gegensatz zum realen Bauteil dabei als glatt und adiabatisch modelliert. Der Krümmer und das Turbinengehäuse sind normalerweise Gussausführungen und besitzen eine raue Oberfläche. Flaxington und Swan [FS99] fanden jedoch heraus, dass der Wirkungsgrad einer Turbine mit Gussgehäuse maximal 3% unter dem Wirkungsgrad einer Turbine mit einem maschinell nachbearbeiteten Gehäuse liegt. Als Wärmeleitmodell zur Berechnung der Temperaturverteilung im Arbeitsmedium wird die Option Total Energy incl. Viscous Term gewählt. Berücksichtigt werden Wärmeleitung durch Konvektion und turbulente sowie viskose Effekte. Detaillierte Informationen sind [ANS11] zu entnehmen.

4.4. PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN

Die zeitliche Diskretisierung wird während der Rechnung in Abhängigkeit der Laderdrehzahl so angepasst, dass der Zeitschritt maximal 1° Laufraddrehung entspricht. Neben der Drehzahl beeinflussen ebenfalls die Zellgrößen am Interface zwischen Gehäuse und Laufrad den Zeitschritt. Die Zellen auf beiden Seiten dürfen sich während eines Zeitschritts nicht komplett passieren (siehe Kapitel 6.3.2). Je nach Laderdrehzahl entspricht ein Winkelgrad einer Zeitschrittweite zwischen $1,0$ und $2,8 \cdot 10^{-6}$ Sekunden. Jeder Zeitschritt konvergiert mit fünf internen Schleifen zu Residuen unter einen Wert von 10^{-4} in allen Erhaltungsgleichungen. Die erreichten Residuen wurden für die Untersuchungen dieser Arbeit als ausreichend eingestuft. Tabelle 4.4 enthält eine Zusammenfassung der wichtigsten Einstellungen für die Simulation.

Eigenschaft	Wert
Heat Transfer	Total Energy incl. Viscous Work Term
Turbulence Model	Shear Stress Transport
Time Step	$1,0 \cdot 10^{-6}$ [s]
Coefficient Loops	5
Advection Scheme	High Resolution
Transient Scheme	Second Order Backward Euler

Tabelle 4.1: Einstellungen und physikalische Eigenschaften der Simulation.

4.4.1 Fluid-Struktur Interaktion

In diesem Modell wird die Laderdrehzahl durch ein Momentengleichgewicht am Laufzeug für jeden Zeitschritt explizit berechnet. Der Vorteil ist die Unabhängigkeit von herstellerseitigen Kennfeldern, welcher jedoch mit einem gesteigerten Rechenaufwand erkauft werden muss. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Betriebsverhalten des Abgasturboladers unter pulsierenden motorischen Randbedingungen untersucht und die Betriebspunkte liegen daher größtenteils außerhalb dieser meist stationär vom Laderhersteller vermessenen Kennfeldern.

Nach Freischneiden des Laufzeugs kann, wie in Abbildung 4.6 zu sehen, ein Momentengleichgewicht zwischen beiden Laufrädern aufgestellt werden. Durch Integration der Druckkraft ergibt sich ein Moment $M_{Turbine}$, welches das Abgas auf die Schaufeln der Turbine ausübt. Demgegenüber steht das Moment $M_{Verdichter}$, welches der Verdichter auf das Frischgas überträgt. Zusätzlich muss von der Turbine noch ein Lagerreibmoment $M_{Reibung}$ überwunden werden. Die Abbildung 4.7 zeigt das Reibmoment und die Reibleistung über der Laderdrehzahl. Nicht berücksichtigt werden dabei die axiale Verschiebung des Laufzeugs in der Lagerung auf Grund von Druckpulsen und die Öltemperatur. Für jeden Zeitschritt wird auf Grundlage von Gleichung 4.1 ein Differenzenmoment $M_{Differenz}$ errechnet. Mit diesem Differenzenmoment wird die Änderung der Laderdrehzahl für den nächsten Zeitschritt mit Hilfe von Gleichung 4.2 und Gleichung 4.3 berechnet. Je nach Vorzeichen wird das Laufzeug beschleunigt oder abgebremst. Das Trägheitsmoment J_{ATL} der beiden Laufräder samt Welle beträgt $2,30 \cdot 10^{-5} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$.

$$M_{Differenz} = M_{Turbine} + M_{Verdichter} + M_{Reibung} \quad (4.1)$$

$$\dot{\omega} = \frac{M_{Differenz}}{J_{ATL}} \quad (4.2)$$

$$\omega(t+1) = \omega(t) + \dot{\omega} \cdot \Delta t \quad (4.3)$$

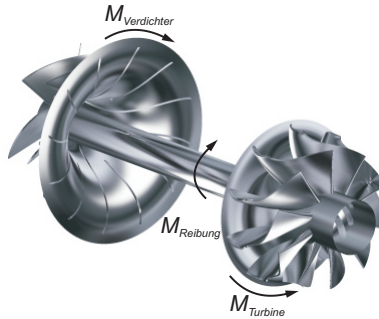


Abbildung 4.6: Momentengleichgewicht am Laufzeug.

4.4.2 Gitterbewegung

Die zu jedem Zeitschritt berechnete Drehzahl wird mittels eines explizit rotierenden Laufrades (Sliding Mesh) abgebildet. Dabei bewegt sich das Laufradgitter relativ zum Gehäuse. Mittels Gleichung 4.4 bis 4.6 wird zu jedem Zeitschritt in Abhängigkeit der Laderdrehzahl für jeden Knoten des Laufrades eine neue Position berechnet. Nach der Rotation des Laufrades verbindet ein General Grid Interface die statischen und

4.4. PHYSIKALISCHE EIGENSCHAFTEN

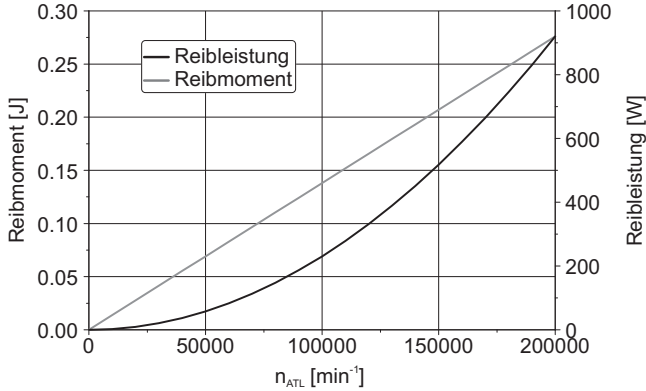


Abbildung 4.7: Lagerreibmoment und Lagerreibleistung über Turboladerdrehzahl n_{ATL} .

rotierenden Gitter, da sich die Konnektivität durch die Bewegung ändert. Es gibt keinen Unterschied wie die Zellflächen zueinander stehen und eine eins zu eins Verbindung ist nicht erforderlich. Das Interface ist vollständig konservativ in Bezug auf Massen-, Momenten-, und Energieerhaltung [ANS11]. Dadurch beeinträchtigt das Interface weder Konvergenzverhalten noch die Lösung selbst.

$$New X = (x - x_0) \cdot \cos(\alpha) - (y - y_0) \cdot \sin(\alpha) + x_0 \quad (4.4)$$

$$New Y = (x - x_0) \cdot \sin(\alpha) + (y - y_0) \cdot \cos(\alpha) + y_0 \quad (4.5)$$

$$New Z = z_0 \quad (4.6)$$

Alternativ existiert auch der Ansatz eines rotierenden Koordinatensystems, eines sogenannten Multiple Frame of Reference

(MRF). Dieser erlaubt die Analyse zweier sich relativ zueinander rotierender Bauteile ohne dabei das Berechnungsgitter explizit zu bewegen [ANS11]. Die relative Position von Gehäuse und Laufrad ist während der Rechnung konstant und die Rotation wird durch die Transformation der betreffenden Gleichungen in ein rotierendes Koordinatensystem abgebildet. Der Nachteil dieses Ansatzes mit stehendem Laufrad ist, dass die Effekte der Schaufelbewegung nicht berücksichtigt werden. In Kapitel 6.3 werden die Unterschiede zwischen stehendem und rotierendem Laufrad an Hand der Zwillingsstromturbine untersucht.

4.4.3 Randbedingungen

Die Randbedingungen stammen aus einem eindimensionalen Strömungsmodell des Motors samt Abgasturbolader. Für die Modellierung der innermotorische Verbrennung wurde das FKFS User Zylinder Modul verwendet. Dieser Ansatz ermöglicht eine sehr schnelle Berechnung des chemischen Gleichgewichtszustandes im Brennraum und die Berechnung von spezifischer Enthalpie und individueller Gaskonstante des Rauchgases beliebiger Kraftstoffe durch einen Komponentenansatz [Gri06].

Untersucht wurden im Rahmen dieser Arbeit ein Volllastpunkt bei Nenndrehzahl und ein Volllastpunkt niedriger Drehzahl mit hoher Ventilüberschneidung. Diese Betriebspunkte führen zu den folgenden zeitabhängigen Massenfluss- und Temperaturrandbedingungen am Krümmereintritt, wie sie in Abbildung 4.8 und 4.9 zu sehen sind. Der Motor arbeitet nach einer klassischen 1-3-4-2 Zündfolge der Zylinder. Die dynamische Druckrandbedingung am Austritt der Umlenkung nach Turbine liefert ebenfalls das eindimensionale Strömungs-

4.5. VIRTUELLER MESSSTELLENPLAN

modell. Der Verdichter saugt Umgebungsluft an und arbeitet gegen eine Drosselstelle, welche ein Druckgefälle von p_2 nach p_3 zwischen 0,4 und 1 bar je nach Betriebspunkt liefert. Beide Austrittsrandbedingungen sind nicht reflektierend, um Druckwellen zu verhindern, die das Betriebsverhalten der Turbine und des Verdichters stark beeinflussen würden.

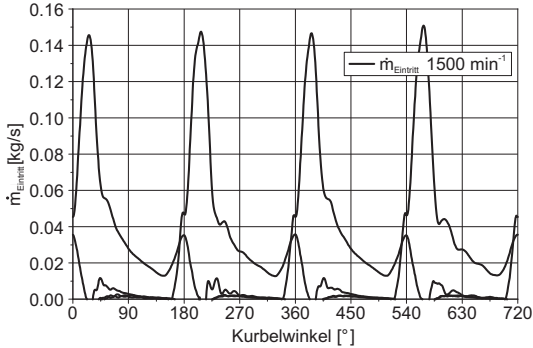


Abbildung 4.8: Randbedingungen am Krümmereintritt für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} und einem p_{me} von 17,9 bar.

4.5 Virtueller Messstellenplan

Der Vorteil einer Strömungssimulation ist die Möglichkeit, zeitaufgelöste physikalische Größen an jeder beliebigen Stelle der abgebildeten Geometrie auszuwerten. Im Prüfstandsbetrieb hingegen ist es nur mit erheblichem technischen Aufwand möglich, die Temperatur und den Druck oder Massenfluss am

4.5. VIRTUELLER MESSSTELLENPLAN

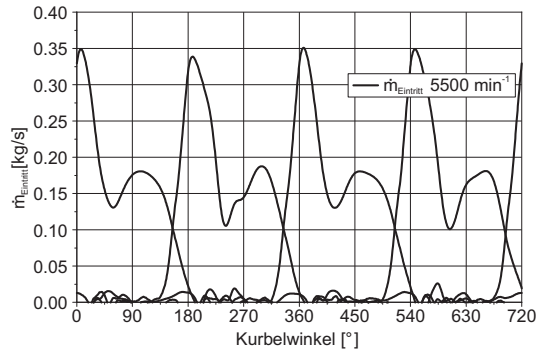


Abbildung 4.9: Randbedingungen am Krümmereintritt für den Motorbetriebspunkt 5500 min⁻¹ und einem p_{me} von 19,8 bar.

Turbinengehäuseeintritt oder gar am Laufrad zeitaufgelöst zu messen. Die Abbildung 4.10 zeigt den schematischen Aufbau des Strömungsmodells mit seinen virtuellen Messstellen. Verdichterseitig beschreibt der Messpunkt 1* und 2* den Verdichtergehäuseeintritt bzw. -austritt. Die Messstellen 1 und 2 befinden sich jeweils direkt vor und nach dem Laufrad. Der Eintritt zum Turbinengehäuse ist als Messstelle 3* unterteilt in Flut1, verbunden mit Zylinder 2 und 3 und Flut2, welche mit den äußeren Zylindern 3 und 4 verbunden ist. Der Austritt aus dem Turbinengehäuse, sprich der Diffusorausgang, erhält den Namen 4*. Analog zum Verdichter beschreiben Punkt 3 und 4 den unmittelbaren Ein- und Austritt des Turbinenlaufrades. In den Kapiteln 5 und 6 werden Simulationsergebnisse vorgestellt und Wirkungsgrade errechnet. Diese beziehen sich

4.5. VIRTUELLER MESSSTELLENPLAN

in ihrer Namensgebung auf den in Abbildung 4.10 dargestellten Messstellenplan. Ausgewertet werden zu jedem Zeitschritt die physikalischen Größen Druck p , Temperatur T , Enthalpie h und Massenfluss \dot{m} . Die Momente M_V und M_T an der Welle sind ebenfalls virtuelle Messgrößen.

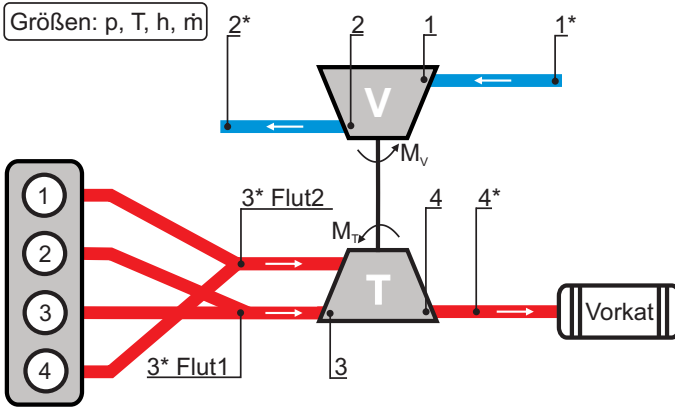


Abbildung 4.10: Virtueller Messstellenplan.

5 Simulationsergebnisse

In diesem Kapitel werden die Simulationsergebnisse, welche das Modell liefert, am Beispiel des Turboladers mit der asymmetrischen Zwillingsstromturbine für die beiden bereits in Kapitel 4.4.3 beschriebenen Motorbetriebspunkte 5500 min^{-1} und 1500 min^{-1} detailliert vorgestellt. Zusätzlich werden grundlegende instationäre Effekte im Turbinenbetriebsverhalten wie die Füll- und Entleereffekte auf Grund pulsierender Randbedingungen analysiert. Die verschiedenen mehrflutigen Turbinenkonzepte werden im nachfolgenden Kapitel 6 bezüglich Wirkungsgrad und Betriebsverhalten miteinander verglichen. Eine Zusammenfassung über die geometrischen Eigenschaften der asymmetrischen Zwillingsstromturbine ist in Tabelle 5 zu finden. Mit V_{Flut} wird das Volumen des gesamten Flutenkanals beschrieben, während $V_{be,Flut}$ nur das Volumen des beaufschlagenden Teils des Spiralkanals mit Verbindung zum Laufrad beschreibt. Die Volumina der abgasführenden Bauteile geben den Grad der Stoßaufladung wieder. Die Halsquerschnitte der einzelnen Fluten sind mit $A_{H,Flut}$ bezeichnet und der Winkel α beschreibt die geometrische Anordnung der beiden Spiralkanäle zueinander. Als Halsquerschnitt A_H einer Flut wird die Fläche der durchströmten Geometrie normal zur Strömungsrichtung in Höhe der Zunge, wie in Abbildung 2.6 zu sehen, bezeichnet. Die Steghöhe h_{Steg} bezeichnet den Abstand zwischen der Turbinenschaufelspitze und dem Trennsteg der beiden Fluten.

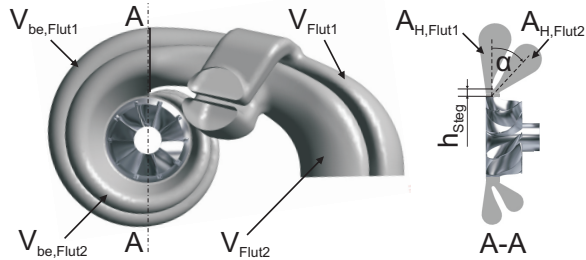


Abbildung 5.1: Asymmetrische Zwillingsstromturbine samt Laufrad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften der Zwillingsstromturbine sind Tabelle 5 zu entnehmen.

Größe	Wert
V_{gesamt}	362525 mm^3
V_{Flut1}	207301 mm^3
V_{Flut2}	155224 cm^3
$V_{be,Flut1}$	51091 cm^3
$V_{be,Flut2}$	36915 cm^3
$A_{H,Flut1}$	$439,4 \text{ mm}^2$
$A_{H,Flut2}$	$361,6 \text{ mm}^2$
h_{Steg}	$3,8 \text{ mm}$
α	42°

Tabelle 5.1: Geometrische Eigenschaften der asymmetrischen Zwillingsstromturbine

5.1 Drehmoment und Wellenleistung

In Abbildung 5.2 ist das Drehmoment, welches das Turbinenrad liefert, über Grad Kurbelwinkel für ein Arbeitsspiel des Motorbetriebspunktes 5500 min^{-1} dargestellt. Das Moment wird durch Integration der Druckkräfte des Abgases auf die Turbinenschaufeln berechnet. Der stark instationäre Verlauf der Kurve ist das Resultat der pulsierenden Randbedingungen und der Vernachlässigung von Dämpfungseffekten durch Schaufelbiegung und Wellentorsion, welche in der Realität auftreten. Zusammen mit dem Moment, welches der Verdichter auf das Frischgas überträgt und dem Reibungsmoment, welches in der Wellenlagerung verloren geht, ergibt sich das Differenzenmoment. Es bewirkt je nach Vorzeichen eine positive oder negative Änderung der aktuellen Turboladerdrehzahl. Aus der Abbildung 5.2 geht hervor, dass die gerade Flut 1 bis zu 11 % höhere Spitzen des Turbinenmomentes liefert als die Flut 2. Dies kann durch die höheren Falschanströmungsverluste der angewinkelten Flut 2 erklärt werden und den daraus resultierenden höheren Überströmverlusten, welche in Kapitel 5.7 behandelt werden. Ein weiterer Grund für die ungleich ausgeprägten Drehmomentspitzen sind die verschiedenen Längen und Geometrien des Abgaskrümmers. Jedes abgasführende Rohr generiert unterschiedliche Eintrittsrandbedingungen für die Turbine bezüglich Druck und Sekundärströmung. Die für die Strömungsverluste verantwortlichen Parameter wie die Anzahl der Biegungen und die Kurvenradii sind nicht für jeden Krümmer identisch. Mit Hilfe der Turboladerdrehzahl errechnet sich aus dem Momentenverlauf die zeitlich aufgelöste Wellenleistung, welche in in Abbildung 5.4 zu sehen ist. Das Differenzenmoment aus Gleichung 4.1 zur Beschleunigung oder Abbremsen des Laufzeugs ist in grün dargestellt.

