



Diplomarbeit

Systembetrachtung zweistufiger Aufladung mit asymmetrischer Hochdruckturbine am Nutzfahrzeugmotor

zur Erlangung des akademischen Grades eines Diplomingenieurs

verfasst von

Martin Wieser

Matrikelnummer: 0230446

Studienrichtung: Wirtschaftsingenieurwesen - Maschinenbau
Studienzweig Verkehrstechnik
Studienkennzahl: F748

Betreut von

Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder
Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting

Mag rer.nat. Dr.techn. Ingo Allmer, AVL List GmbH
Dipl.-Ing. Helmut Theißl, AVL List GmbH

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Technische Universität Graz

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die benutzten Quellen den wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

Martin Wieser

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich für die Unterstützung und Kooperation mit der Firma AVL List GmbH bedanken, die mir die Durchführung dieser Diplomarbeit ermöglicht hat. Besonderer Dank gilt hierbei meinen Betreuern von Seiten der AVL, Herrn Dr. Ingo Allmer und Herrn Dipl.-Ing. Helmut Theißl sowie meinem Betreuern von Seiten der Technischen Universität Graz, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichseder und Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Eberhard Schutting.

Kurzfassung

Das Ziel dieser Diplomarbeit war an einem Nutzfahrzeugmotor mit zweistufigem Auflade-Konzept das Potential einer Hochdruckstufe mit asymmetrischer Turbine im Hinblick auf AGR-Generierung und Motorvolllastverhalten zu untersuchen. Dazu wurde eine eindimensionale thermodynamische Kreisprozessrechnung mit AVL BOOST durchgeführt. Für einen bestehenden Motor wurde ein Simulationsmodell erstellt und anhand von Messergebnissen abgeglichen. Dieses Basismodell wurde in mehreren Schritten zu einem Modell mit asymmetrischer Turbine auf der Hochdruckstufe und einem einflutigen AGR-System umgeändert. Die Ergebnisse zeigen, dass mit dem Konzept die benötigten AGR-Raten nur mit hohen Asymmetrie-Verhältnissen erreicht werden, dabei ist im oberen Drehzahlbereich ein Verbrauchsnachteil verglichen zur Basiskonfiguration ersichtlich. Zusätzlich wird auch gezeigt, dass im unteren Drehzahlbereich mit einem einflutigen AGR-System auf die Flatterventile nicht verzichtet werden kann um die gewünschten AGR-Raten zu erreichen. Die Ergebnisse zeigen, dass die asymmetrische Turbine auf der Hochdruckstufe bei den geforderten AGR-Raten von mehr als 25% verwendet werden kann.

Abstract

The aim of this thesis was the investigation of a two-stage charged heavy duty engine to show the potential of an asymmetric turbine on the high-pressure stage. The evaluation criteria are the engine performance and the potential for EGR generation. A one-dimensional thermodynamic cycle calculation with AVL BOOST was executed. For an existing engine a simulation model was made and on the basis of measurement results calibrated. This model was adapted in several steps to a model with asymmetric turbine on the high-pressure stage and a single flow EGR system. The results show that the required EGR rates for those concepts can only be achieved with a high asymmetric ratio and an increased fuel consumption at high engine speeds compared to the baseline configuration. In addition it is also shown that at the lower engine speed range it is not possible to skip the reed valves for generating the required EGR rates. Thus shows that the asymmetrical turbine on the high-pressure stage can be used to generate the needed EGR rates of more than 25%.

Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
ATL	Abgasturbolader
DPF	Dieselpartikelfilter
ESC	European Stationary Cycle
ETC	European Transient Cycle
HD	Hochdruck
JNSTR	Japanese New Short Term Regulations
JNLTR	Japanese New Long Term Regulations
LLK	Ladeluftkühler
ND	Niederdruck
NFZ	Nutzfahrzeug
NMHC	Nicht-Methan-Kohlenwasserstoffe (Non-Methane-Hydrocarbons)
NO _x	Stickoxide
SCR	selektive katalytische Reduktion (S elective C atalytic R eduction)
VTG	Variable Turbinengeometrie
WHTC	World Harmonized Transient Cycle