5.2. ROTATIONSGESCHWINDIGKEIT

Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss zu sehen. Die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse ist für zwei Drehmomentspitzen dargestellt. Das linke Bild zeigt die Flut 1 aktiv bei 38 °KW und der rechte Ausschnitt zeigt die Flut 2 aktiv bei 585 °KW. Die Schnittflächen sind mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigen die tangential projizierten Strömungsvektoren.

Die Abbildung 5.3 zeigt den Momentenverlauf von Turbine und Verdichter für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Auf Grund der niedrigeren Motordrehzahl verlängert sich die Zeit zwischen den einzelnen Druckpulsen, welche auf die Turbine wirken um den Faktor 3,7. Zu Beginn des Druckpulses steigt das Enthalpieangebot für das Turbinenlaufrad innerhalb 20 °KW schnell auf das Maximum an und die Turbine liefert ihr Spitzenmoment von 1,5 Nm an die Welle. Mit dem Nachlassen des Druckpulses fällt das Turbinenmoment bis unter 0 Nm ab. Das bedeutet, dass sich der Energietransfer umkehrt und das Laufrad auf Grund seiner Massenträgheit kurzzeitig Energie an das Abgas überträgt. Die Turbine agiert zwischen den vergleichsweise langen Pausen der Druckpulse als Ventilator.

5.2 Rotationsgeschwindigkeit

Ausgehend von der Differenzenmomentkurve aus Abbildung 5.2 resultiert die Rotationsgeschwindigkeit des Turboladers für 5500 min^{-1} , welche als Kurve über Grad Kurbelwinkel in Abbildung 5.5 dargestellt ist. Die Drehzahl der Laufräder schwankt auf Grund der Druckpulsationen in diesem Motorbetriebspunkt um 1500 Umdrehungen um eine mittlere Drehzahl von 154405 min^{-1} . Während eines Auslassdruck-

5.2. ROTATIONS- GESCHWINDIGKEIT

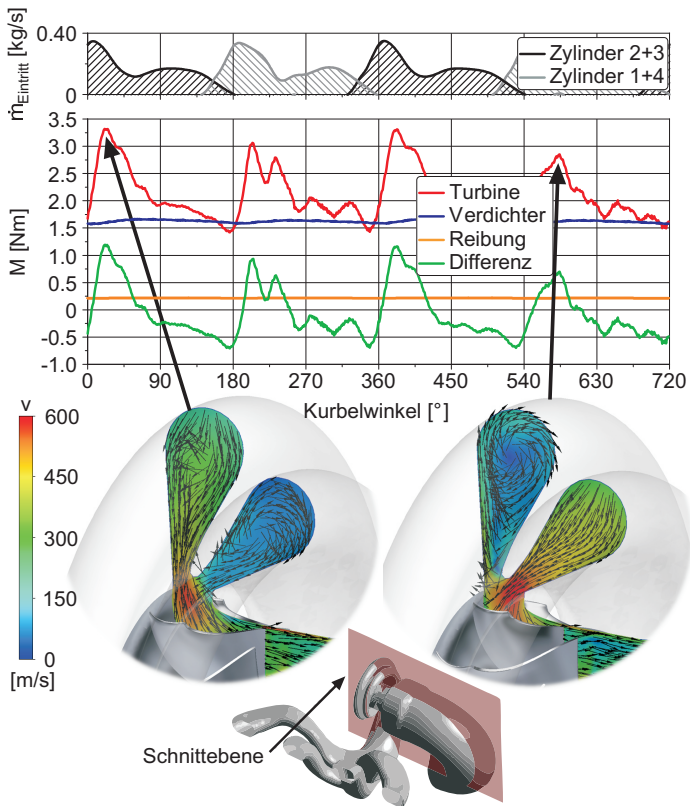


Abbildung 5.2: Momentenverlauf des Turbinen- und des Verdichterlaufrades für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} .

5.2. ROTATIONSGESCHWINDIGKEIT

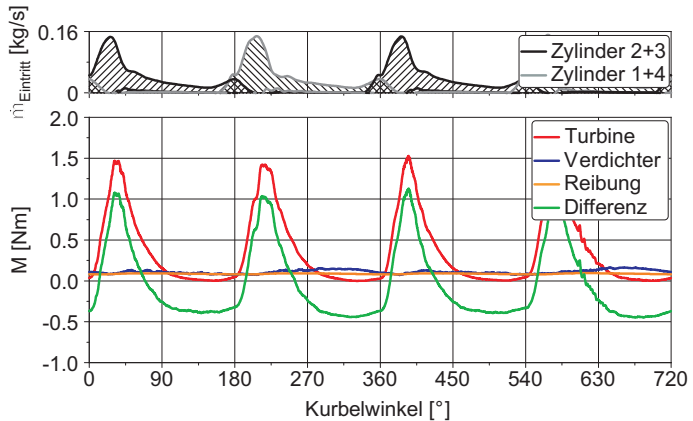


Abbildung 5.3: Momentenverlauf des Turbinen- und des Verdichterlaufrades über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

5.2. ROTATIONSGESCHWINDIGKEIT

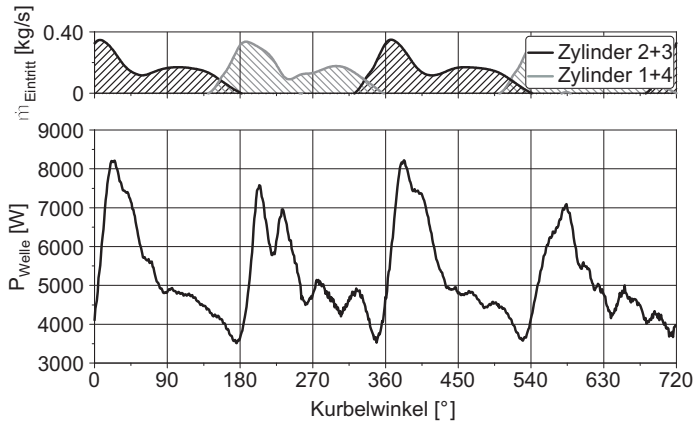


Abbildung 5.4: Wellenleistung für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmungen als Massenfluss zu sehen.

stoßes steigt die verfügbare Abgasenthalpie vor der Turbine an und die Laderdrehzahl steigt zeitverzögert auf Grund der Massenträgheit der Laufräder und der Welle an. Anschließend nimmt der Druck in der Turbinenspirale ab und die Drehzahl verringert sich. Analog zum Momentenverlauf und der Wellenleistung liefert die Flut 1 die höheren Drehzahlspitzen. In der Drehzahlkurve wird auch die Phasenverschiebung von 60 °KW zwischen Druckpuls am Krümmereintritt und der resultierenden Drehzahlerhöhung am Laufrad deutlich, welche von der Geometrie des Turbinengehäuses und der Länge der abgasführenden Rohre abhängt.

Die Abbildung 5.6 zeigt die Drehzahlkurve des Turboladers für den Motorbetriebspunkt von 1500 min^{-1} . Analog zum Momentenverlauf aus Diagramm 5.3 sind Drehzahlschwankungen von 5000 Umdrehungen um eine mittlere Drehzahl von 58500 min^{-1} zu sehen. Die deutlichen höheren Drehzahlfluktuationen bei niedriger Motordrehzahl sind auf die längeren zeitlichen Abstände zwischen den Druckpulsen zurückzuführen. Den Laufrädern bleibt deutlich mehr Zeit ihre Rotationsgeschwindigkeit zu verringern. Im Gegensatz zum Betriebspunkt mit hoher Motordrehzahl zeigen sich bei 1500 min^{-1} nahezu gleich hohe Drehzahlspitzen.

5.3 Wirkungsgrad und Turbinenlaufzahl

Nach Literaturangaben liefert die Turbine den optimalen Wirkungsgrad bei einer Laufzahl (siehe Gleichung 2.13) von 0,7 [Bai05]. Bei Betrachtung des Verlaufs der Turbinenlaufzahl S für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} in Abbildung 5.7 fällt auf, dass die Turbine überwiegend außerhalb dieses optimalen Wertes betrieben wird. Die Laufzahl steigt Richtung Opti-

5.3. WIRKUNGSGRAD UND TURBINENLAUFZAHL

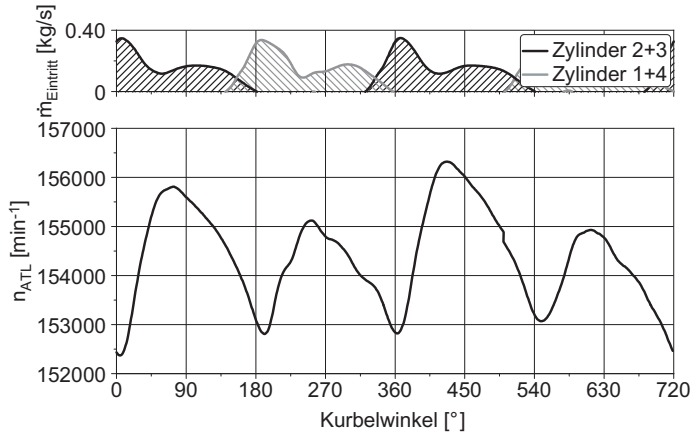


Abbildung 5.5: Turboladerdrehzahl n_{ATL} in Umdrehungen pro Minute über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.

5.3. WIRKUNGSGRAD UND TURBINENLAUFZAHL

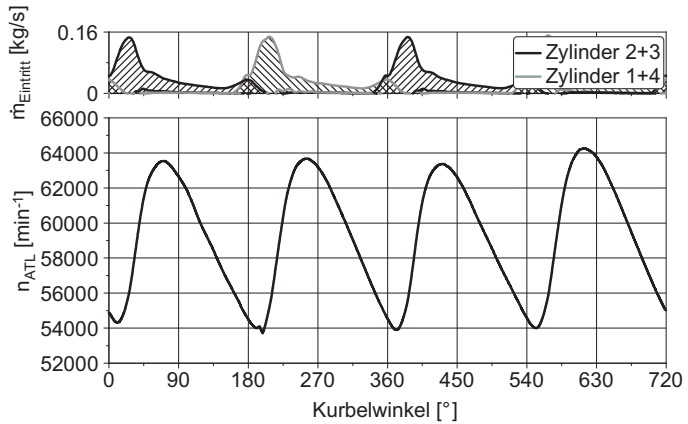


Abbildung 5.6: Turboladerdrehzahl n_{ATL} in Umdrehungen pro Minute über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmers als Massenfluss dargestellt.

5.3. WIRKUNGSGRAD UND TURBINENLAUFZAHL

zum, wenn der Druckpuls abklingt und fällt unter 0,7, wenn der Druckpuls ansteigt. Die Laufzahl schwankt zwischen 0,52 und 0,7. Die Flut 1 bewegt sich jedoch näher am Optimum, als die Flut 2.

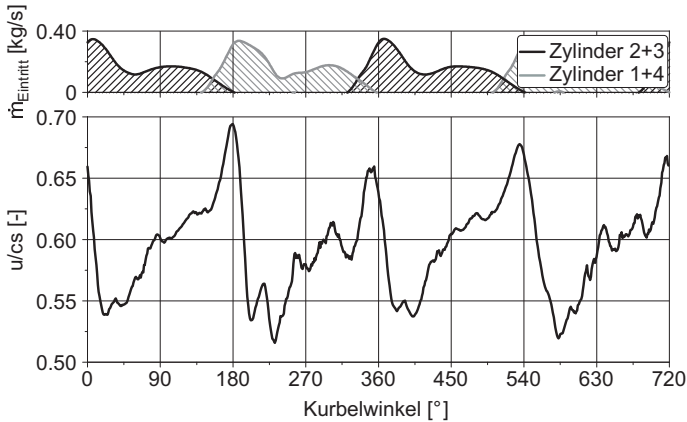


Abbildung 5.7: Turbinenlaufzahl S über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

Bei einer Motordrehzahl von 1500 min^{-1} ist der Bereich der Laufzahl S , in denen die Turbine arbeitet, auf Grund der vergleichsweise langen Zeitabstände zwischen den Pulsen deutlich größer. Der Wertebereich erstreckt sich von 0,3 bis zu einem Wert von 1,2. Die Laufzahl steigt mit nachlassendem Druckpuls und fällt mit steigendem Druckpuls. Wie im Be-

5.3. WIRKUNGSGRAD UND TURBINENLAUFZAHL

triebspunkt von 5500 min^{-1} wird die Turbine hier ebenfalls überwiegend außerhalb des theoretischen Optimalwertes von 0,7 betrieben.

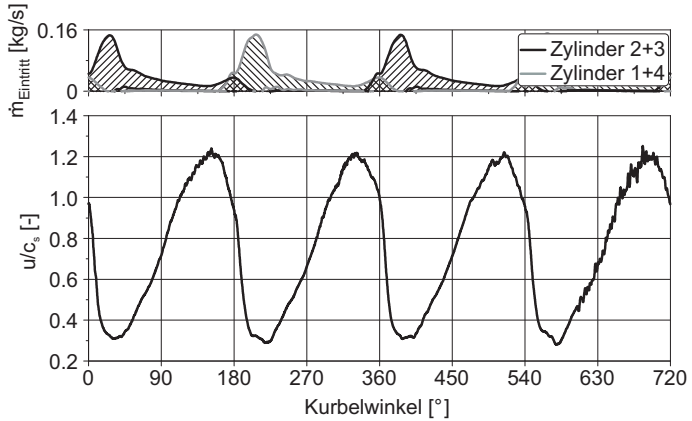


Abbildung 5.8: Turbinenlaufzahl S über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmers als Massenfluss dargestellt.

In Abbildung 5.9 ist der isentrope total-statische Wirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ über die gesamte Turbine (siehe Kapitel 4.5) spezifisch für jede Flut zu sehen. Die Flut 1 weist hierbei einen etwa 10 % höheren Spitzenwirkungsgrad auf, als die geometrisch angewinkelte Flut 2. Die Wirkungsgrade größer 1 und kleiner 0 sind durch die zeitliche Phasenverschiebung zu erklären. Der Druckpuls, welcher in das Turbinengehäuse im

5.3. WIRKUNGSGRAD UND TURBINENLAUFZAHL

Punkt 3* eintritt benötigt eine gewisse Zeit, um die Turbine zu passieren, Arbeit zu verrichten und den Zustand 4* am Diffusoraustritt zu beeinflussen. Negative Werte bedeuten hier eine inaktive Flut oder gar ein Rückströmen überströmter Masse (siehe Kapitel 5.8) in den Abgaskrümmen. Eine zeitliche Mittelung der Werte über ein komplettes Arbeitsspiel liefert einen mittleren Wirkungsgrad von 0,53 für die Flut 1 und 0,44 für die Flut 2.

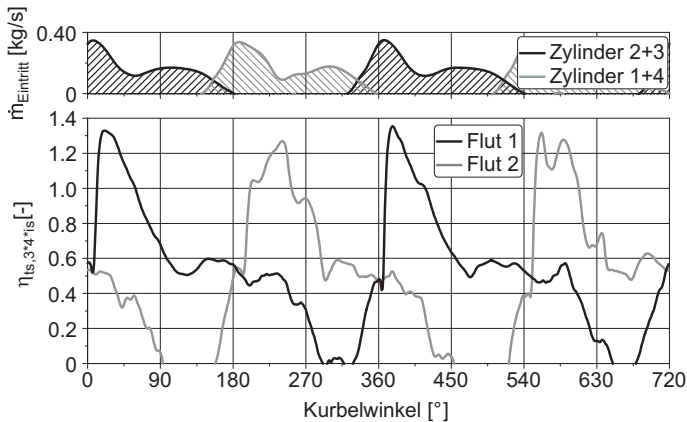


Abbildung 5.9: Isentroper total-statischer Wirkungsgrad $\eta_{ts,3^*4^*is}$ der gesamten Turbine spezifisch für jede Flut über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

5.4 Turbinendruckverhältnis

Im Gegensatz zum stationären Heißgasprüfstand arbeitet die Turbine während eines Druckpulses bei verschiedenen Druckverhältnissen. In Abbildung 5.10 ist das total-statische Druckverhältnis $\pi_{ts,3^*4^*}$ über die gesamte Turbine für ein Arbeitsspiel zu sehen. Die Druckverhältnisse sind für beiden Fluten etwa gleich und steigen um 15 °KW phasenversetzt mit dem Druckpuls bis zu einem Spitzenwert von 2,6 an und fallen mit dem Nachlassen des Pulses bis auf einen Wert von 1,5 ab. Für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} fällt der Bereich

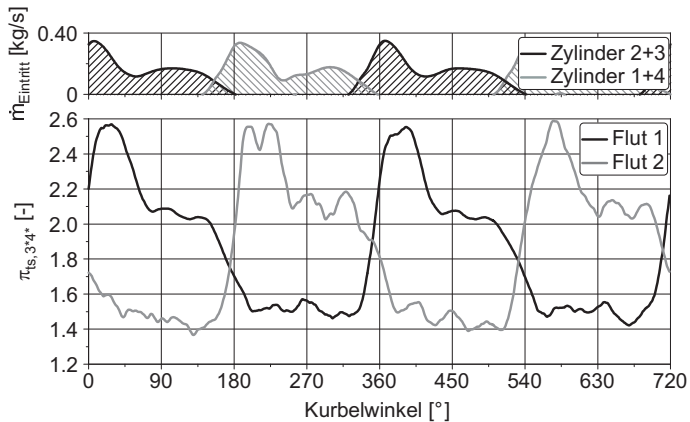


Abbildung 5.10: Turbinendruckverhältnis über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmers als Massenfluss dargestellt.

5.5. FÜLL- UND ENTLEREFFEKTE

der Druckverhältnisse, welche die Turbine durchläuft geringer aus, wie aus der Abbildung 5.11 hervorgeht. Das maximale Turbinendruckverhältnis liegt bei 1,8 und fällt mit Nachlassen des Druckpulses bis auf einen Wert von 1 ab.

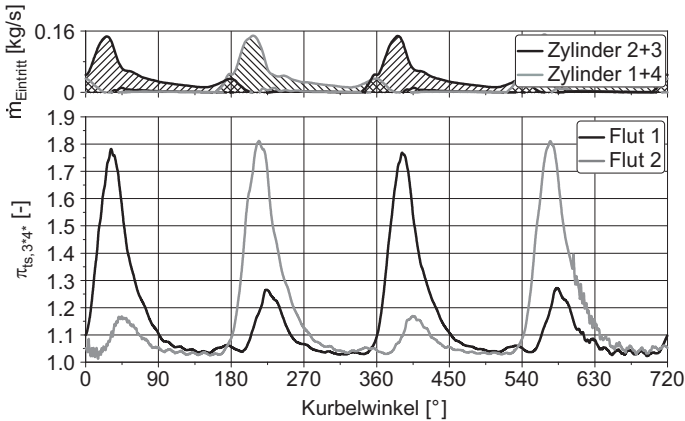


Abbildung 5.11: Turbinendruckverhältnis über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmers als Massenfluss dargestellt.

5.5 Füll- und Entleereffekte

Im Gegensatz zum stationären Betrieb, in welchem sich am Laufradeintritt und -austritt konstante physikalische Zustände einstellen, sind die Zustände bei pulsierender Beaufschlagung

der Turbine zeitlich abhängig. Das Turbinengehäuse sowie das Laufrad füllen sich mit Abgas, wenn der Druckpuls aus dem Abgaskrümmer die Turbine erreicht und geben diese gespeicherte Masse an Abgas beim Entleeren wieder ab, wenn der Druckpuls abklingt. In Abbildung 5.12 ist die momentane Wellenleistung über den Laufradeintrittsmassenfluss \dot{m}_3 für die Flut 1 aufgetragen. Die Wellenleistung steigt von 0 bis 30 °KW mit steigendem Massenfluss an. Das leere Laufrad füllt sich mit Abgas. Nach 30 °KW klingt der Druckpuls ab und auch der Massenfluss \dot{m}_3 in das Turbinenlaufrad sinkt. Die Wellenleistung liegt jedoch für den nominell gleichen Massenstrom beim Abklingen mit bis zu 40 % deutlich höher als zur zeitlichen Phase der Befüllung. Es bildet sich eine sogenannte Hystereseschleife, welche durch das Füllen und Entleeren des Laufrades begründet werden kann. Die Turbine produziert in Abhängigkeit ihrer gespeicherten Masse bei gleichem Massenstrom unterschiedliche Wellenleistung und kann aus diesem Grund nicht als quasi-stationär betrachtet werden.

Den selben Effekt zeigt auch die Abbildung 5.13, welche das Druckverhältnis $\pi_{ts,3^*4^*}$ von Flut 1 über den Turbinenwirkungsgrad $\eta_{ts,3^*4^*is}$ für die Dauer von 180 °KW zeigt. Das Füllen der Turbine von 0 bis 35 °KW findet hauptsächlich bei niedrigeren Wirkungsgraden statt, als das Entleeren der Turbine. Die Turbine arbeitet während der Füll- und Entleerphasen zu gleichen Druckverhältnissen mit unterschiedlichem Wirkungsgrad.

Bei Betrachtung des Wirkungsgrades $\eta_{ts,34^*is}$ des Laufrades über die Turbinenlaufzahl S in Abbildung 5.14 für einen Druckpuls bei 5500 min^{-1} wird deutlich, dass auf Grund der instationären Effekte ebenfalls kein eindeutiger Zusammenhang zwischen Laufzahl und Wirkungsgrad besteht. Die

5.5. FÜLL- UND ENTLEREEREFFEKTE

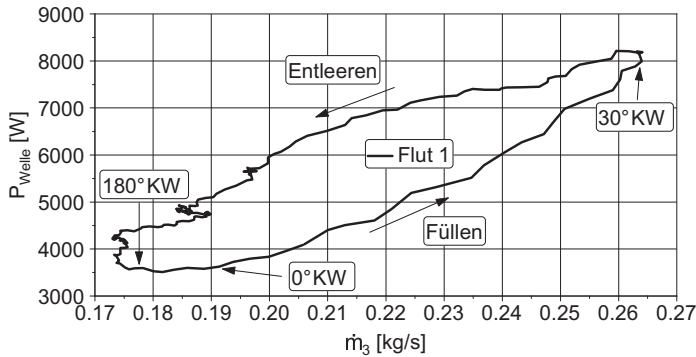


Abbildung 5.12: Momentane Wellenleistung P_{Welle} von Flut 1 über Turbinenmassenfluss \dot{m}_3 für die Dauer von 180 °KW.

Turbine füllt sich zu Beginn des Pulses bei niedrigen Laufzahlen und gibt das Abgas nach Abklingen des Pulses bei höheren Laufzahlen wieder ab. Dabei arbeitet die Turbine beispielsweise bei einer Laufzahl von 0,6 während dem Befüllen mit einem Wirkungsgrad von 0,45 und beim Entleeren zu einem deutlich höheren Wirkungsgrad von 0,95.

In Abbildung 5.15 ist die Änderung der Turbinenmasse in Prozent über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} dargestellt. Die prozentuale Änderung der Masse errechnet sich durch das Verhältnis von Eingangs- zu Austrittsmassenstrom des Turbinenlaufrades. Zu den Druckpulsen ist der Massenstrom in das Laufrad um 10 bis 13 % höher als der Austrittsmassenstrom. Analog gilt dieses Verhalten bei Nachlassen des Druckpulses, wenn der Eintrittsmassenstrom

5.5. FÜLL- UND ENTLEREEREFFEKTE

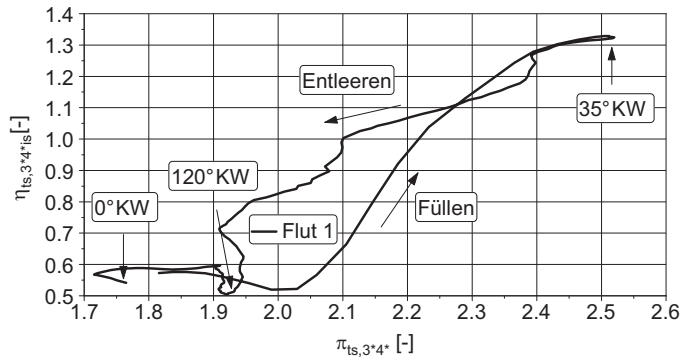


Abbildung 5.13: Turbinendruckverhältnis $\pi_{ts,3*4*}$ von Flut 1 über Turbinenwirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ für die Dauer von 180° KW.

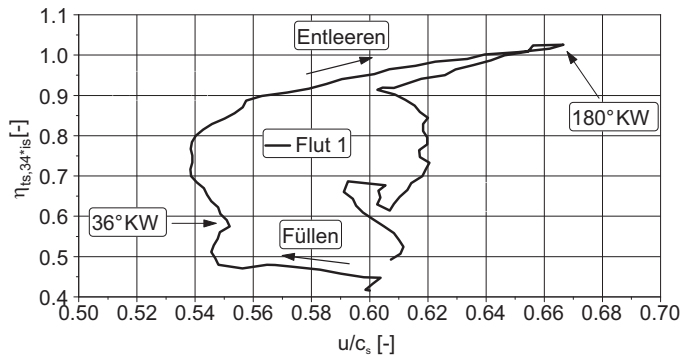


Abbildung 5.14: Turbinenwirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ über Turbinenlaufzahl S für die Dauer von 180° KW.

5.6. FLUTENDRUCKVERHÄLTNIS

um bis zu 12 % niedriger liegt. Während des gesamten Pulsationszyklus ändert sich die in der Turbine befindliche Masse an Abgas durch Füllen und Entleeren.

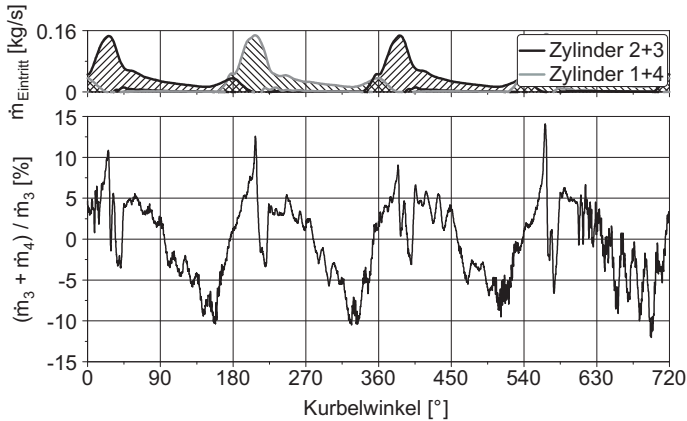


Abbildung 5.15: Änderung der Masse in der Turbine in Prozent über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmter als Massenfluss dargestellt.

5.6 Flutendruckverhältnis

Die instationäre Beaufschlagung der Turbine führt bei einer mehrflutigen Ausführung zu unterschiedlichen Druckniveaus innerhalb der Flutenkanäle. Abbildung 5.16 zeigt den Verlauf des Totaldrucks gemittelt über den beaufschlagenden Teil

5.6. FLUTENDRUCKVERHÄLTNIS

jeder Turbinenflut für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Das gemittelte Totaldruckniveau p_t der Kanäle schwankt zwischen 2,4 und 4,2 bar. Auffällig sind ebenfalls die Druckspitzen während des Druckpulses für die jeweils inaktive Flut. Diese Werte können durch das Überströmverhalten (siehe Kapitel 5.7) begründet werden, welches zu einem Druckanstieg in der inaktiven Flut führt. Aus diesen zeitabhängigen

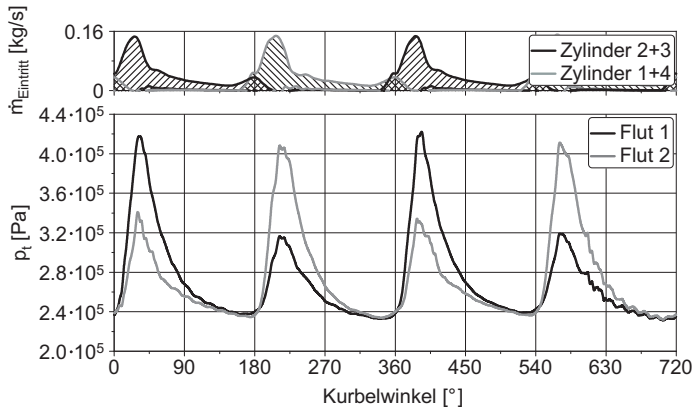


Abbildung 5.16: Gemittelter Totaldruck für jede Flut über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.

Flutendrücken wird in Gleichung 5.1 ein sogenanntes Turbinenflutendruckverhältnis SPR (Scroll Pressure Ratio) definiert. Diese Kennzahl beschreibt den Quotienten aus dem gemittelten Totaldruck des beaufschlagenden Teils der Flut

5.7. ÜBERSTRÖMVERLUSTE IN MEHRFLUTIGEN TURBINEN

1 und der Flut 2. Ein Flutendruckverhältnis von 1 bedeutet eine Gleichbeaufschlagung des Laufrades durch beide Fluten. Bei einem Wert größer 1 ist die Flut 1 aktiv und es kann ein Überströmen in die Flut 2 auftreten (siehe Kapitel 5.7). Ein Druckverhältnis mit dem Wert kleiner 1 bedeutet eine aktive Flut 2. Mit Hilfe dieses Druckverhältnisses lassen sich mit nur einer Kennzahl die Druckverhältnisse und die Strömungszustände innerhalb des Turbinengehäuses beschreiben. In Abbildung 5.17 ist das Flutendruckverhältnis SPR für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} über Grad Kurbelwinkel dargestellt. Der Wert schwankt je nach aktiver Flut zwischen 1,65 und 0,65. Innerhalb der Pausen zwischen den einzelnen Druckpulsen liegt der Faktor überwiegend bei 1.

$$SPR = \frac{p_{t,Flut1}}{p_{t,Flut2}} \quad (5.1)$$

5.7 Überströmverluste in mehrflutigen Turbinen

Auf Grund pulsierender Beaufschlagung bei mehrflutigen Turbinen stellen sich innerhalb des Gehäuses Strömungszustände mit unterschiedlichen Druckverhältnissen in den getrennten Turbinenfluten ein. Diese Druckverteilung hat eine Verlustströmung von der aktiven Flut mit hohem Druck über den Turbinensteg in die inaktive Flut mit niedrigem Druck zur Folge. Veranschaulicht ist dieser Zustand in Abbildung 5.18. Die Schnittfläche durch die Turbine zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren. Ein Überströmen von der aktiven Flut 1 in die gegenüberliegende inaktive Flut 2 ist zu sehen. Um den Massenstrom durch jede Flut zu bilanzieren,

5.7. ÜBERSTRÖMVERLUSTE IN MEHRFLUTIGEN TURBINEN

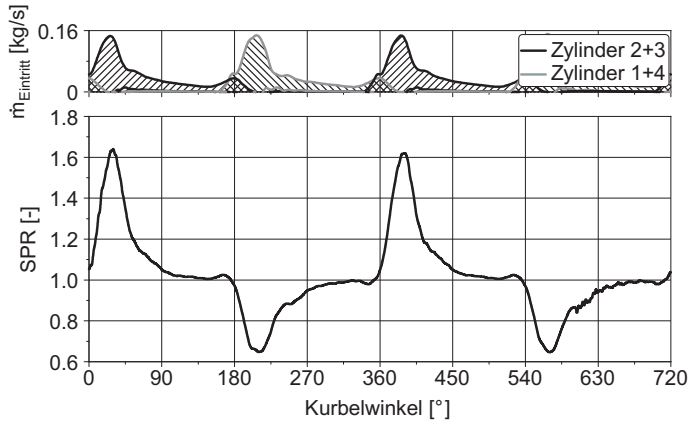


Abbildung 5.17: Flutendruckverhältnis SPR über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmers als Massenfluss dargestellt.

5.7. ÜBERSTRÖMVERLUSTE IN MEHRFLUTIGEN TURBINEN

werden umlaufend die Kontrollflächen $sf1$ und $sf2$ definiert. Der Normalenvektor \vec{n}_{sf} der Kontrollflächen zeigt in radialer Richtung nach außen. Mit Hilfe von Gleichung 5.2 und 5.3 wird der Massenstrom $\dot{m}_{sf,in}$ in die inaktive Flut berechnet. Die Strömungsgeschwindigkeit in Richtung der Flächennormalen v_{normal} ist das Vektorprodukt aus Normalenvektor \vec{n}_{sf} der Kontrollflächen und dem Geschwindigkeitsvektor \vec{v} der Strömung. Um die Überströmverluste beider Fluten zu quantifizieren wird mittels der Massenströme \dot{m}_{sf} und $\dot{m}_{sf,in}$ in Gleichung 5.4 und 5.5 ein Überströmfaktor mit dem Namen Scroll Overflow Factor *SOF* spezifisch für jede Flut eingeführt und zu jedem Zeitschritt ausgewertet.

$$v_{normal} = \vec{n}_{sf} \cdot \vec{v} \quad (5.2)$$

$$\dot{m}_{sf,in} = \int_{sf} \rho \cdot v_{normal} dA \quad (5.3)$$

$$SOF_{Flut1} = 1 - \frac{\dot{m}_{sf1} - \dot{m}_{sf2,in}}{\dot{m}_{sf1}} \quad (5.4)$$

$$SOF_{Flut2} = 1 - \frac{\dot{m}_{sf2} - \dot{m}_{sf1,in}}{\dot{m}_{sf2}} \quad (5.5)$$

Die Abbildung 5.19 zeigt den Verlauf des Überströmfaktors *SOF* beider Fluten über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Die angewinkelte Flut 2 weist hier einen wesentlich höheren Verlust auf als die gerade Flut. Bis zu 18 % der Masse strömt zum Zeitpunkt des Druckpulses als Verlust in die gegenüberliegende Flut. Diese Masse wird als Verlust nutzbarer Abgasenthalpie betrachtet, da sie den Großteil ihrer Druckenergie während der Expansion in die

5.7. ÜBERSTRÖMVERLUSTE IN MEHRFLUTIGEN TURBINEN

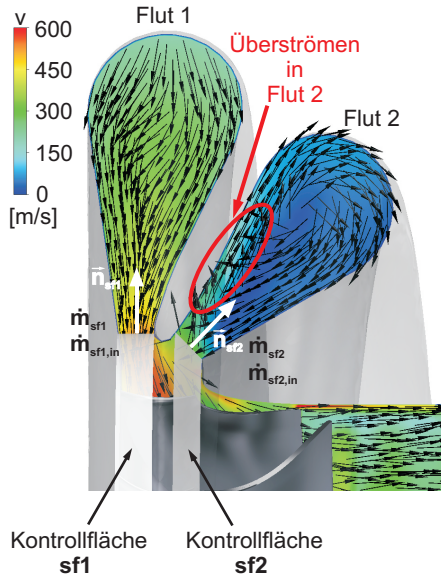


Abbildung 5.18: Überströmfaktor SOF am Beispiel der Zwillingstromturbine. Die Schnittfläche durch die Turbine ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren. Ein Überströmen von der aktiven Flut in die Flut 2 ist dargestellt. Für jede Flut wird eine umlaufende Kontrollfläche mit den Normalenvektoren \vec{n}_{sf1} und \vec{n}_{sf2} am Eintritt zum Laufrad definiert. Während \dot{m}_{sf} für den gesamten Massenstrom durch die Kontrollfläche steht, beschreibt $\dot{m}_{sf,in}$ nur die Masse, welche in Richtung der Flächennormalen strömt.

5.7. ÜBERSTRÖMVERLUSTE IN MEHRFLUTIGEN TURBINEN

inaktive Turbinenflut verliert, wieder zurück in den Abgaskrümmen strömt (siehe Kapitel 5.8) und nicht in Wellenarbeit umgewandelt werden kann.

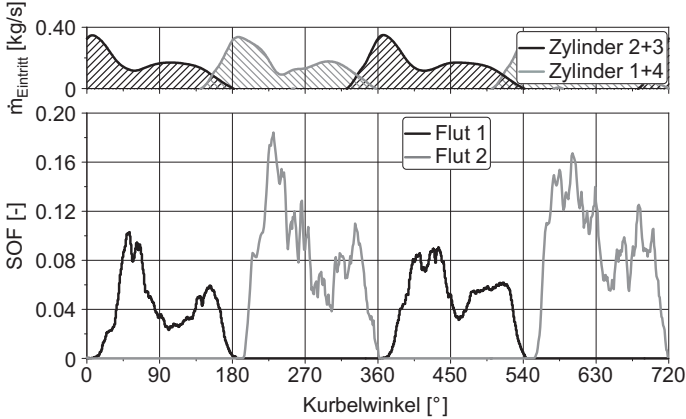


Abbildung 5.19: Überströmfaktor SOF über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

Der Verlauf der Kennzahl SOF für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} ist in Abbildung 5.20 dargestellt. Die Überströmverluste weisen einen deutlich höheren Wert auf, als bei hoher Motordrehzahl. Bis zu 30 % des Eintrittsmassenstroms in das Turbinengehäuse werden zeitweise als Verlust in die gegenüberliegende Flut gespült. Eine Erklärung für dieses Verhalten ist das durch die deutlich niedrigere Laderdrehzahl

reduzierte Schluckvermögen der Turbine und die niedrigere Laufzahl von 0,3 während der Druckpulses gegenüber einer Laufzahl von 0,52 für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} (siehe Abbildung 5.7 und 5.8). Zusätzlich sind die Schnitte durch das Turbinengehäuse für die beiden Spitzenwerte 35 °KW und 565 °KW im Diagramm 5.20 dargestellt. Ein deutliches Übersprechen der Masse in die gegenüberliegende Flut ist zu erkennen. Die Höhe der Überströmeverluste hängt von geometrischen wie physikalischen Faktoren ab. Einerseits von den Zuständen innerhalb des Turbinengehäuses, wie dem Flutendruckverhältnis und der Laufraddrehzahl, welche direkt mit dem Schluckvermögen der Turbine zusammenhängt und andererseits von unveränderlichen Eigenschaften, wie der geometrischen Anordnung der beiden Fluten zueinander und der Steghöhe h_{Steg} (siehe Abbildung 5.1).