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	II
Danksagung	III
Kurzfassung	IV
Abstract	IV
Abkürzungen	V
Inhaltsverzeichnis	VI
1. Einleitung	1
1.1 Motivation.....	1
1.2 Ziel	2
1.3 Vorgehensweise	3
2. Stand der Technik	4
2.1. Abgasrückführung.....	4
2.1.1 Hochdruck-AGR.....	7
2.1.2 Niederdruck-AGR	11
2.2. Aufladung.....	12
2.2.1 Einstufige Abgasturboaufladung mit VTG-Lader.....	13
2.2.2 Turbo-Compound-Verfahren.....	14
2.2.3 Zweistufige Abgasturboaufladung.....	16
3. Simulationsumgebung.....	22
3.1. AVL BOOST.....	22
3.2. AVL CONCERTO.....	30
4. Hardware.....	31
4.1 Motor.....	31
4.2 Abgasturbolader mit asymmetrischer Turbine.....	34
5. Berechnungsmodell	36

5.1	Untersuchte Betriebspunkte.....	36
5.2	Basismodell.....	37
5.3	Modellabgleich und Nachrechnung.....	40
6.	Berechnung der Varianten	48
6.1	Vorausrechnung mit Turboladerkennfelder.....	48
6.2	Modellierung der asymmetrischen Turbine auf der Hochdruckstufe	51
6.3	Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse	57
6.4	Wastegate Positionen	61
6.5	Auswirkung der Flatterventile.....	64
7.	Zusammenfassung der Ergebnisse.....	66
	Literaturverzeichnis	68
	Abbildungsverzeichnis.....	70
	Tabellenverzeichnis.....	74
	Anhang	75
	Anhang A – Eingabe Daten	75
	Anhang B – Vorausrechnung mit Turboladerkennfeldern	79
	Anhang C – Modellierung der asym. Turbine auf der HD-Stufe.....	84
	Anhang D – Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse	94
	Anhang E – Vergleich Basis zu 55/100% Querschnittsverhältnis	99
	Anhang F – Wastegate Positionen	104
	Anhang G – Auswirkung der Flatterventile.....	109

1. Einleitung

1.1 Motivation

Der Trend in der Nutzfahrzeugmotorenentwicklung zu immer höheren Leistungen bei niedrigerem Kraftstoffverbrauch und gleichzeitiger Einhaltung der gesetzlich vorgeschriebenen Emissionslimits erfordert stets neue Strategien und Methoden. Tabelle 1.1 zeigt einen Überblick der Emissionsvorschriften für Nutzfahrzeugmotoren der japanischen, europäischen und US-amerikanischen Gesetzgebung.

	Jahr		NO _x	CO	HC	PM
			g/kWh	g/kWh	g/kWh	g/kWh
JNLTR	2005		2.0	2.22	0.17(NMHC)	0.027
Post JNLTR	2009		0.7	2.22	0.17(NMHC)	0.01
Euro 4	2005	ETC	3.5	4.0	0.55(NMHC)	0.03
		ESC		1.5	0.46	0.02
Euro 5	2008	ETC	2.0	4.0	0.55(NMHC)	0.03
		ESC		1.5	0.46	0.02
Euro 6	2013	WHSC	0.4	1.5	0.13	0.01
		WHTC	0.46	4.0	0.16	0.01
US 2007	2007		1.58	20.7	0.19 (NHMC)	0.013
US 2010	2010		0.27	20.7	0.19(NMHC)	0.013

Tabelle 1.1: NFZ – Emissionsgesetzgebung [1]

Eine besondere Herausforderung stellen dabei die geforderten niedrigen Stickoxidlimits in Verbindung mit den niedrigen Partikelemissionen und dem gewünschten niedrigen Kraftstoffverbrauch dar. Dabei müssen besonders beim Nutzfahrzeugmotor hohe Dauerhaltbarkeit, niedrige Systemkosten und lange Wartungsintervalle angestrebt werden.

Um die erforderlichen Stickoxid-Emissionen aktueller und zukünftiger Abgasgesetzgebungen zu erfüllen gibt es zurzeit zwei gängige Technologien. Zur innermotorischen Stickoxidsenkung wird die Abgasrückführung eingesetzt, auf welche in Kapitel 2.1 näher eingegangen wird. Zur Abgasnachbehandlung werden

SCR-Systeme verwendet, um die Stickoxidemissionen zu senken. Dabei werden die Stickoxide mit Hilfe eines Reduktionsmittels, beispielsweise Urea, kontinuierlich reduziert.

Um die geforderten Stickoxidemissionen in Verbindung mit einem optimalen Gesamtverbrauch (Urea+Kraftstoff) zu erreichen, müssen hohe AGR-Raten erzeugt werden, ohne den Kraftstoffverbrauch dabei zu erhöhen. Zur Generierung dieser AGR-Raten von mehr als 25% an der Vollast sind Maßnahmen vorzunehmen, die meist mit einem Mehrverbrauch verbunden sind. Bei Verwendung einer Drosselklappe, zum Beispiel, erhöht sich die Ladungswechselarbeit und damit der Kraftstoffverbrauch.