5.8 Rückströmen in den Abgaskrümmen

Unter pulsierenden Randbedingungen kann in einer zweiflutigen Turbine als Folge des Überströmens von der aktiven beaufschlagten Flut in die inaktive Flut (siehe Kapitel 5.7) ein Rückströmen in den Abgaskrümmen auftreten. Die Abbildung 5.21 zeigt das Turbinengehäuse samt Laufrad. Die angewinkelte Flut 2 ist dabei aktiv und in der Vergrößerung der Schnittfläche durch die Turbine ist an Hand der Strömungsvektoren ein deutliches Überströmen in die gegenüberliegende Flut zu erkennen. In Folge dessen ist an Hand der Eintrittsvektoren in das Turbinengehäuse ein Rückströmen in den Abgaskrümmen durch die Flut 1 zu erkennen. In Abbildung 5.22 ist der Massenstrom \dot{m}_{3^*} in das Turbinengehäuse für die Motordrehzahl 5500 min^{-1} für beide Fluten aufgetragen.

5.8. RÜCKSTRÖMEN IN DEN ABGASKRÜMMER

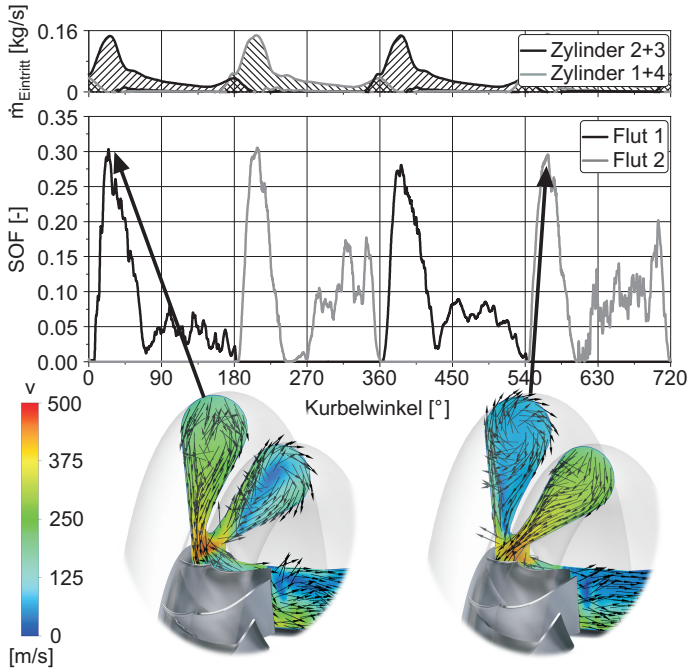


Abbildung 5.20: Überströmfaktor SOF über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmern als Massenfluss dargestellt. Die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren zum Zeitpunkt 35°KW und 565°KW .

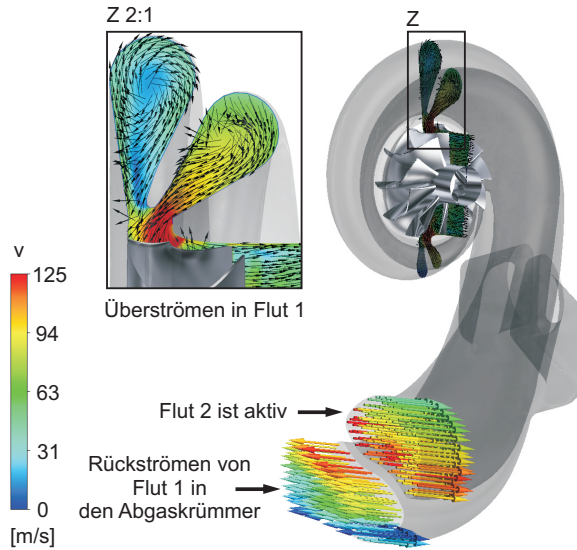


Abbildung 5.21: Mechanismus der Rückströmung in den Abgaskrümmen. Für die asymmetrische Zwillingsstromturbine sind die Eintrittsströmungsvektoren in Normalenrichtung projiziert dargestellt und mit dem Betrag ihrer Geschwindigkeit eingefärbt. Flut 2 ist aktiv und in der Vergrößerung ist an Hand der Schnittfläche durch die Turbine ein Überströmen in die Flut 1 zu erkennen. Die Strömungsvektoren am Eintritt zur Flut 2 zeigen größtenteils vom Turbinengehäuse weg und bedeuten ein Rückströmen in den Abgaskrümmen.

5.8. RÜCKSTRÖMEN IN DEN ABGASKRÜMMER

Der Eingangsmassenstrom steigt bis zu einem Spitzenwert von $0,32 \text{ kg/s}$ an, während der Massenstrom durch die inaktive Flut einen negativen Wert annimmt. Dies bedeutet ein Rückströmen aus dem Turbinengehäuse zurück in den Abgastrakt und tritt für beide Fluten auf, jedoch mit dem höheren Wert für die Flut 1. Diese Aussage deckt sich mit dem deutlich höheren Überströmfaktor für Flut 2, welcher in 5.19 abgebildet ist. Für den Motorbetriebspunkt von 5500 min^{-1}

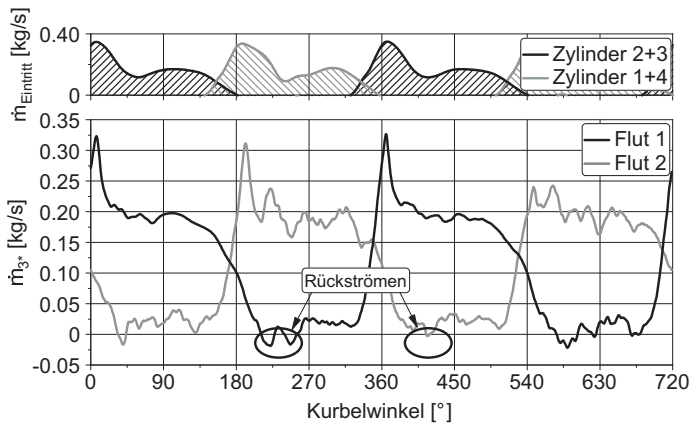


Abbildung 5.22: Turbineneingangsmassenstrom \dot{m}_{3^*} über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.

ist die Rückströmung mit maximal 7 % des Eingangsmassenstroms relativ gering und bedeutet in einem Betriebspunkt

ohne Ventilüberschneidung keine nachteiligen Effekte für den Ladungswechsel im Zylinder. In Abbildung 5.23 ist der Turbineneingangsmassenstrom \dot{m}_{3*} für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} dargestellt. Die höchste Rückströmung liegt in diesem Motorbetriebspunkt bei $0,025 \text{ kg/s}$ und entspricht damit 13 % des maximalen Eingangsmassenstromes. Folglich ist die prozentuale Rückströmung annähernd doppelt so hoch, als im Betriebspunkt 5500 min^{-1} . Ein Grund ist die geringere Laderdrehzahl und das somit reduzierte Schluckvermögen der Turbine. Die Turbine wird insbesondere während des kurzzeitigen Druckpulses bei sehr niedrigen Laufzahlen (siehe Abbildung 5.8) betrieben. Im Bereich niedriger Drehzahlen arbeiten moderne Motoren heutzutage mit hoher Ventilüberschneidung, um das Restgas aus dem Zylinder auszuspülen, wie bereits im Kapitel 2.3 beschrieben wurde. Die hohe Rückströmung bei niedrigen Drehzahlen hat einen negativen Einfluss auf den Ladungswechsel und das Spülverhalten, da der Abgasgedruck ansteigt und das Ausspülen von Restgas aus dem Zylinder erschwert wird.

5.9 Kraft auf Wastegateklappe

Die Pulsationen des Abgases üben eine Druckkraft auf die Wastegateklappe der Turbine aus. In Abbildung 5.24 ist die Kraft auf die Wastegateklappe für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} dargestellt, in welchem die Klappe vollständig geschlossen ist. Die gestrichelte Kurve zeigt den Verlauf der Kraft auf die Unterseite der Klappe. Zusammen mit der Kraft auf die Oberseite ergibt sich die resultierende Kraft in Normalenrichtung auf die Klappe aus derer beider Differenz. Auf Grund der Pulsationen differiert die Kraft zwischen 25 N

5.9. KRAFT AUF WASTEGATEKLAPPE

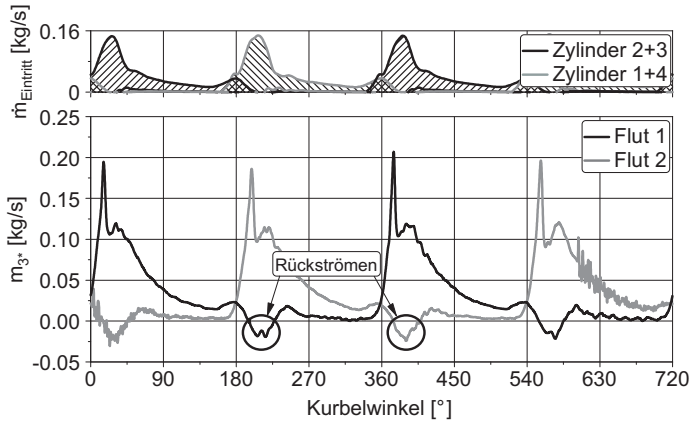


Abbildung 5.23: Turbineneingangsmassenstrom \dot{m}_{3^*} über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmmer als Massenfluss dargestellt.

5.9. KRAFT AUF WASTEGATEKLAPPE

und 100 N. In diesem Modell steht die Wastegateklappe fest und die möglichen Schwingungen, welche in der Realität, auf Grund der Positionierung der Klappe durch eine Feder und eine Druckdose auftreten, wurden nicht berücksichtigt.

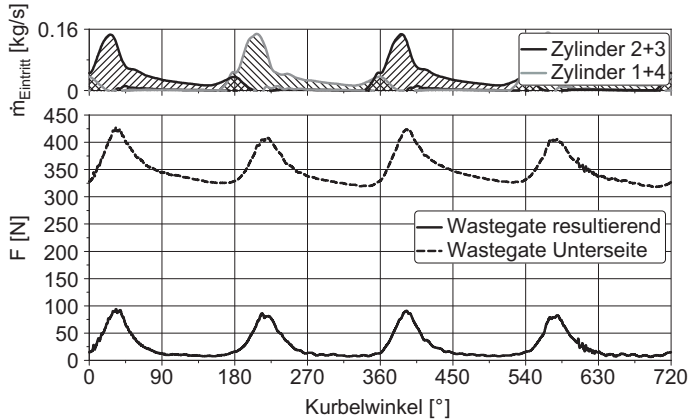


Abbildung 5.24: Kraft auf die Wastegateklappe über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 1500 min⁻¹. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmer als Massenfluss dargestellt.

In Abbildung 5.25 ist der Verlauf der Kraft auf die Wastegateklappe für den Motorbetriebspunkt 5500 min⁻¹ dargestellt. Die resultierende Kraft liegt um den Faktor 3,5 höher als bei niedriger Motordrehzahl. Zusätzlich ist eine Momentaufnahme der Turbine mit eingezeichneten Stromlinien zum Zeitpunkt des Druckpulsmaximalwertes eingezeichnet.

5.9. KRAFT AUF WASTEGATEKLAPPE

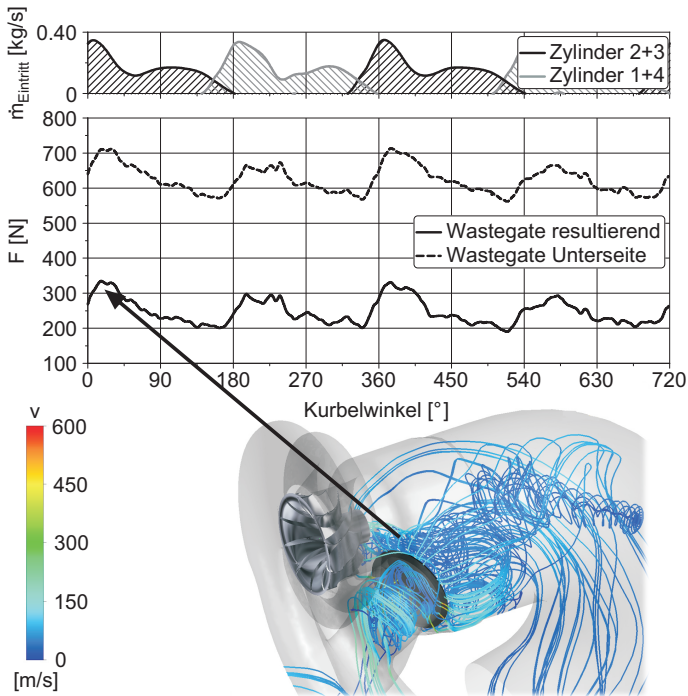


Abbildung 5.25: Kraft auf die Wastegateklappe über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für den Abgaskrümmer als Massenfluss dargestellt. Unterhalb ist die Turbine mit Strömungslinien durch das Wastegate zum Zeitpunkt 36°KW zu sehen, welche mit dem Betrag der Strömungsgeschwindigkeit eingefärbt sind.

6 Anwendungen

In diesem Kapitel werden verschiedene zweiflutige Turbinenkonzepte mit der asymmetrischen Zwillingstromturbine aus dem vorherigen Kapitel bezüglich Leistung, Wirkungsgrad und Verlustströmung miteinander verglichen. Der Abgaskrümmmer und seine Eintrittsrandbedingungen bleiben dabei genauso unverändert wie das Turbinen- und das Verdichterlaufrad. Auf diese Weise lassen sich die Vor- und Nachteile der Turbinenkonzepte bewerten.

6.1 Doppelstromturbine

In Abbildung 6.1 ist die Doppelstromturbine als Ganzes und im Schnitt dargestellt. Im Gegensatz zur Zwillingstromturbine sind die beiden Fluten nicht in Umfangsrichtung getrennt sondern ineinander verschlungen und beaufschlagen das Turbinenlaufrad mit jeweils 180° (siehe Kapitel 2.3). In Tabelle 6.1 sind die Volumina und der Halsquerschnitt der Doppelstromturbine aufgelistet. Das beaufschlagende Volumen $V_{be,Flut}$ ist der Teil des Gehäuses, welches direkt mit dem Laufrad verbunden ist während mit V_{Flut} das gesamte Volumen der Flut von Eintritt bis zum Laufrad bezeichnet wird. Diese Daten sind relevant, um den Grad der Stoßaufladung der Turbinen zu vergleichen. Das Gesamtvolumen der Doppelstromturbine ist nahezu identisch mit dem der asymmetrischen Zwill-

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

lingsstromturbine (siehe Kapitel 5) und folglich ist eine gute Vergleichbarkeit gewährleistet.

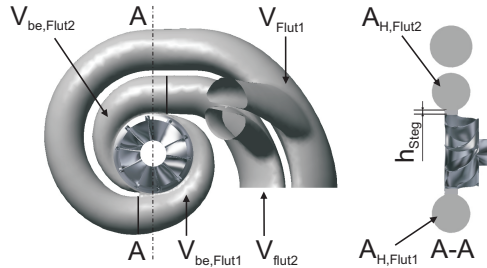


Abbildung 6.1: Doppelstromturbine samt Laufrad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften der Doppelstromturbine sind Tabelle 6.1 zu entnehmen.

6.1.1 Drehmoment

In Abbildung 6.2 ist der Vergleich des Drehmoments auf das Turbinenrad zwischen Doppelstrom- und asymmetrischer Zwillingstromturbine für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} zu sehen. Die Zwillingstromturbine liefert deutlich höhere Spitzenwerte und übertrifft die Doppelstromturbine um bis zu 30 % in der Flut 1. Zwischen den Druckpulsen fällt der Wert in beiden Turbinen auf 1,5 Nm ab. Zusätzlich sind noch zwei Momentanaufnahmen unterhalb des Diagramms dargestellt. Dabei ist an Hand der Strömungsvektoren zu erkennen, dass die Turbine nur mit halbem Umfang beaufschlagt wird und

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

Größe	Wert
V_{gesamt}	352872 mm ³
V_{Flut1}	239570 mm ³
V_{Flut2}	113302 mm ³
$V_{be,Flut1}$	19048 mm ³
$V_{be,Flut2}$	19463 mm ³
$A_{H,Flut1}$	398 mm ²
$A_{H,Flut2}$	398 mm ²
h_{Steg}	2 mm

Tabelle 6.1: Geometrische Eigenschaften der Doppelstromturbine.

durch ihre Drehbewegung aus der inaktiven Flut Abgas ansaugt. Zusammen mit dem geringeren Grad an Stoßaufladung kann die Leistungsdifferenz zwischen den beiden Varianten auf diese Weise erklärt werden.

Der Momentenverlauf für den Motorbetriebspunkt 1500 min⁻¹ ist in Abbildung 6.3 dargestellt für beide Varianten dargestellt. Unterhalb ist die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse für zwei Drehmomentspitzen dargestellt. Das linke Bild zeigt die Flut 1 aktiv bei 20 °KW und der rechte Ausschnitt zeigt die Flut 2 aktiv bei 560 °KW. Die Schnittflächen sind mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigen die tangential projizierten Strömungsvektoren. Die Doppelstromturbine liefert während des Druckpulses mit maximal 1,1 Nm um bis zu 30 % niedrigere Spitzenwerte als die Zwillingsstromturbine. Allgemein betrachtet kann die Doppelstromturbine die Abgasenthalpie, insbesondere während

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

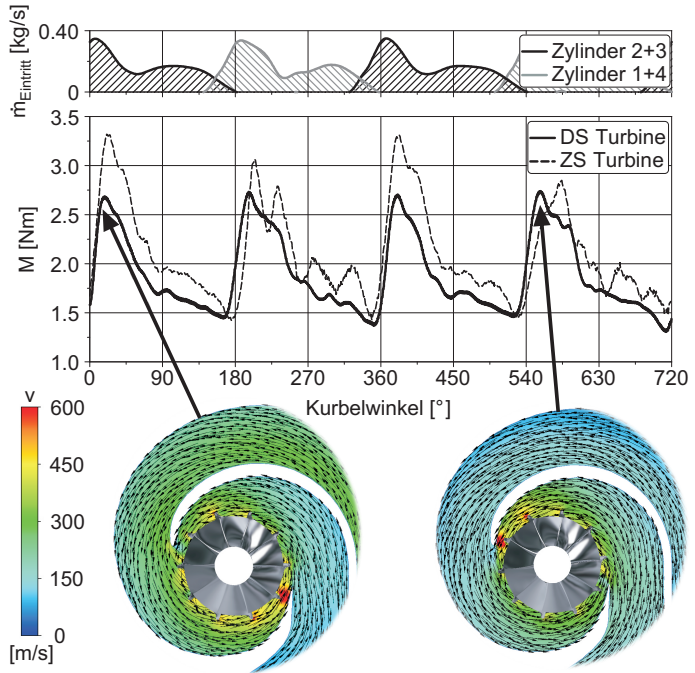


Abbildung 6.2: Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die Doppelstromturbine und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} .

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

der Druckpulse, weniger effizient nutzen.

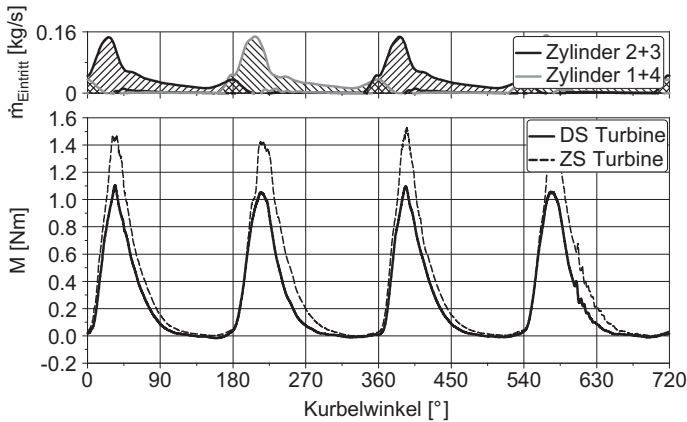


Abbildung 6.3: Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die Doppelstromturbine und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmungen als Massenstrom dargestellt.

6.1.2 Drehzahl

Aus dem niedrigeren gelieferten Wellendrehmoment ergibt sich folglich eine niedrigere Laderdrehzahl für die Doppelstromturbine. Der Verlauf der Laderdrehzahl für beide Varianten ist für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} in Abbildung 6.4 zu

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

sehen. Der gemittelte Wert liegt etwa 3000 min^{-1} unterhalb der Zwillingsstromturbine, jedoch sind die Drehzahlschwankungen geringer ausgeprägt.

In Abbildung 6.5 ist der Drehzahlverlauf für den Motorbetriebspunkt mit 1500 min^{-1} zu sehen. Auch in diesem Punkt liegt die Drehzahl der Doppelstromvariante um bis zu 3000 min^{-1} niedriger. Die Drehzahlschwankungen von bis zu 8000 min^{-1} sind in beiden Fällen identisch.

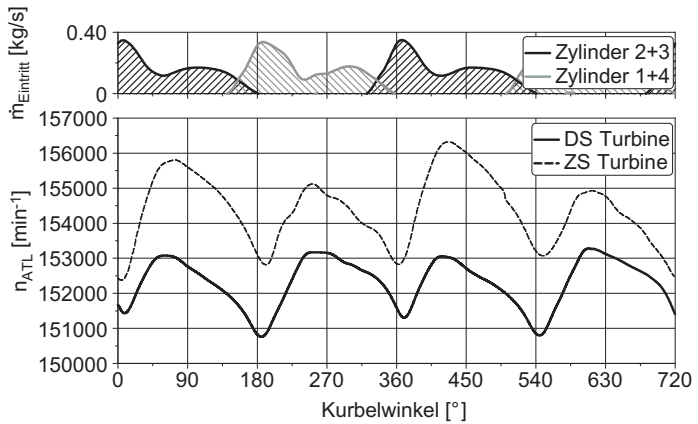


Abbildung 6.4: Laderdrehzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrische Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgasröhren als Massenstrom dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

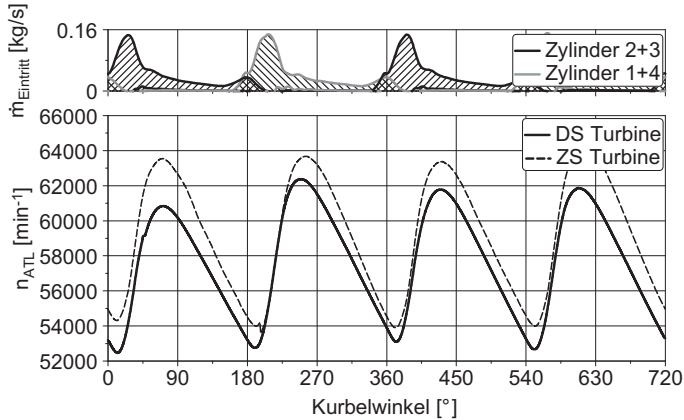


Abbildung 6.5: Laderdrehzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmer als Massenstrom dargestellt.

6.1.3 Druckverhältnis

Die instationären Randbedingungen führen zu verschiedenen Druckverhältnissen über den gesamten Pulsationszyklus. In Abbildung 6.6 ist das total-statische Druckverhältnis über die gesamte Turbine für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} zu sehen. Die Druckverhältnisse liegen zwischen 1,75 während den Druckpulsen und 1,0 in den Pausen. Die Spitzenwerte für Zwillingsstrom- und Doppelstromvariante sind nahezu identisch. Auffällig sind im Falle der Zwillingsstromturbine die erhöhten Werte für die inaktive Flut. Eine Begründung für dieses Verhalten sind die höheren Überströmverluste in der Standardturbine. Eine Betrachtung des Druckverhältnisses über das Laufrad ist nicht möglich, da im Falle der Doppelstromturbine das Laufrad nur über den halben Umfang beaufschlagt wird, der Eintrittsdruck jedoch über den gesamten Umfang gemittelt wird.

6.1.4 Wirkungsgrad und Laufzahl

In Abbildung 6.7 ist der total-statische Wirkungsgrad der Doppelstromturbine im Vergleich mit der asymmetrischen Zwillingsstromturbine über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} aufgetragen. Der Unterschied in den Spitzenwerten während des Druckpulses ist gering und die Werte unterscheiden sich um maximal 10 %. Im Falle der Doppelstromturbine weist die Flut 2 einen höheren Wirkungsgrad auf und im Falle der asymmetrischen Zwillingsstromturbine ist die Flut 1 effizienter. Nach dem Druckpuls fällt der Wirkungsgrad der Doppelstromturbine deutlich schneller ab.

Der Wirkungsgrad der Doppelstromturbine im Vergleich zu der asymmetrischen Zwillingsstromturbine über das Lauf-

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

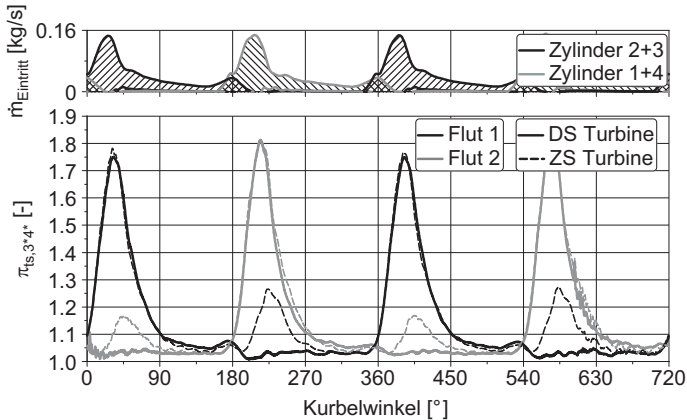


Abbildung 6.6: Druckverhältnis der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

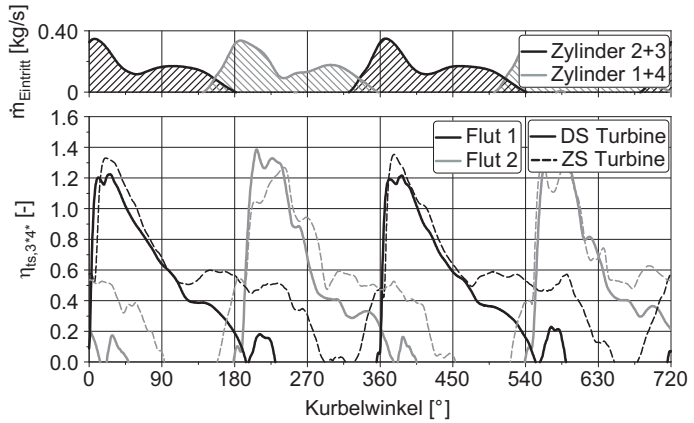


Abbildung 6.7: Isentroper total-statischer Wirkungsgrad der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

rad für den Betriebspunkt 1500 min^{-1} ist in Abbildung 6.8 dargestellt. Der Wirkungsgrad der gesamten Turbine für niedrige Motordrehzahlen ist nicht sinnvoll darstellbar, da der Wert zwischen den Pulsen stark negative Werte annimmt. Insgesamt betrachtet liefert das Laufrad in der Zwillingstromvariante leicht höhere Werte. Auffällig sind die schnell abfallenden Werte in der Doppelstromturbine während des Abklingens des Druckpulses.

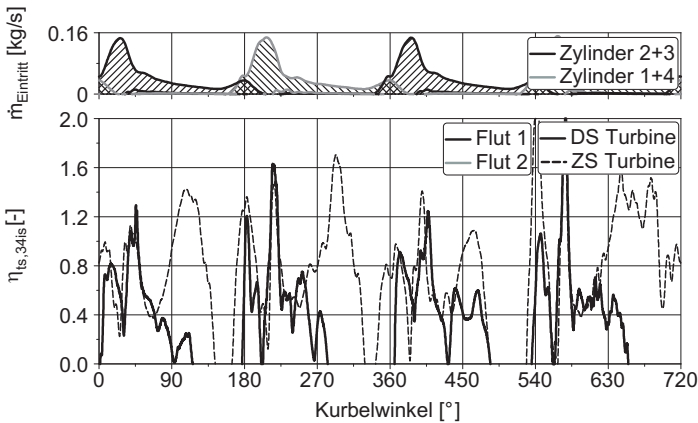


Abbildung 6.8: Isentroper total-statischer Wirkungsgrad des Laufrades der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgasströme als Massenstrom dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

Die Turbinenlaufzahl S für beide Turbinen im Vergleich ist in Abbildung 6.9 für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} aufgetragen. Die isentrope Düsgeschwindigkeit wird über den gesamten Laufradumfang gemittelt und daher fällt diese bei halber Beaufschlagung, wie im Falle der Doppelstromturbine, geringer aus und die Laufzahl fällt zum Druckpuls hin nicht so stark ab, wie im Falle der Zwillingsstromturbine. Die Laufzahlen für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} sind identisch für beide Turbinenvarianten.

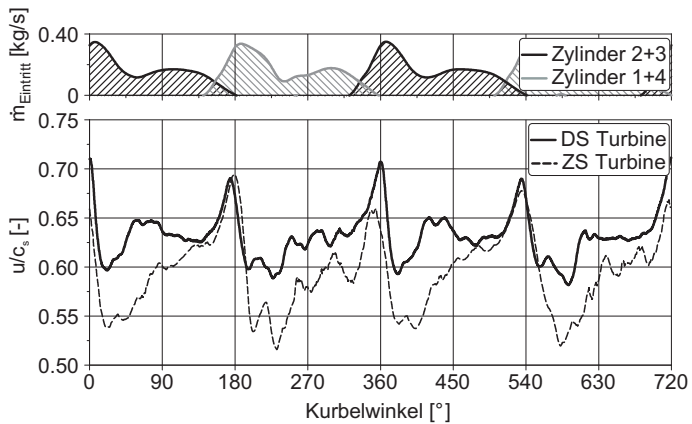


Abbildung 6.9: Turbinenlaufzahl der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.1.5 Überströmen

Die Überströmverluste der asymmetrischen Zwillingsstromturbine, welche bereits in Kapitel 5.7 behandelt wurden, können analog auch für die Doppelstromturbine auftreten. Die Definition der Kontrollflächen $sf1$ und $sf2$ erfolgt an der Doppelstromturbine über den halben Laufradumfang, wie in Abbildung 6.10 dargestellt. Zur Berechnung des Überströmfaktors SOF werden die selben Gleichungen 5.4 und 5.5 wie im Falle der Zwillingsstromturbine verwendet. Der Überströmfaktor SOF für beide Turbinenvarianten im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} ist in Abbildung 6.11 zu sehen. Die Doppelstromturbine zeigt ein deutlich geringeres Überströmen. Zu Beginn des Druckpulses, wenn die Zwillingsstromturbine bis zu 18 % des Abgasstromes in die gegenüberliegende Flut verliert, zeigt die Doppelstromvariante nur sehr geringe Verluste von 2 %. Diese steigen bei Nachlassen des Pulses auf 6 bis 8 % an mit den höheren Verlusten für die Flut 2.

In Abbildung 6.12 ist der Verlauf des Überströmfaktors SOF für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} im Vergleich für beide Turbinenvarianten dargestellt. In den beiden Momentanaufnahmen unterhalb des Diagramms ist das Überströmen und die Tendenz zum Rückströmen in den Abgaskrümmern in den beiden Momentanaufnahmen an Hand der Strömungsvektoren deutlich erkennbar. Insgesamt liegen die Überströmverluste der Doppelstromvariante für niedrige Motordrehzahlen deutlich niedriger, insbesondere zu Beginn des Druckpulses, wenn die Zwillingsstromturbine ihr größtes Übersprechen zeigt. Die Spitzenwerte für die Zwillingsstromanordnung liegen mit bis zu 30 % doppelt so hoch. Die Verluste der Doppelstromturbine steigen erst gegen Ende des Druckpulses an.

Der Überströmfaktor SOF ist jedoch ein relativer Verlust-

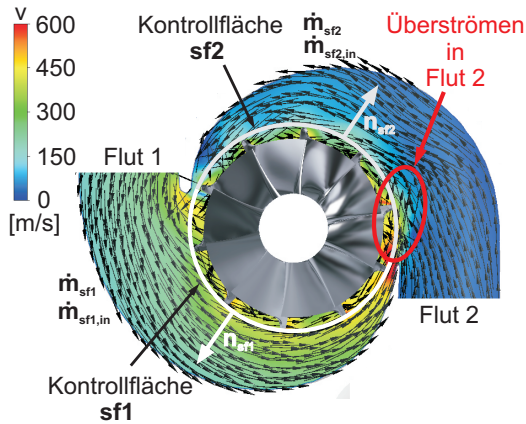


Abbildung 6.10: Überströmfaktor SOF am Beispiel der Doppelstromturbine. Die Schnittfläche durch die Turbine ist mit dem Betrag der Geschwindigkeit eingefärbt und zeigt die tangential projizierten Strömungsvektoren. Ein Überströmen von der aktiven Flut in die Flut 2 ist dargestellt. Für jede Flut wird eine halbumlaufende Kontrollfläche mit den Normalenvektoren \vec{n}_{sf1} und \vec{n}_{sf2} am Eintritt zum Laufrad definiert. Während \dot{m}_{sf} für den gesamten Massenstrom durch die Kontrollfläche steht, beschreibt $\dot{m}_{sf,in}$ nur die Masse, welche in Richtung der Flächennormalen strömt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

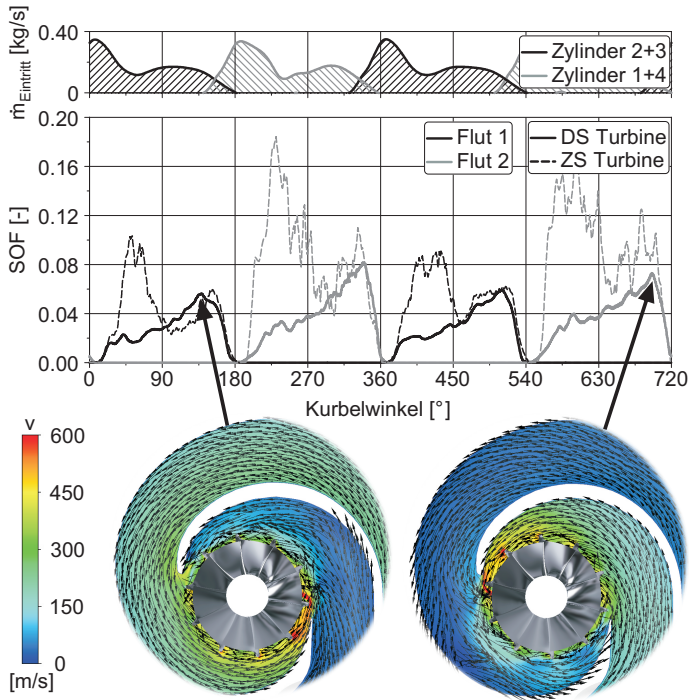


Abbildung 6.11: Überströmfaktor SOF der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 134°KW links und 700°KW rechts als Schnitte dargestellt.

beiwert, welcher auf den Eintrittsmassenstrom in das Laufrad bezogen wird (siehe Kapitel 5.7). Bei Betrachtung der absolut überströmten Masse der beiden Turbinen im niedrigen Drehzahlpunkt in Abbildung 6.13 fällt auch der Nachteil dieses Faktors auf. Trotz hohem Überströmfaktors in den Pausen strömt nur eine sehr geringe Masse nach Abklingen des Druckpulses über in die inaktive Flut. Nach Abklingen der Druckpulse oder besser gesagt zwischen den Pausen verliert der Faktor für Motorbetriebspunkte mit niedriger Drehzahl und vergleichsweise langen Pausen zwischen der Beaufschlagung an Relevanz. Bei Motorbetriebspunkten mit hohen Drehzahlen und folglich mit kontinuierlicherer Beaufschlagung der Turbine tritt dieses Problem nicht auf.