Bei einigen NFZ-Motoren sind serienmäßig asymmetrische Turbinen verbaut. Die asymmetrische Turbine ist mit zwei verschieden großen Fluten ausgeführt, wodurch sich ein unterschiedliches Druckniveau in den jeweiligen Fluten ergibt. Die AGR wird bei der kleineren Flut mit höherem Druck abgenommen, um die erreichbaren AGR-Raten zu erhöhen. Der Motor hat ein einflutiges AGR-System, ohne Flatterventile und ohne Drosselklappe. Diese Ausführung sollte Vorteile hinsichtlich Regelaufwand, Dauerhaltbarkeit, Kraftstoffverbrauch und Kosten mit sich bringen. Daraus entstand die Idee, die Verwendung der asymmetrischen Turbine auch bei hoch aufgeladenen zweistufigen Turbomotoren auf der Hochdruckstufe auf ihre Sinnhaftigkeit zu untersuchen.

1.2 Ziel

In dieser Diplomarbeit soll anhand einer Simulation an einem Nutzfahrzeugmotor mit zweistufigem Aufladekonzept das Potential einer Hochdruckstufe mit asymmetrischer Turbine im Hinblick auf AGR-Generierung und Motorperformance untersucht und bewertet werden. Als Grundlage dient ein bestehender Motor, der über eine zweistufige Aufladung mit einem Wastegatelader auf der Hochdruckstufe und einem zweiflutigen AGR-System verfügt. Das zu vergleichende Konzept basiert auf diesem Grundmotor, es soll jedoch untersucht werden ob mit der

asymmetrischer Turbine auf der Hochdruckstufe und mit einflutigem AGR-System die benötigten AGR-Raten erreicht werden können. Zusätzlich soll die Notwendigkeit von Flatterventilen untersucht werden.

1.3 Vorgehensweise

Nach einer Einarbeitungsphase in das Simulationsmodell BOOST und einer Literaturrecherche zum Stand der Technik bei Aufladung und AGR-Systemen wurde, ausgehend vom bestehenden Motor, ein Modell erstellt und anhand der Messdaten vom Prüfstand abgeglichen. Als nächster Schritt wurde mit Hilfe von ATL-Kennfeldern eine Vorausrchnung ausgeführt, die als Vergleichsgrundlage diente. Weiters wurde auf ein einflutiges AGR-System umgestellt und die zweiflutige asymmetrische Turbine auf der Hochdruckstufe abgebildet. Dabei wurden unterschiedliche Asymmetrie-Verhältnisse untersucht, sowie der Einfluss der Wastegateposition und der Flatterventile aufgezeigt. Zum Abschluss wurden die Ergebnisse verglichen, analysiert und diskutiert.

2. Stand der Technik

In diesem Kapitel werden relevante Hintergrundinformationen zum Thema der Diplomarbeit beschrieben. Diese umfassen den Stand der Technik bei Aufladung und Abgasrückführung moderner Nutzfahrzeugmotoren.

2.1. Abgasrückführung

Die Abgasrückführung hat sich als besonders wirksame Maßnahme der innermotorischen Stickoxidreduktion durchgesetzt. Die lokale Temperatur im Zylinder ist der wichtigste Einflussfaktor für die NO_x-Bildung. Durch die AGR vergrößert sich die nicht an der Verbrennung teilnehmende Gasmasse, dadurch kommt es zu einem Wärmeentzug und die lokalen Spitzentemperaturen im Zylinder werden abgesenkt. Der zweite Effekt der AGR ist die Reduktion der Sauerstoffkonzentration im Zylinder. Die Folge ist eine verlangsamte Verbrennung und ein dadurch abgesenktes Maximaltemperaturniveau. Beide Effekte führen zu einer Abnahme der Stickoxidemissionen. Durch Kühlung der AGR kann das Stickoxidniveau noch weiter abgesenkt werden. Abbildung 2.1 zeigt beispielhaft die benötigte AGR-Rate für das gewünschte Stickoxidniveau unter Vollastbedingungen.

[3, 6, 14]

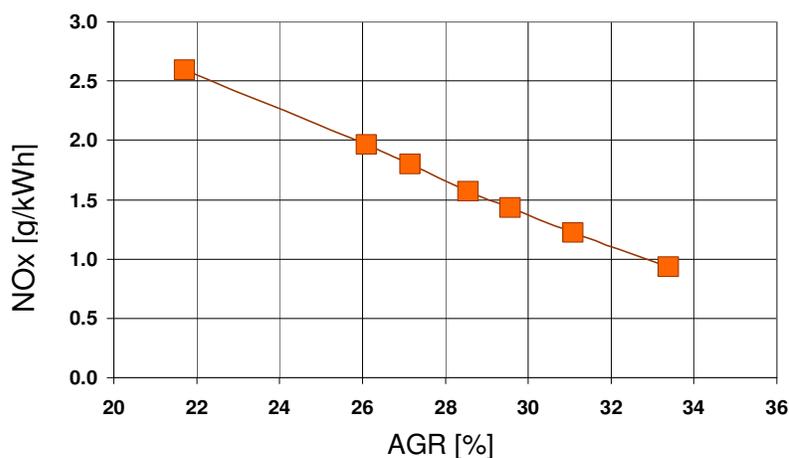


Abbildung 2.1: Zusammenhang zwischen NO_x und AGR unter Vollastbedingungen **[6]**

Es wird zwischen interner und externer Abgasrückführung unterschieden. Interne Abgasrückführung kann zum Beispiel mit Hilfe verschiedener Ventilsteuerzeiten realisiert werden. Bei heutigen Nutzfahrzeugen kommt häufiger externe AGR aufgrund der guten Steuerbarkeit und der niedrigeren Mischtemperatur zum Einsatz.

Berechnung der AGR-Rate:

$$AGR [\%] = \frac{m_{AGe}}{m_{Fr} + m_{Sp} + m_{AGe}} \cdot 100$$

$$m_L = m_{Fr} + m_{Sp}$$

m_{Fr} ... Frischladungsmasse

m_{Sp} ... Spülmasse

m_{AGe} ... extern rückgeführte Abgasmasse

m_L ... Luftmasse

Gekühlte Abgasrückführung

Die gekühlte Abgasrückführung reduziert die Stickoxidemissionen durch niedrigere Temperaturen im Saugrohr. Abbildung 2.2 zeigt die NO_x-Reduktion für eine Senkung der Saugrohrtemperatur um 10 °C über der AGR-Rate bei einem Lambda von 1,5.

Eine weitere Absenkung der AGR-Temperatur ist durch zweistufige AGR-Kühlung möglich. Das kann entweder durch einen zweiten AGR-Kühler, der an einen weiteren Niedertemperaturkreislauf angeschlossen ist, oder einen zusätzlichen AGR-Luft-Kühler erfolgen. **[3, 6]**

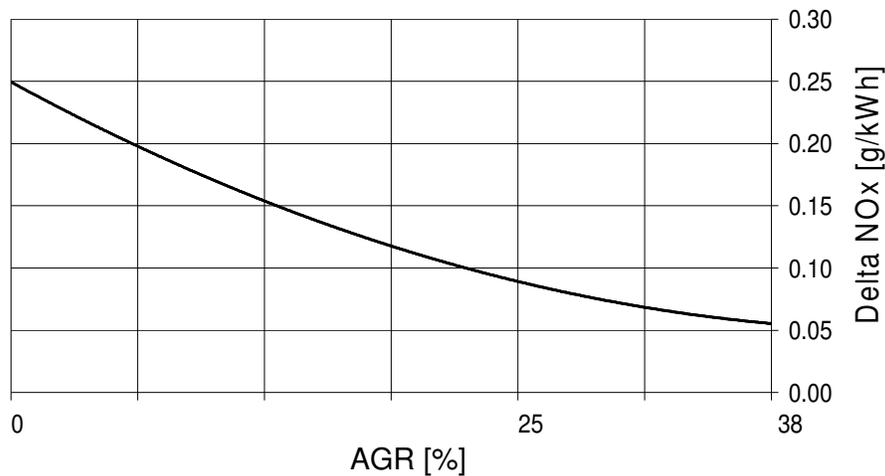


Abbildung 2.2: AGR-NOx-Temperatur-Abhängigkeit bei Senkung der Ladungstemp. um 10 °C [6]

Die maximal mögliche AGR-Rate ist eine Funktion der Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslasstrakt in Verbindung mit dem Druckverlust über die AGR-Strecke. Die für höhere AGR-Raten notwendigen höheren Druckdifferenzen führen zu einer erhöhten Ladungswechselarbeit und damit zu einem Mehrverbrauch. Im niedrigen Drehzahlbereich ist die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass gering oder wird sogar positiv. Im Teillastbereich wird das Druckgefälle niedriger obwohl mehr AGR benötigt wird. Daher wird die Generierung hoher AGR-Raten besonders im unteren Drehzahlbereich des Motors und in der Teillast problematisch. Um die benötigten AGR-Raten zu generieren stehen verschiedene Technologien wie Drosselklappe, Abgasgegendruckklappe, VTG-Lader oder Turbo-Compound zur Verfügung. Zur weiteren Steigerung der AGR können zusätzlich Flatterventile eingebaut werden, um in den kritischen Bereichen die Druckpulse für die AGR-Generierung auszunutzen.