6.1.6 Rückströmen

Hohe Überströmverluste können in einem Rückströmen in den Abgaskrümmern resultieren. Der Massenstrom \dot{m}_{3^*} in das Turbinengehäuse für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} ist in Abbildung 6.14 im Vergleich für beide Turbinenvarianten zu sehen. Auf Grund des deutlich geringeren Überströmens der Doppelstromturbine tritt kein Rückströmen in den Abgaskrümmern auf. Der Massenstrom im Falle der Zwillingstromturbine weist zum Zeitpunkt der höchsten Überströmfaktors negative Werte auf, während der Eintrittsmassenstrom für die Doppelstromturbine über die gesamte Zeit einen positiven Wert besitzt. Im relevanteren Motorbetriebspunkt niedriger Drehzahl tritt für die Doppelstromvariante ebenfalls kein Rückströmen in den Abgaskrümmern auf, wie aus Abbildung 6.15 ersichtlich ist. Der Turbineneintrittsmassenstrom bleibt stets positiv, während die Zwillingstromvariante negative Werte von bis zu $-0,025 \text{ kg/s}$ liefert. Der übrige Verlauf ist

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

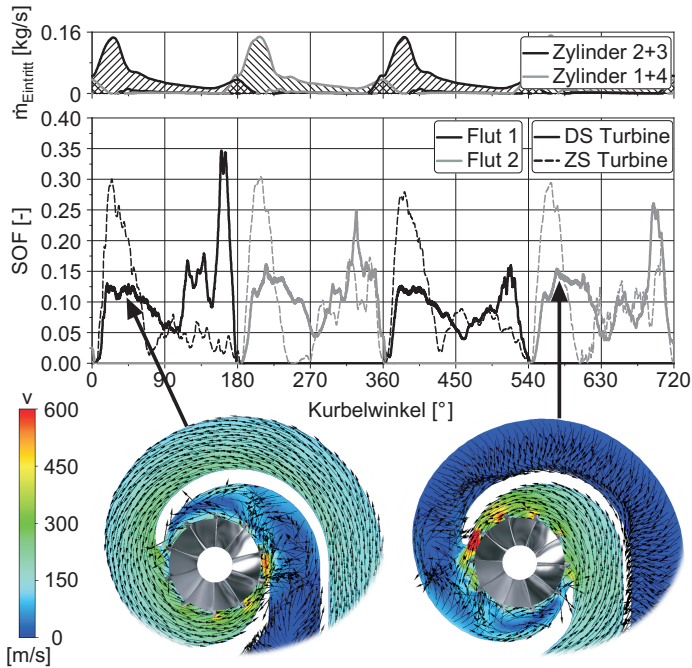


Abbildung 6.12: Überströmfaktor SOF der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 38°KW links und 584°KW rechts als Schnitte dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

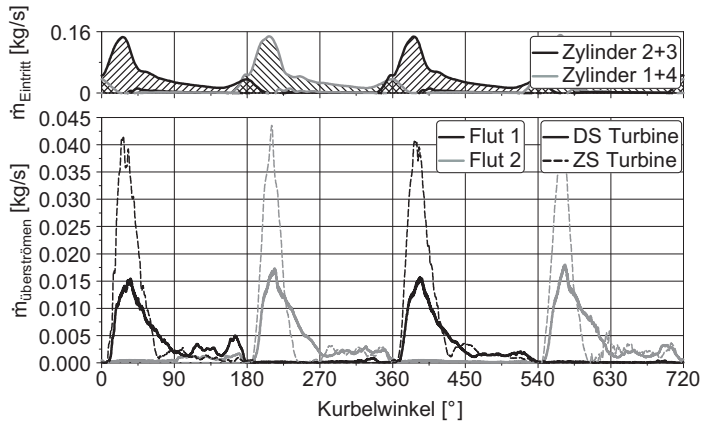


Abbildung 6.13: Absolute überströmte Masse der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

nahezu identisch.

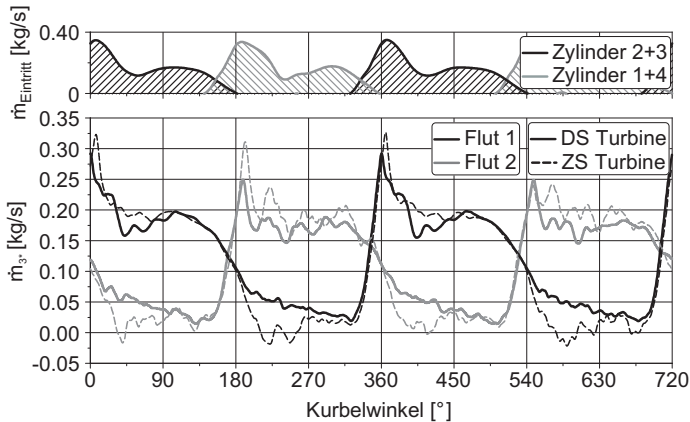


Abbildung 6.14: Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_{3^*} der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massengungen für die vier Abgaskrümmen als Massengungen dargestellt.

6.1.7 Fazit

Beim Vergleich der Doppelstromturbine mit der Zwillingstromturbine unter gleichen Randbedingungen liefert die Zwillingstromvariante bei hohen sowie niedrigen Drehzahlen mit bis zu 30 % mehr das deutlich höhere Drehmoment an die

6.1. DOPPELSTROMTURBINE

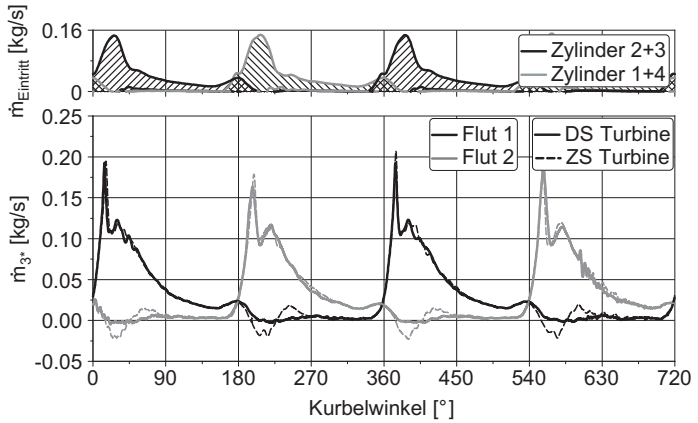


Abbildung 6.15: Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_3^* der Doppelstromturbine und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

Welle. Folglich liegt auch das Drehzahlniveau niedriger und es kann ein niedriger Laderdruck bereit gestellt werden. Der Wirkungsgrad liegt insgesamt ebenfalls leicht niedriger. Die Flut 2 der Doppelstromturbine ist jedoch effizienter als die der Zwillingstromvariante. Einen großen Vorteil bietet die Doppelstromvariante jedoch bezüglich der Überströmverluste. Die übersprechende Masse ist sowohl bei hoher als auch bei niedriger Motordrehzahl geringer als im Falle der Zwillingstromvariante. In Folge dessen ist eine deutlich geringere Trennung der Druckpulse in den beiden Abgasfluten für die Doppelstromturbine gegeben. Dies hat positive Auswirkungen auf das Spülgefälle zwischen Ein- und Auslassventil während der Ventilüberschneidung bei niedrigen Drehzahlen und erhöht somit auch die überspülbare Frischgasmasse mit entsprechend positiver Auswirkung auf Füllung und Mitteldruck. Dieser Effekt wird bei den hier durchgeführten Untersuchungen mit konstanten Randbedingungen aus der 1D-CFD Rechnung nicht abgebildet. Insgesamt betrachtet kann die Zwillingstromturbine die Abgasenergie jedoch deutlich effizienter in Wellenarbeit umsetzen.

6.2 Symmetrische Zwillingstromturbine

In Abbildung 6.16 ist die symmetrische Zwillingstromturbine als Ganzes und im Schnitt dargestellt. Im Gegensatz zur asymmetrischen Ausführung, welche bereits in Kapitel 5 untersucht wurde, sind die beiden Fluten symmetrisch um das Laufrad angeordnet und besitzen jeweils das gleiche Volumen. Tabelle 6.2 enthält die wichtigsten geometrischen Daten der

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

symmetrischen Zwillingstromturbine. Das gesamte Volumen ist nahezu identisch mit dem der asymmetrischen Variante (siehe Tabelle 6.2), ebenso wie die Volumina der einzelnen Fluten, welche sich um maximal 5 % zwischen den beiden Turbinen unterscheiden. Der Halsquerschnitt A_H ist hier der Mittelwert der geraden und der angewinkelten kleineren Flut der asymmetrischen Zwillingstromturbine.

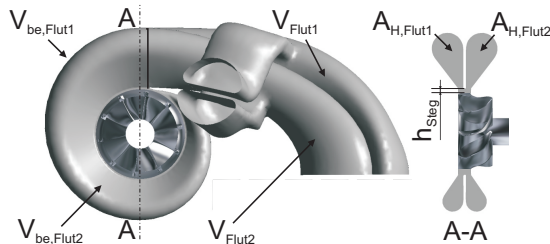


Abbildung 6.16: Symmetrische Zwillingstromturbine samt Laufrad links und die Schnittfläche in Höhe des Halsquerschnittes auf der rechten Seite. Die geometrischen Eigenschaften sind Tabelle 6.2 zu entnehmen.

6.2.1 Drehmoment

In Abbildung 6.17 ist der Momentenverlauf der Turbine für die symmetrische und die asymmetrische Zwillingstromturbine im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} dargestellt. Die asymmetrische Variante liegt für die Flut 1 in den Spitzenwerten deutlich über der symmetrischen Variante und auch die Flut 2 liefert über den gesamten Druckpuls mehr Drehmoment

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

Größe	Wert
V_{gesamt}	358583 mm ³
V_{Flut1}	198921 mm ³
V_{Flut2}	159663 mm ³
$V_{be,Flut1}$	50328 mm ³
$V_{be,Flut2}$	50254 mm ³
$A_{H,Flut1}$	411 mm ²
$A_{H,Flut2}$	411 mm ²
h_{Steg}	1,9 mm

Tabelle 6.2: Geometrische Eigenschaften der symmetrischen Zwillingsstromturbine.

an die Welle. Die gerade Flut 1 steht in der asymmetrischen Anordnung im optimalen Anströmwinkel zum Laufrad und liefert daher die höchsten Spitzenwerte während in der symmetrischen Anordnung keine der beiden Fluten das Laufrad optimal anströmt, wie aus den beiden Momentanaufnahmen unterhalb des Diagramms erkennbar ist. Ein weiterer Grund für das unterschiedliche Verhalten ist dem Volumen der beiden Fluten geschuldet. Im asymmetrischen Fall ist die gerade optimal anströmende Flut großvolumiger ausgeführt, als die kleinere angewinkelte Flut mit dem höheren Grad an Stoßaufladung. Das Wellenmoment im Motorbetriebspunkt 1500 min⁻¹ der beiden Turbinen im Vergleich ist in Abbildung 6.18 zu sehen. Die Werte der asymmetrischen Turbine liegen über den gesamten Pulsationszyklus nur sehr leicht über denen der symmetrischen Anordnung.

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

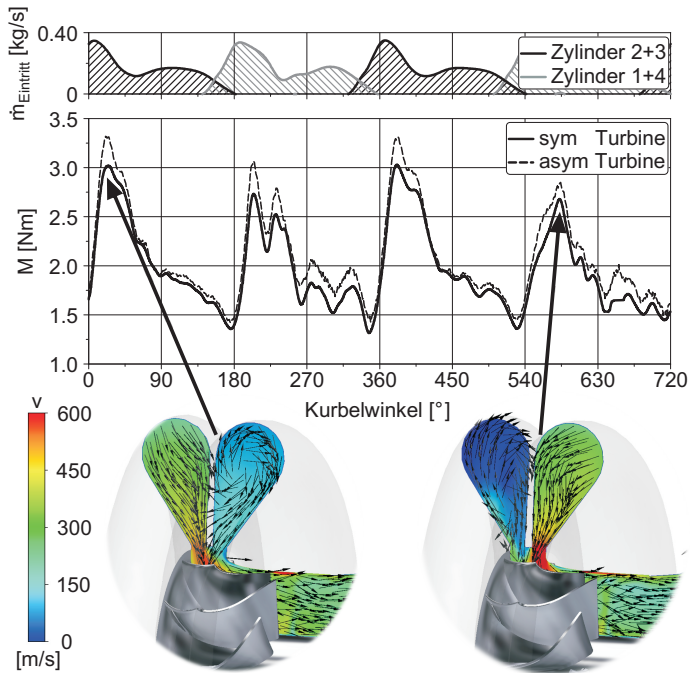


Abbildung 6.17: Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die symmetrische und die asymmetrische Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Unterhalb ist die Schnittfläche durch das Turbinengehäuse für zwei Drehmomenten dargestellt. Das linke Bild zeigt die Flut 1 aktiv bei 21 °KW und der rechte Ausschnitt zeigt die Flut 2 aktiv bei 583 °KW .

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

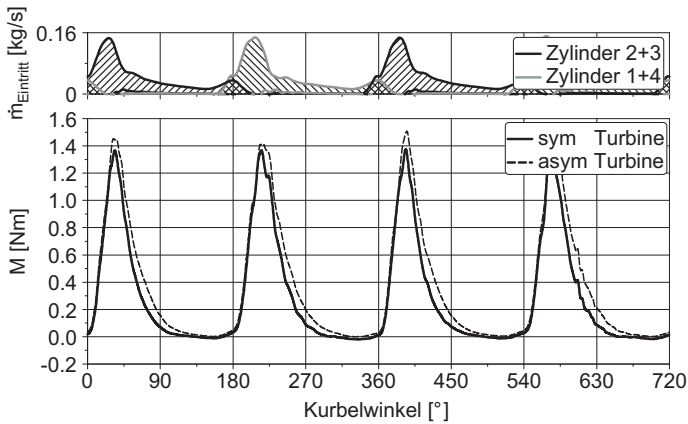


Abbildung 6.18: Momentenverlauf des Turbinenlaufrades für die symmetrische und die asymmetrische Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2.2 Drehzahl

Als Folge des Momentenverlaufs ist in Abbildung 6.19 die Laderdrehzahl der symmetrischen Zwillingsstromturbine im Vergleich mit der asymmetrischen Variante für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} zu sehen. Die asymmetrische Turbine liefert in den Spitzenwerten eine bis zu 1000 Umdrehungen höhere Laderdrehzahl. Für die niedrige Motordrehzahl von 1500 min^{-1} gibt es nahezu keine Drehzahlunterschiede zwischen der symmetrischen und der asymmetrischen Variante. Aus diesem Grund wird auf die Darstellung dieses Betriebspunktes als Diagramm verzichtet.

6.2.3 Druckverhältnis

Bei Betrachtung des total-statischen Druckverhältnis $\pi_{ts,3*4*}$ über die gesamte Turbine für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} in Abbildung 6.20 fällt auf, dass die Flut 1 in beiden Turbinen nahezu identische Werte liefert. Die Flut 2 hingegen wird in der asymmetrischen Variante insbesondere während des Druckpulses zu höheren Druckverhältnissen betrieben. Der qualitative Verlauf ist jedoch sehr ähnlich. Im Bereich niedriger Motordrehzahl sind kaum Unterschiede zu erkennen.

6.2.4 Laufzahl

In Abbildung 6.21 ist die Turbinenlaufzahl S beider Turbinenvarianten für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} über Grad Kurbelwinkel dargestellt. In asymmetrischer Anordnung liegt die Laufzahl für Flut 1 leicht über den Werten der symmetrischen Variante während die Flut 2 beider Tur-

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

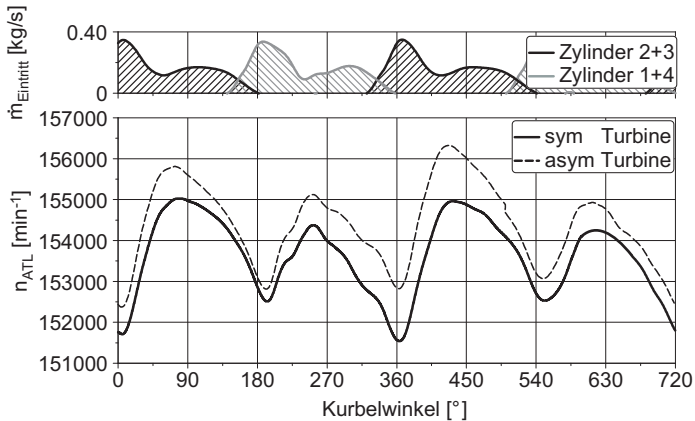


Abbildung 6.19: Laderdrehzahl der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

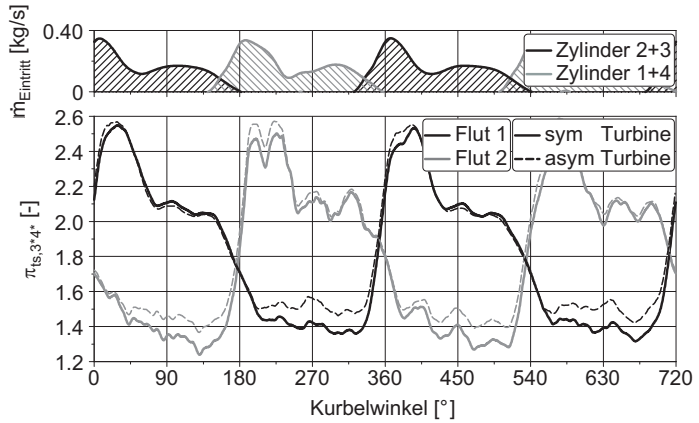


Abbildung 6.20: Turbinendruckverhältnis $\pi_{t_{s,3^*4^*}}$ der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

binen gleichauf liegt. Im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} sind keine nennenswerten Unterschiede zwischen den beiden Zwillingsstromturbinen zu erkennen. Der Verlauf ist nahezu identisch mit Abbildung 5.7 und aus diesem Grund wird auf eine Darstellung an dieser Stelle verzichtet.

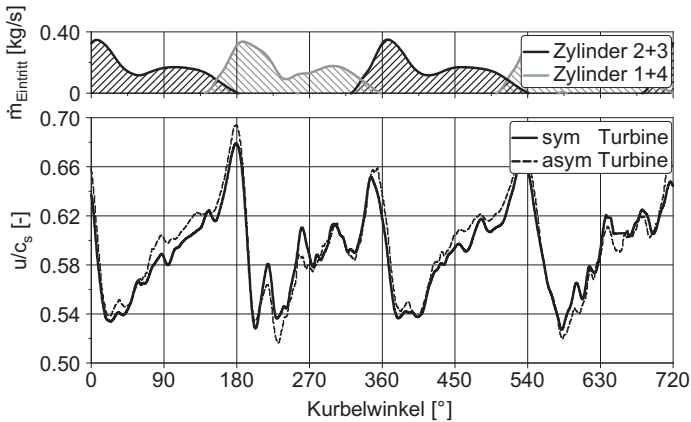


Abbildung 6.21: Turbinenlaufzahl S der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2.5 Überströmen

Wie in der symmetrischen Zwillingstromturbine kann auch bei der symmetrischen Anordnung ein Überströmen in die inaktive Flut auf Grund unterschiedlicher Druckniveaus in den Kanälen auftreten. In Abbildung 6.22 ist der bereits in Kapitel 5.7 eingeführte Überströmfaktor SOF für beide Turbinenvarianten für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} aufgetragen. Obwohl die asymmetrische Turbine das stets höhere Wellenmoment liefert, besitzt die Flut 1 deutlich höhere Überströmverluste, als in der symmetrischen Anordnung. Ein Grund für dieses Verhalten kann das größere Volumen der Flut 1 im asymmetrischen Fall sein. Die angewinkelte Flut 2 liefert in beiden Turbinen nahezu identische hohe Überströmverluste. Beiden gemeinsam sind die deutlich höheren überströmten Massen der angewinkelten Flut 2 gegenüber der Flut 1.

Für den Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} liegen die Überströmverluste gemittelt über den gesamten Pulsationszyklus für beide Turbinengehäuse auf annähernd gleichem Niveau, wie in Abbildung 6.23 zu sehen ist. Die Flut 2 liefert im Falle der symmetrischen Turbine leicht höhere Werte. Dieses Verhalten kann auch auf das größere Volumen der Flut 2 verglichen zur asymmetrischen Variante zurückgeführt werden. Die beiden Visualisierungen unterhalb des Diagramms verdeutlichen das höhere Überströmpotential der Flut 2 gegenüber Flut 1.

6.2.6 Rückströmen

Als Folge der überströmten Massen tritt auch in der symmetrischen Zwillingstromturbine ein Rückströmen in den Abgaskrümmern auf. In Abbildung 6.24 ist der Massenstrom \dot{m}_{3^*}

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

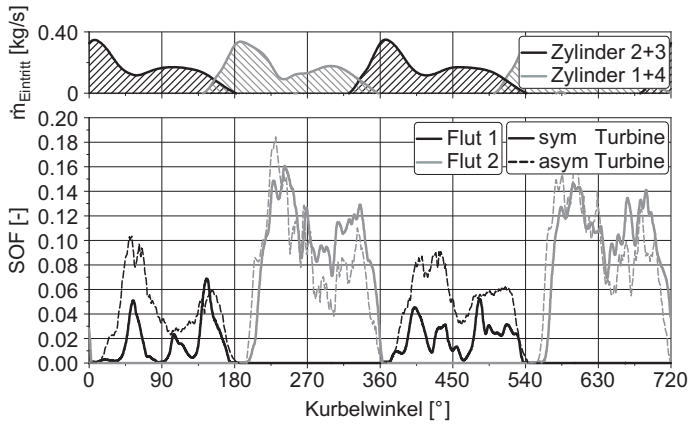


Abbildung 6.22: Überströmfaktor SOF der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

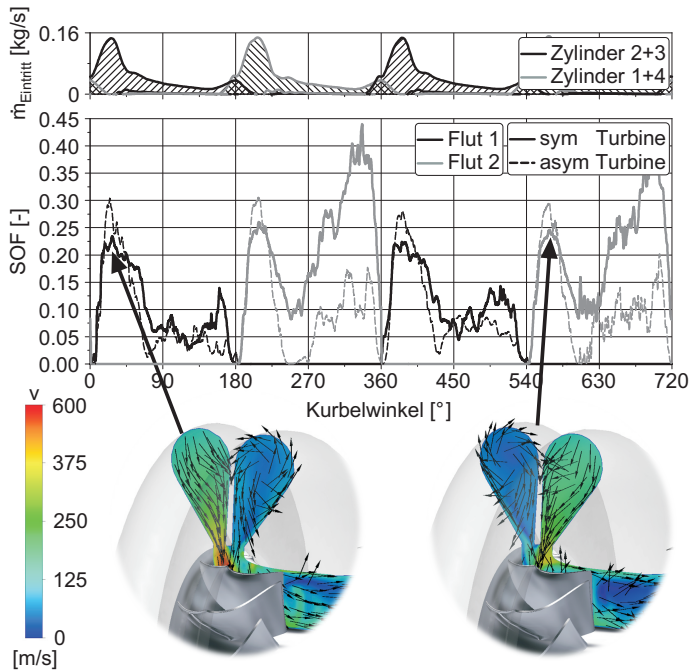


Abbildung 6.23: Überströmfaktor SOF der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Zusätzlich sind die Momentanaufnahmen zu den beiden Zeitpunkten 30°KW links und 562°KW rechts als Schnitte dargestellt.

6.2. SYMMETRISCHE ZWILLINGSSTROMTURBINE

in das Turbinengehäuse für die Motordrehzahl 1500 min^{-1} für beide Turbinenvarianten über Grad Kurbelwinkel zu sehen. Das symmetrische Gehäuse zeigt für beide Fluten das geringere Rückströmen. Besonders die Flut 2 liefert deutlich geringere Werte, als in asymmetrischer Anordnung. Für den Motorbetriebspunkt von 5500 min^{-1} liegen beide Turbinenvarianten gleichauf.

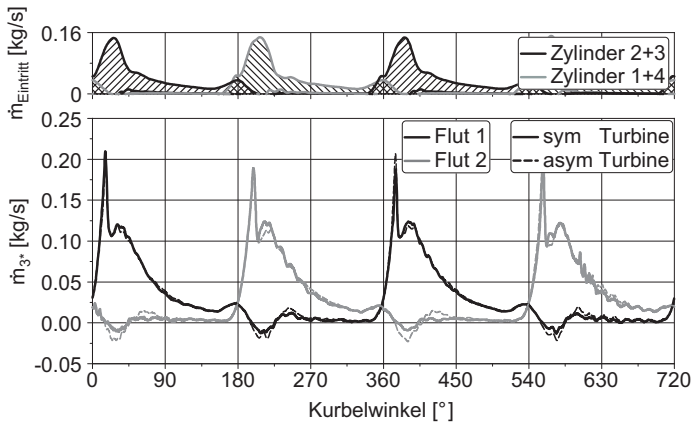


Abbildung 6.24: Turbineneintrittsmassenstrom \dot{m}_{3^*} der symmetrischen und der asymmetrischen Zwillingsstromturbine (gestrichelt) über Grad Kurbelwinkel im Motorbetriebspunkt 1500 min^{-1} . Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenstrom dargestellt.

6.2.7 Fazit

Die symmetrische Zwillingsstromturbine weist im Vergleich zur originalen asymmetrischen Flutenanordnung nur sehr geringe Unterschiede auf. Im Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} liefert die symmetrische Variante über den gesamten Pulsationszyklus geringere Drehmomente an die Turbinenwelle, zu den Druckspitzen der Pulse bis zu 10 %. Bei niedriger Motordrehzahl ist hingegen kein nennenswerter Unterschied im Momentenverlauf zu sehen. Beim Überströmverhalten zeigt die symmetrische Turbine leichte Vorteile bei hoher Motordrehzahl, während bei 1500 min^{-1} beide etwa gleich hohe Überströmverluste aufweisen mit leichtem Vorteil für die symmetrische Anordnung. Aus diesem Grund tritt auch ein geringeres Rückströmen für die symmetrische Variante auf. Für niedrige Motordrehzahl liegen beide Varianten gleichauf, aber für hohe Motordrehzahlen stellt die asymmetrische Anordnung die leistungsfähigere und effizientere Option dar. Der Vorteil der unterschiedlich großen Halsquerschnitte, welche laut Hersteller Vorteile im Ansprechverhalten und Spitzenleistung erzielen, würden durch die symmetrische Variante ebenfalls verloren gehen. Der Vorteil der Asymmetrie in Spitzenleistung konnte nachgewiesen werden, jedoch ist das Ansprechverhalten des Turboladers auf Grund der begrenzten Rechenzeit mit dem in dieser Arbeit vorgestellten Simulationsmodell nicht analysierbar.

6.3 Stehendes und bewegtes Laufrad

Zur Modellierung der rotierenden Laufräder im Strömungsmodell des Turboladers stehen zwei grundlegende Ansätze

zur Verfügung. Zum einen die sogenannte Multiple Reference Frame (MRF) Technik, welche ein feststehendes Laufrad mit einer Koordinatentransformation abbildet und dem Ansatz mit bewegten Gittern, welcher die relative Drehung des Laufrades zu dem Spiralgehäuse explizit abbildet. Innerhalb dieser Arbeit wurde das explizite Rotieren der Laufräder gewählt, jedoch wurde ebenfalls eine Rechnung mit stehendem Laufrad durchgeführt, um die Plausibilität durch Unterschiede in den Ergebnissen und die Rechenzeit beider Ansätze miteinander zu vergleichen. In diesem Unterkapitel werden beide Methoden kurz mit Vor- und Nachteilen vorgestellt und anschließend die Ergebnisse verglichen.

6.3.1 Multiple Reference Frame

Der Multiple Reference Frame Ansatz erlaubt die Analyse zweier sich relativ zueinander rotierender Bauteile ohne dabei das Berechnungsgitter explizit zu bewegen [ANS11]. Die relative Position von Gehäuse und Laufrad ist während der Rechnung konstant und die Rotation wird durch die Transformation der betreffenden Gleichungen in ein rotierendes Koordinatensystem abgebildet. Die Nachteile dieses Ansatzes mit stehendem Laufrad sind, dass die Effekte der Schaufelbewegung und die Verluste, welche entstehen, wenn die Strömung zwischen den stehenden und den rotierenden Komponenten gemischt wird, nicht berücksichtigt werden. Zusätzlich ist es mit dem in dieser Arbeit verwendeten CFD Code nicht möglich, die Rotationsgeschwindigkeit des Koordinatensystems in Abhängigkeit der Zeit zu verändern. Die Laderdrehzahl muss folglich vom Start der Rechnung an vorgegeben werden und durch ein Kennfeld bekannt sein. Die Vorteile des MRF Ansatzes ist zum einen die niedrige Rechenzeit, da für das

Laufrad keine neuen Koordinaten berechnet werden müssen und die Stabilität bei hohen Zeitschritten gegenüber der Methode mit bewegten Gittern. Aus diesen Gründen kann die Rechenzeit gegenüber dem Modell mit Sliding Mesh Ansatz um bis zu 40 % reduziert werden.

6.3.2 Sliding Mesh

Beim Sliding Mesh Ansatz bewegt sich das Laufrad relativ zum Spiralgehäuse. Vor jedem Zeitschritt wird das Laufradgitter an die neue Position gedreht (siehe Kapitel 4.4.2) und durch ein General Grid Interface (GGI) mit dem stehenden Gehäuse verbunden. Durch das explizite Rotieren werden im Gegensatz zum stehenden Laufrad auch alle instationären Effekte, welche durch die Schaufelbewegung an der Nahtstelle zwischen Laufrad und Spiralgehäuse auftreten, berücksichtigt. Nur mit diesem Ansatz wird das realistische Strömungsverhalten zwischen zwei sich relativ zueinander bewegenden Komponenten abgebildet. Als weiteren Vorteil ist zu sehen, dass der Ansatz mit bewegten Gittern in der Lage ist, die Laderdrehzahl in Abhängigkeit der Zeit zu variieren. Die Drehzahl wird während der Rechnung über das Momentengleichgewicht aus Gleichung 4.1 berechnet und muss nicht von Beginn der Simulation an bekannt sein. Folglich ist eine Analyse verschiedener Geometrien und Laufräder auch ohne Kennfeld möglich. Diesen Vorteilen gegenüber steht allerdings ein erheblich höherer Rechenaufwand gegenüber einem stehenden Laufrad. Der Grund ist, dass vor jedem Zeitschritt für alle Gitterpunkte des Laufrades bei Drehung um die z-Achse zwei neue Koordinaten berechnet werden müssen (siehe Kapitel 4.4.1). Zudem erlaubt der MRF Ansatz eine größere Zeitschrittweite als die bewegten Gitter, da der Zeitschritt für das bewegte Laufrad

6.3. STEHENDES UND BEWEGTES LAUFRAD

durch die örtliche Diskretisierung des Schaufelkanals limitiert ist. In Abbildung 6.25 ist das Berechnungsgitter des Turbinenlaufrades abgebildet. Die Kantenlänge eines Elementes am äußeren Schaufelkanal beträgt etwa 0,7 mm. Ein beliebiges Element ist zum Zeitpunkt t in schwarz und im nächsten Zeitschritt $t + \Delta t$ in rot dargestellt. Die Zeitschrittweite darf nun kein Überspringen eines Elementes innerhalb eines Zeitschrittes zulassen. Die maximale Verschiebung dieses Elementes pro Zeitschritt ist abgebildet und beträgt etwa $0,5^\circ$ Winkeldrehung und führt bei Überschreitung zu Fehlern in den Berechnungsergebnissen. Folglich ist der Ansatz mit bewegten Gittern auf Grund der bei Laufrädern hohen örtlichen Diskretisierung zu einem geringen Zeitschritt limitiert, während die MRF Technik mit stehendem Laufrad deutlich höhere Zeitschritte ohne Einbußen im Konvergenzverhalten zulässt.

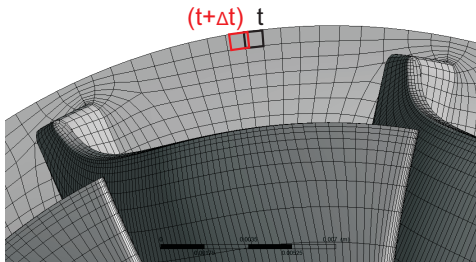


Abbildung 6.25: Berechnungsgitter des Turbinenlaufrades mit einem beliebigen Element zum Zeitpunkt t in schwarz und zum Zeitpunkt $t + \Delta t$ in rot.

6.3.3 Vergleich zwischen stehendem und rotierendem Laufrad

An Hand der Zwillingsstromturbine werden in diesem Unterkapitel die wichtigsten physikalischen Größen im Betriebspunkt 5500 min^{-1} für beide Ansätze mit stehendem und bewegtem Laufrad miteinander verglichen. Die Rechnung wurde mit gleicher Geometrie und gleichen Randbedingungen für beide Ansätze durchgeführt. In der Rechnung mit den bewegten Gittern wurde jedoch die Laderdrehzahl über das Momentengleichgewicht berechnet und variierte über die Laufzeit, während im MRF Ansatz eine feste gemittelte Laderdrehzahl vorgegeben wurde.

Drehmoment

In Abbildung 6.26 ist der Drehmomentverlauf des Abgases auf das Turbinenlaufrad für beide Methoden zur Laufradbewegung dargestellt. Der MRF Ansatz in rot gezeichnet folgt der Kurve der Turbine mit bewegtem Laufrad sehr gut mit lediglich minimal höherem Drehmoment zu den Spitzenwerten. Große Änderungen wurden nicht erwartet, da der Momentenverlauf die Kraft des Fluids auf die Schaufelblätter wiedergibt. Die Unterschiede im Verdichtermomentenverlauf sind auf die Drehzahländerung über die Zeit bei den bewegten Gittern gegenüber der konstanten Drehzahl beim MRF Ansatz zurückzuführen. Eine konstante Laderdrehzahl führt zu einem konstanten Reibmoment und die physikalischen Effekte, welche aus einer Drehzahländerung herrühren, können im MRF Ansatz nicht berücksichtigt werden.

6.3. STEHENDES UND BEWEGTES LAUFRAD

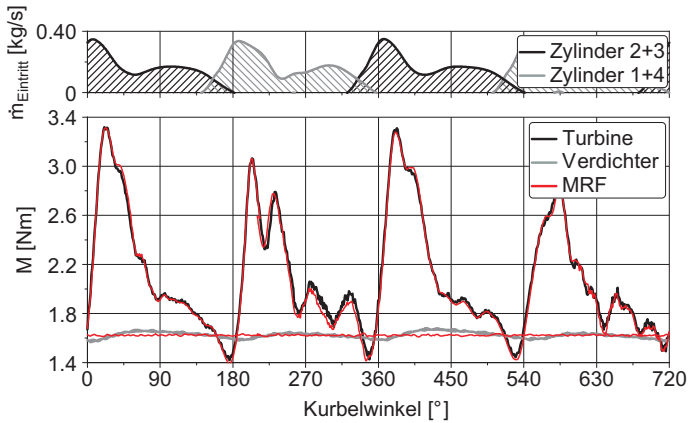


Abbildung 6.26: Drehmoment auf Turbine und Verdichter über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

Wirkungsgrad

Der total-statische Wirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ für die gesamte Turbine ist in Abbildung 6.27 als Vergleich zwischen stehendem und bewegtem Laufrad zu sehen. Die Werte stimmen sehr gut überein mit leicht höheren Wirkungsgradspitzen zu Gunsten der Rechnung mit stehendem Laufrad.

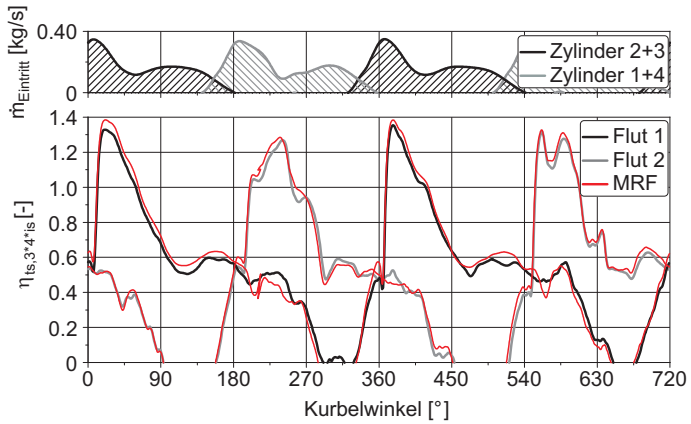


Abbildung 6.27: Total-statischer Wirkungsgrad $\eta_{ts,3*4*is}$ über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

Überströmen

Der Überströmfaktor SOF ist für beide Ansätze im Vergleich in Abbildung 6.28 über Grad Kurbelwinkel aufgetragen. Während die Überströmverluste der Flut 2 mit dem stehenden Laufrad im Vergleich zum Ansatz mit dem bewegten Laufrad noch gut abgebildet werden, liegen die Verluste für die Flut 1 gemittelt über die gesamte Laufzeit um 36 % niedriger. Das Überströmen aus der angewinkelten Flut in die senkrecht stehende Flut 1 wird mit dem MRF Ansatz nicht korrekt abgebildet und führt zu deutlich niedrigeren Verlusten. Es fehlt die Interaktion der bewegten Schaufel mit dem Abgas, welche zum Überströmen des Fluids in die gerade Flut 1 führt. In Folge dessen wird das Rückströmen des Abgases in den Abgaskrümmern mit stehendem Laufrad ebenfalls deutlich zu niedrig vorausberechnet.

Fazit

Der MRF Ansatz benötigt deutlich weniger Rechenzeit und liefert im Vergleich zur Methode mit explizit rotierenden Laufrad Ergebnisse mit sehr guter Übereinstimmung in Bezug auf die wichtigsten physikalischen Größen wie Drehmoment, Wirkungsgrad und Turbinendruckverhältnis. Im Falle einer mehrflutigen Turbine, welche mit zeitabhängigen Druckpulsen beaufschlagt wird, kann das Überströmen des Abgasmassenstroms in die inaktive Flut nicht korrekt vorausberechnet werden. Die Verluste liegen deutlich niedriger als im Fall mit rotierendem Laufrad. Folglich wird auch das Rückströmen in den Abgaskrümmern nicht korrekt berechnet. Der große Nachteil des Ansatzes mit stehendem Laufrad ist aber die zu Simulationsbeginn vorzugebende über die Laufzeit konstante

6.3. STEHENDES UND BEWEGTES LAUFRAD

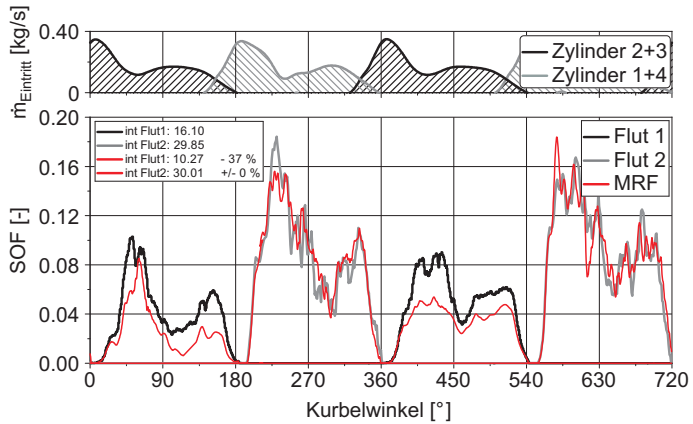


Abbildung 6.28: Überströmfaktor SOF über Grad Kurbelwinkel für den Motorbetriebspunkt 5500 min^{-1} für das rotierende und das stehende (MRF) Laufrad in rot. Oberhalb sind die Eintrittsrandbedingungen für die vier Abgaskrümmen als Massenfluss dargestellt.