[6, 9]

Die externe Abgasrückführung kann entweder auf der Hochdruck- oder der Niederdruckseite erfolgen. In den nächsten Kapiteln werden beide Varianten beschrieben und kurz ihre Vor- und Nachteile aufgezeigt.

2.1.1 Hochdruck-AGR

Das Abgas wird beim Hochdruck-AGR direkt am Auspuffkrümmer noch vor der Turbine entnommen, gekühlt und auf der Frischgasseite nach dem Verdichter dem Frischgas zugeführt. Abbildung 2.3 zeigt das Prinzip dieses Systems. Dabei kann die AGR-Strecke einflutig oder zweiflutig ausgeführt sein. Das AGR-Ventil kann an unterschiedlichen Positionen angebracht werden und es können verschiedene Maßnahmen zur Erhöhung der Druckdifferenz zwischen Einlass und Auslass vorgesehen werden.

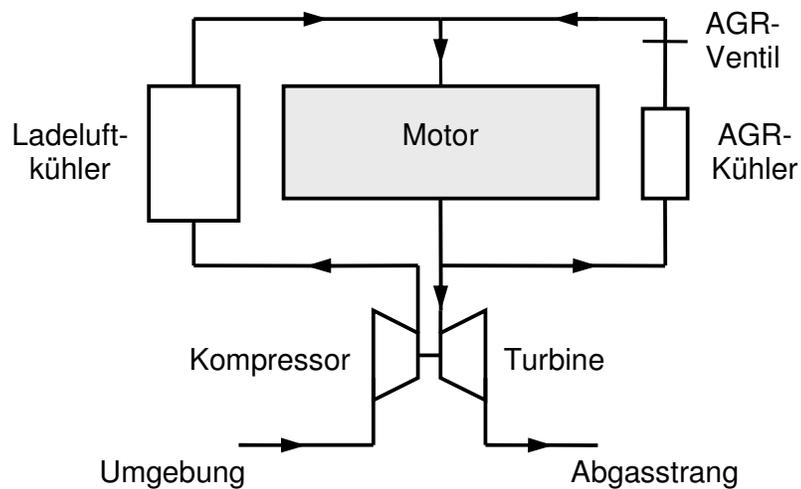


Abbildung 2.3: Hochdruck-AGR System

Beispielhaft sind sinnvolle Kombinationen zwischen Aufladesystem und AGR System angeführt:

- VTG-ATL / einflutiges AGR-System
- ATL mit starrer Geometrie in Verbindung mit Turbo-Compound / einflutiges AGR-System
- Zweistufige Aufladung (Hochdruckstufe: ATL mit starrer Geometrie) / zweiflutiges AGR-System mit Flatterventilen
- Zweistufige Aufladung (Hochdruckstufe: VTG-ATL) / zweiflutiges AGR-System

Die Anordnung des AGR-Ventils, kann entweder auf der heißen Seite vor oder auf der kalten Seite nach dem AGR-Kühler erfolgen. In Abbildung 2.4 sind die zwei Varianten der AGR-Ventil Position dargestellt. Daraus ergeben sich unterschiedliche positive und negative Aspekte, die nachfolgend dargestellt werden. [6, 9]

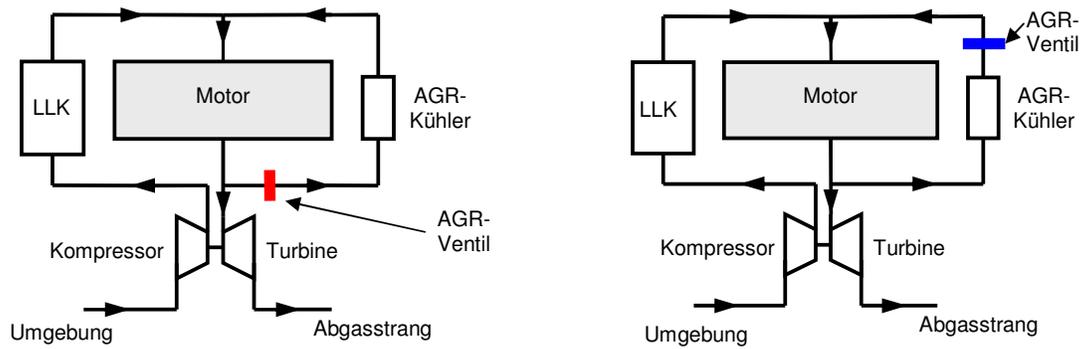


Abbildung 2.4: Positionen des AGR-Ventils

AGR-Ventil auf der heißen Seite vor dem Kühler:

- Kleines Schadvolumen → gutes dynamisches Verhalten
- Hohe Temperaturen → geringere Verschmutzung, aber höhere thermische Beanspruchung des AGR-Ventils und des AGR-Stellers
- Verringert Korrosion → durch verringerte Kondensatbildung
- Motorbremse → niedrigere Druckbeanspruchung des Kühlers, höhere Druckbeanspruchung des Ventils

AGR-Ventil auf der kalten Seite nach dem Kühler:

- Verringertes mechanisches Spiel → weniger Leckage
- Reduzierte thermische Belastung des AGR-Stellers → verbesserte Dauerhaltbarkeit des AGR-Ventils

Zusätzliche Maßnahmen zur AGR-Generierung:

- Rückschlagventil
Rückschlagventile werden meist als Flatterventile ausgeführt. Sie werden eingesetzt um die Druckspitzen im Auslasstrakt optimal auszunutzen und um das Druckgefälle nicht durch verbrauchssteigernde Maßnahmen erzeugen zu müssen.

Die Flatterventile sind als Blattfedern auf elastomerbeschichteten Grundträgern angebracht und pyramidenförmig angeordnet. Große Öffnungsquerschnitte sorgen für minimalen Druckverlust. Aufgrund der Elastomerschicht darf die AGR-Austrittstemperatur 180°C auf Dauer nicht überschreiten, nur kurzzeitig können die Ventile mit 200°C beaufschlagt werden. Daher sind Flatterventile im Hinblick auf Dauerhaltbarkeit kritisch zu betrachten. In Abbildung 2.5 ist ein Beispiel der Ausführung von Flatterventilen dargestellt. **[4, 11]**



Abbildung 2.5: Flatterventile **[11]**

- ATL mit asymmetrische Turbine

Die asymmetrische Turbine ist ein zweiflutig ausgeführtes Turbinengehäuse und jede Flut ist mit einer Zylindergruppe verbunden. Die zwei Fluten verjüngen sich vom Eintritt weg unterschiedlich stark. Aufgrund der niedrigeren Schluckfähigkeit der kleineren Flut stellt sich ein höheres Abgasgegendruckniveau ein. Deshalb wird bei dieser Flut die AGR entnommen. Durch den erhöhten Abgasgegendruck wird die Abgasrückführung in den Einlasstrakt unterstützt. Das AGR-System ist also einflutig ausgeführt und benötigt im Idealfall keine Drosselklappe, dadurch ergeben sich ein Verbrauchs- und Kostenvorteil. In Abbildung 2.6 ist das Prinzip der Abgasturboaufladung mit asymmetrischer Turbine dargestellt. In Abbildung 2.7 ist ein Schnitt eines Turboladers mit asymmetrischer Turbine dargestellt. **[15]**

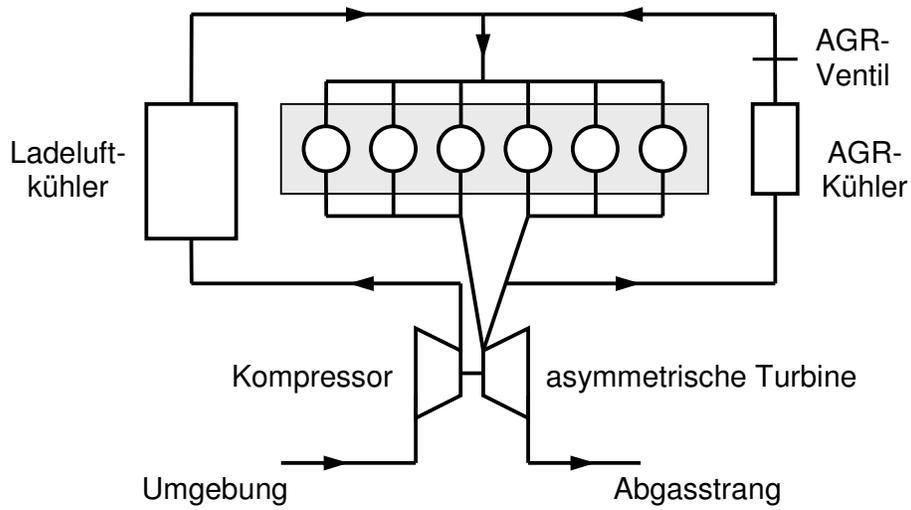


Abbildung 2.6: Abgasturboaufladung mit asymmetrischer Turbine

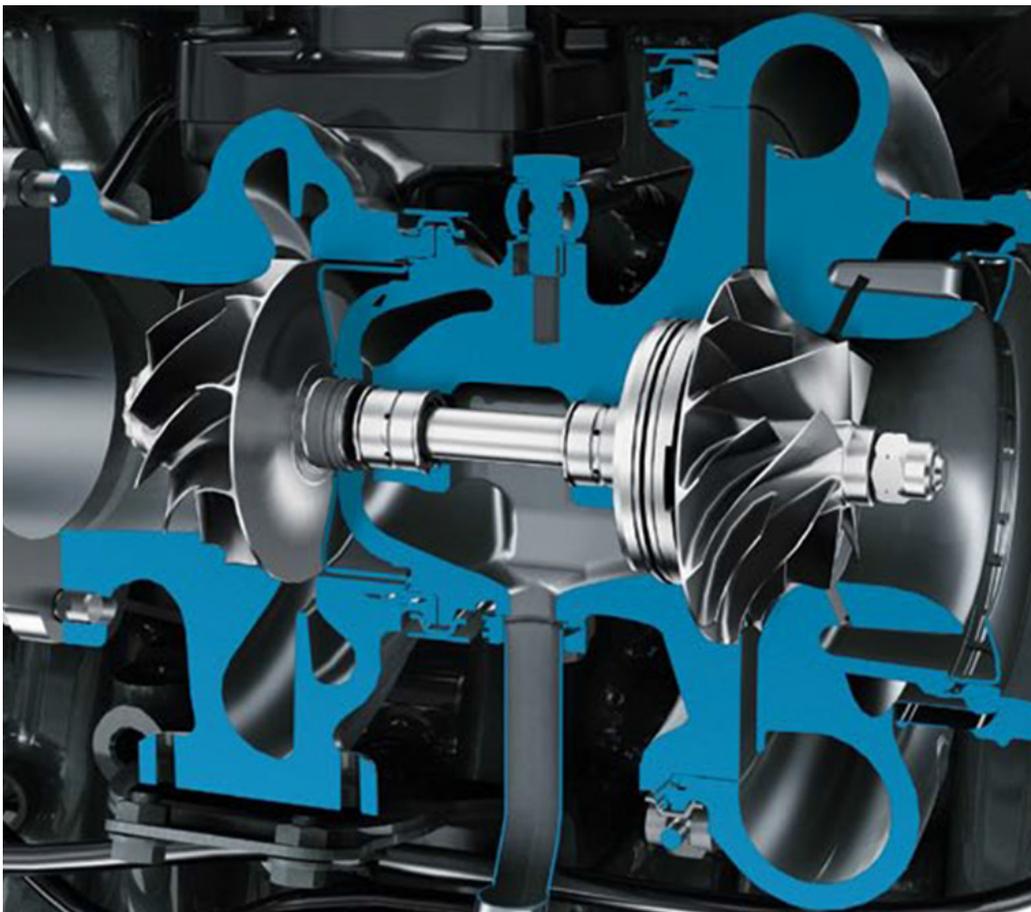


Abbildung 2.7: Schnitt eines Turboladers mit asymmetrischer Turbine [15]

2.1.2 Niederdruck-AGR

Bei einem Niederdruck AGR-System wird das Abgas im Abgasstrang nach der Turbine und dem DPF entnommen, danach gekühlt und vor dem Verdichter dem Frischgas zugeführt. Dieses System benötigt eine gute AGR-Kühlung um den Verdichtervolumenstrom möglichst klein zu halten. Ein effizienter Partikelfilter um die Verschmutzung des Verdichters zu verhindern ist Voraussetzung. Bei abbröckelndem Filtermaterial des Partikelfilters besteht die Gefahr von Schäden am Kompressor. Weiters kann es durch verschlechterten Abscheidegrad des DPF oder durch Risse im Filter zu Beschädigung am Verdichter kommen. Durch Kondensat kann es zu Beschädigung des Verdichter-Rades sowie zur Verschmutzung oder Verstopfung des Ladeluftkühlers kommen. In Hinblick auf Dauerhaltbarkeit ist dieses System deshalb als kritisch zu betrachten. Der Vorteil liegt in der einfacheren Regelung des Turboladers und der AGR-Generierung. In Abbildung 2.8 ist das Prinzip der Niederdruck-AGR dargestellt. [6, 9]