Drehzahl. Das heißt die Drehzahl muss bekannt sein und eine konstante Drehzahl über die Zeit stellt eine Vereinfachung gegenüber dem realen Verhalten dar. An Hand der Unterschiede in den Ergebnissen zwischen dem explizit bewegten Laufrad mit Drehzahländerungen und dem stehenden Laufrad mit konstanter Drehzahl scheint eine Genauigkeitsverbesserung der Ergebnisse plausibel, welche jedoch mangels kurbelwinkelauflösten Messergebnissen an dieser Stelle nicht bewiesen werden kann.

6.4 Rechenzeit

Der in dieser Arbeit entwickelte virtuelle Turboladerprüfstand wurde auf einem NEC Cluster des Höchstleistungsrechenzentrums Stuttgart (HLRS) betrieben. Die 700 Rechenknoten bestehen aus je zwei Vierkernprozessoren vom Typ Intel XEON X5560 mit 12 Gigabyte Arbeitsspeicher pro Knoten. Miteinander verbunden sind die Clusterknoten mittels eines Infiniband Netzwerks. Die Abbildung 6.29 zeigt die benötigte Rechenzeit pro Iteration und für ein Motorarbeitsspiel für die Rechnungen mit explizit bewegtem Laufrad in Abhängigkeit der Prozessoranzahl. Der Geschwindigkeitszuwachs beträgt über 128 CPUs nur noch wenige Prozent und so stellt die Verwendung von 128 Prozessoren den besten Mittelwert zwischen Ressourcenverbrauch und benötigter Rechenzeit dar. Mit einer guten Startlösung aus einer vorherigen Rechnung sind vier bis fünf Motorarbeitsspiele notwendig, um eine zyklisch eingeschwungene Laderdrehzahl und eine konvergente Lösung zu erreichen.

6.4. RECHENZEIT

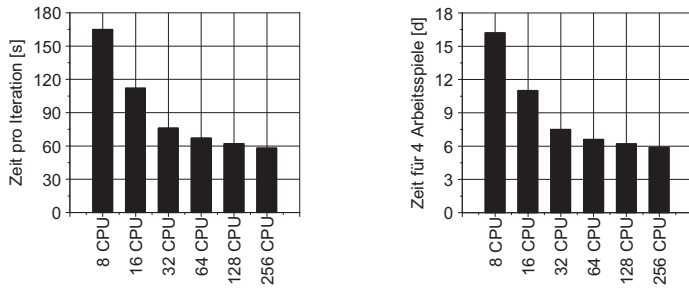


Abbildung 6.29: Benötigte Rechenzeit pro Iteration in Abhängigkeit der Prozessorenanzahl auf der linken Seite und die Rechenzeit für ein Motorarbeitsspiel in Tagen auf der rechten Seite.

7 Schlussfolgerung und Ausblick

Im Rahmen dieser Forschungsarbeit wurde ein Werkzeug mittels eines 3D Strömungsmodells entwickelt, um Abgasturbolader unter pulsierenden, motornahen Randbedingungen unabhängig von herstellerseitigen Kennfelder zu untersuchen. Mit Hilfe dieses virtuellen Turboladerprüfstandes wurden verschiedene zweiflutige Turbinenvarianten bezüglich Wirkungsgrad, Verlustströmung und instationärem Verhalten analysiert und miteinander verglichen.

Die Analyse der asymmetrische Zwillingstromturbine ergibt je nach Motorbetriebspunkt Drehzahlfluktuationen von 1500 bis zu 5000 min^{-1} auf Grund der pulsierenden Randbedingungen am Krümmereintritt. Durch die Druckpulse arbeitet die Turbine bei ständig wechselnden Druckverhältnissen zwischen 1,1 und 2,6. Ebenso schwankt die Turbinenlaufzahl besonders bei niedriger Motor- und folglich niedriger Laderdrehzahl. Hier stellt sich ein Wertebereich von 0,3 bis 1,2 ein. Folglich ändert sich auch der Turbinenwirkungsgrad über den Pulsationszyklus. Der zeitaufgelöste Turbinenwirkungsgrad liegt zwischen 0, bei einer inaktiven Flut und bis zu 1,3 für den Druckpuls. Hier muss auch die zeitliche Phasenverschiebung zwischen Turbineneintritt und Diffusoraustritt berücksichtigt werden, welche zu Wirkungsgraden größer 1 führen kann. Im Falle der asymmetrischen Turbine liefert die gerade, senk-

recht anströmende Flut 1 die höheren Wirkungsgrade und Druckverhältnisse im Vergleich zur geometrisch angewinkelten Flut 2. Auf Grund der zeitlich abhängigen Randbedingungen können Füll- und Entleereffekte im Turbinenverhalten nachgewiesen werden. Die Turbine füllt sich mit Abgas bei Einsetzen des Druckpulses aus dem Abgaskrümmter und gibt diese gespeicherte Masse an Abgas beim Abklingen des Druckpulses wieder ab. Dies führt zu deutlich unterschiedlichen Wirkungsgraden und Wellenleistungen für die selben Turbineneintrittsmassenströme in Abhängigkeit der in der Turbine befindlichen Masse. Darüberhinaus wurde auf Grund unterschiedlicher Druckniveaus innerhalb der Turbinenkanäle ein Überströmen von der aktiven in die inaktive Flut nachgewiesen. In Analogie zum Wirkungsgrad zeigt die angewinkelte Flut 2 einen höheren übersprechenden Massenstrom und folglich einen höheren Verlust als Flut 1. Ein Rückströmen dieser überströmten Masse in den Abgaskrümmter ist die Folge dieses Effektes. Hier zeigt die Turbine bei niedriger Drehzahl in Bezug auf den Eingangsmassenstrom ein deutlich ausgeprägteres Überströmen und folglich auch ein höheres Rückströmen.

Die asymmetrische Zwillingsstromturbine wurde mit einer symmetrischen Zwillingsstromturbine verglichen, welche das selbe Volumen der abgasführenden Bauteile aufweist. Die Flut 1 liefert in der asymmetrischen Variante ein höheres Drehmoment an die Turbinenwelle, auf Grund der geraden, optimalen Anströmung. Insgesamt liegt das Drehzahlniveau leicht niedriger, genauso wie das Druckverhältnis. Der Turbinenwirkungsgrad liegt für die Flut 1 gleichauf, während die angewinkelte Flut 2 in der asymmetrischen Anordnung einen höheren Wirkungsgrad aufweist. Die symmetrische Turbine liefert nur Vorteile im Überströmverhalten bei niedriger Motor- und Laderdrehzahl. Die Verluste liegen für beide Flu-

ten leicht unterhalb der Werte der asymmetrischen Variante und folglich tritt auch ein geringeres Rückströmen in den Abgaskrümmern auf. Die asymmetrische Zwillingsstromturbine liefert auf Grund der unterschiedlich großen Fluten und ihrer Anordnung einen höheren Wirkungsgrad und somit mehr Wellenleistung, wodurch ein höherer Ladedruck erreicht werden kann.

Als dritte Variante wurde ein Doppelstromturbinengehäuse mit dem gleichen Volumen abgasführender Bauteile analysiert und mit der asymmetrischen Zwillingsstromturbine verglichen. Die Doppelstromvariante liefert auf Grund des für jede Flut halben Beaufschlagungsumfangs ein deutlich geringeres Wellenmoment. Die Zwillingsstromturbine übertrifft insbesondere für die Flut 1 die Spitzenwerte um bis zu 30 %. Folglich stellt sich eine niedrigere Laderdrehzahl ein. Im Überströmverhalten liefert sie jedoch große Vorteile. Die übersprechende Masse liegt teilweise sehr deutlich unter dem der Zwillingsstromturbine und folglich ist eine stärkere Trennung der Druckpulse in beiden Flutenkanälen für die Doppelstromturbine gegeben. Diese Tatsache führt zu positiven Auswirkungen auf das Spülgefälle zwischen Ein- und Auslassventil während der Ventilüberschneidungsphase bei niedrigen Motordrehzahlen. Der durch Ausspülen erreichte höhere Frischgasanteil im Zylinder resultiert mit angepasstem Zündzeitpunkt in einem höheren Zylindermitteldruck. Dieser Vorteil wird jedoch durch ein deutlich geringeres Leistungsvermögen bei gleichbleibenden Randbedingungen erkauft.

Für die Zukunft kann eine Doppelstromturbine mit Leitschaufeln untersucht werden und mit der in dieser Arbeit analysierten Turbine verglichen werden. Die Leitschaufeln führen zu einer über den Umfang gleichmäßigeren Anströmung des Turbinenlaufrades. Zusätzlich kann noch ein Wandwär-

memodell implementiert werden, um ein noch realistischeres Verhalten unter motorischen Randbedingungen zu simulieren. Diese Modell sollte jedoch mit Prüfstandsergebnissen verglichen und gegebenenfalls kalibriert werden. Auch eine direkte Kopplung während der Laufzeit zu einem 1D Strömungsmodell ist denkbar. Dadurch werden ebenfalls die pulsierenden Randbedingungen für den Verdichteraustritt modelliert. Das in dieser Arbeit verwendete einfache Reibmodell kann für weitere Optimierung ebenfalls um die Belastungszustände und um die Abhängigkeit der Öltemperatur erweitert werden.

Literaturverzeichnis

- [ANS11] ANSYS, Inc.: *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide Release 14.0*. ANSYS, Inc., Canonsburg, PA 15317, 2011
- [Bai05] BAINES, Nicholas C.: *Fundamentals of Turbocharging*. neu bearbeitete Auflage. Concepts NREC, Vermont, 2005. – ISBN 0933283148
- [BKS⁺11] BRINKERT, N. ; KUHN, T. ; SUMSER, S. ; WEBER, S. ; FIEWEGER, K. ; BAUER, H.: *Modellierung der zweiflutigen Turbine in der Motorprozesssimulation*. in Motorprozesssimulation und Aufladung III, Berlin, 2011
- [BS12] BASSHUYSEN, R. van ; SCHAEFER, F.: *Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven*. 6. Auflage. Vieweg+Teubner, 2012. – ISBN 3834815497
- [BSS⁺11] BRINKERT, N. ; SUMSER, S. ; SCHULZ, A. ; WEBER, S. ; FIEWEGER, K. ; BAUER, H.: *Understanding the Twin Scroll Turbine - Flow Similarity*. in ASME Turbo Expo, Vancouver, 2011
- [Chi11] CHIODI, Marco: *An Innovative 3D-CFD-Approach towards Virtual Development of Internal Combustion Engines*. in ASME Turbo Expo, Vancouver, 2011

- tion Engines*. Vieweg+Teubner, 2011. – ISBN 3834815403
- [CHMB96] CHEN, H. ; HAKEEM, I. ; MARTINEZ-BOTAS, R. F.: *Modelling of a turbocharger turbine under pulsating inlet conditions*. IMechE Proc Instn Mech Engrs, pp 397-408, 1996
- [CM10] CAPOBIANCO, M. ; MARELLI, S.: *Steady and pulsating flow efficiency of a waste-gated turbocharger radial flow turbine for automotive application*. Internal Combustion Engines Group (ICEG), Department of Thermal Machines, Energy Systems and Transportation (DIMSET), University of Genoa, 2010
- [CMBS08] COPELAND, C. D. ; MARTINEZ-BOTAS, R. ; SEILER, M.: *Unsteady Performance of a Double Entry Turbocharger Turbine with a Comparison to Steady Flow Conditions*. Proceedings of the ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, GT2008-50827, Berlin, 2008
- [Dal90] DALE, A. P.: *Radial, Vaneless Turbocharger Performance*. Doctoral Thesis, Imperial College, London, 1990
- [DNJK07] DRANGEL, H. ; NORDIN, H. ; JOHANSSON, P. ; KOENIGSTEIN, A.: *Charging System for a High Performance SI-Engine - Technology and Methods*. 12. Aufladetechnische Konferenz Dresden, 2007
- [DW86] DALE, A. P. ; WATSON, N.: *Vaneless radial turbocharger turbine performance*. Turbocharging and Turbochargers, I Mech E, pp 65-76, 1986

- [Ehr98] EHRlich, A. D.: *Characterization of unsteady on-engine turbocharger turbine performance*. Ph.D. Dissertation, Purdue University, West Lafayette, 1998
- [ELF97] EHRlich, A. D. ; LAWLESS, P. B. ; FLEETER, S.: *On-engine turbocharger turbine inlet flow characterization*. SAE paper 971565, 1997
- [FP07] FERZIGER, J. H. ; PERIC, M.: *Numerische Strömungsmechanik*. Springer, Berlin, 2007. – ISBN 3540675868
- [FS99] FLAXINGTON, A. ; SWAIN, E.: *Turbocharger aerodynamic design*. Proceedings of the Institute of Mechanical Engineers, Vol 213 Part C, pp. 43-57, 1999
- [Gri06] GRILL, M.: *Objektorientierte Prozessrechnung von Verbrennungsmotoren*. Dissertation, Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, Stuttgart, 2006
- [Hal13] HALFF, Antoine: *Oil Market Report*. www.iea.org. International Energy Agency (IEA), Paris, 2013
- [HF08a] HELLSTRÖM, F. ; FUCHS, L.: *Effects of inlet conditions on the turbine performance of a radial turbine*. ASME paper GT2008-51088, 2008
- [HF08b] HELLSTRÖM, F. ; FUCHS, L.: *Numerical computations of pulsatile flow in a turbo-charger*. AIAA-2008-073, 46th AIAA Aerospace Sciences Meeting and Exhibit, Reno, Nevada, 2008

- [HRS09] HAJILOUY, A. ; RAD, M. ; SHAHHOSSEINI, M. R.: *Modeling of Twin-Entry Radial Turbine Performance Characteristics Based on Experimental Investigation under Full and Partial Admission Conditions*. Transaction B: Mechanical Engineering, Vol.16, No.4, pp.281-290, Sharif University of Technology, Mechanical Engineering Department, 2009
- [KMBS01] KARAMANIS, N. ; MARTINEZ-BOTAS, R. F. ; SU, C. C.: *Mixed flow turbines: inlet and exit flow under steady and pulsating conditions*. Trans ASME Journal Turbomachinery 123: 359-371, 2001
- [LGS01] LUJAN, J. M. ; GALINDO, J. ; SERRANO, J. R.: *Efficiency characterization of centripetal turbines under pulsating flow Conditions*. SAE Paper no. 2001-01- 0272, 2001
- [LRM02] LAM, J. K-W. ; ROBERTS, Q. D. H. ; McDONNELL, G. T.: *Flow modelling of a turbocharger turbine under pulsating flow*. Turbocharging and Turbochargers, I Mech E, 2002
- [Min13] MINERALOELWIRTSCHAFTSVERBAND, MVV: *Statistiken - Preise fuer Superbenzin E5*. www.mvv.de. Statistische Bundesamt, Energie- Informationsdienst, 2013
- [MSS+08] MÜLLER, M. ; STREULE, T. ; SUMSER, S. ; HERTWECK, G. ; KNAUSS, A. ; KÜSPERT, A. ; NOLTE, A. ; SCHMID, W.: *The Asymmetric Twin Scroll Turbine for Daimler Heavy Duty Engines*. 13. Aufladetechnische Konferenz Dresden, 2008

- [PMB04] PALFREYMAN, D. ; MARTINEZ-BOTAS, R. F.: *The pulsating flow field in a mixed flow turbocharger turbine: an experimental and computational study.* ASME paper GT2004-53143, 2004
- [RAO06] REHNBERG, U. ; ANGSTROM, H-E. ; OLOFSSON, U.: *Instantaneous On-Engine Turbine Efficiency for an SI engine in the closed waste gate region for 2 different turbochargers.* SAE Paper no. 2006-01-3389, 2006
- [RMB08] RAJOO, S. ; MARTINEZ-BOTAS, R. F.: *Variable Geometry Mixed Flow Turbine for Turbochargers: An Experimental Study.* International Journal of Fluid Machinery and Systems Vol. 1, No. 1, 2008
- [SDB+09] SAUERSTEIN, R. ; DABROWSKI, R. ; BECKER, M. ; SCHMALZL, H.-P. ; CHRISTMANN, R.: *Die Doppelstrom-VTG von BorgWarner - Ein neues Aufladekonzept fuer DI-Ottomotoren.* BorgWarner Turbosystems, 2009
- [Sig07] SIGLOCH, Herbert: *Technische Fluidmechanik.* 6., neu bearbeitete Auflage. Springer, Berlin, 2007. – ISBN 9783540446330
- [SMBP05] SZYMKO, S. ; MARTINEZ-BOTAS, R. F. ; PULLEN, K. R.: *Experimental Evaluation of Turbocharger Turbine Performance Under Pulsating Flow Conditions.* ASME Turbo Expo 2005: Power for Land, Sea and Air, GT2005-68878 pp. 1447-1457, Reno, Nevada, USA, 2005

- [WAO05] WINKLER, N. ; ANGSTROM, H.-E. ; OLOFFSEN, U.: *Instantaneous on-engine twin-entry turbine efficiency calculations on a diesel engine*. SAE paper 2005-01-3887, 2005
- [Wes05] WESTIN, F.: *Simulation of turbocharged SI-engines - with focus on the turbine*. Doctoral Thesis, Royal Institute of Technology - KTH, Stockholm, 2005
- [WP98] WINTERBONE, D. E. ; PEARSON, R. J.: *Turbocharger turbine performance under unsteady flow - a review of experimental results and proposed models*. Turbocharger and Air Management Systems, I Mech E, pp 193-206, 1998

Benjamin Boose

— Persönliche Angaben

Geburtsort **Lebach.**

— Schulbildung

1994 - 2003 **Allgemeine Hochschulreife**, *Peter-Wust Gymnasium, Merzig.*

— Studium

2004 - 2011 **Fahrzeug- und Motorentechnik**, *Universität Stuttgart.*

— Beruflicher Werdegang

2011 - 2013 **Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen**, *Universität Stuttgart.*

seit 2013 **Husky Injection Molding Systems**, *Luxembourg.*