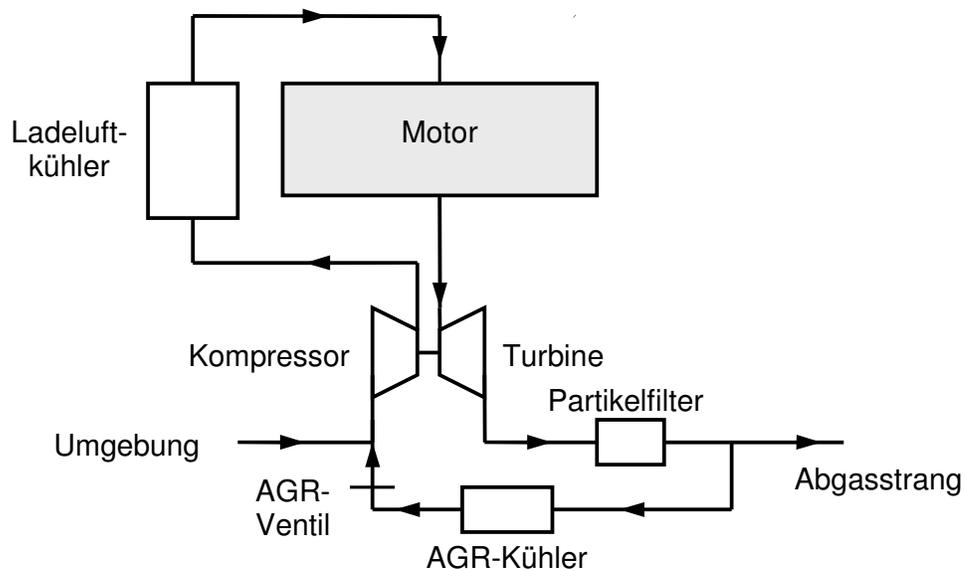


Abbildung 2.8: Niederdruck-AGR

2.2. Aufladung

Bei Nutzfahrzeug-Dieselmotoren können zwei gängige Aufladekonzepte unterschieden werden, die einstufige und zweistufige Abgasturboaufladung. Als weitere Option ist die Kombination aus einstufiger Aufladung und Turbo-Compound zu sehen.

Die Randbedingungen des Aufladesystems sind definiert durch [6]:

- den geforderten effektiven Mitteldruck unter Volllast
- den notwendigen Luftüberschuss bei Volllast um die Rauchzielwerte darzustellen, wie in Abbildung 2.9 für Mode 10 des ESC 13 Stufen Test beispielhaft dargestellt

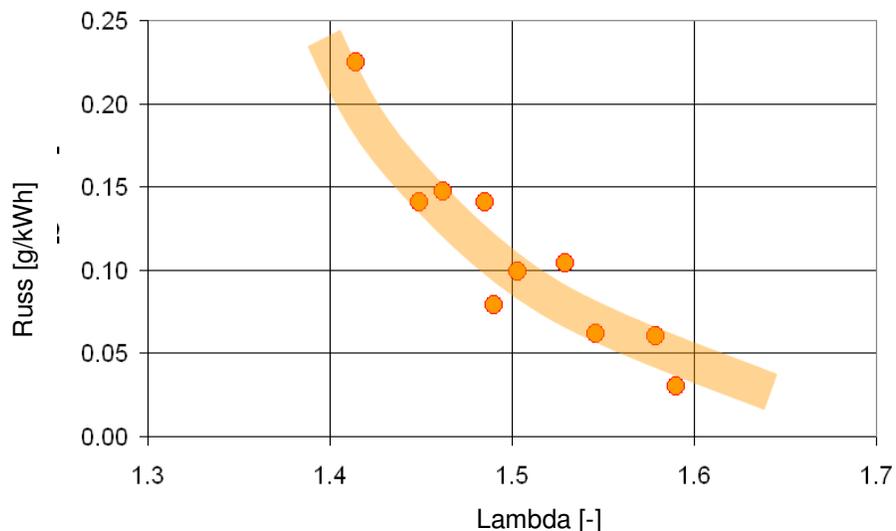


Abbildung 2.9: Zusammenhang von Lambda und Russ [6]

- das dynamische Verhalten des Motors (=Lastannahme) und Emissionen
- die Höhenreserve
- die nötige AGR-Rate für die erforderlichen NOx Ziele in Verbindung mit dem erforderlichen Lambda

2.2.1 Einstufige Abgasturboaufladung mit VTG-Lader

Bei der einstufigen Abgasturboaufladung mit VTG-Lader wird der Strömungsquerschnitt und die Anströmrichtung der der Turbine durch drehbare Leitschaufeln variabel verstellt. Der Strömungsquerschnitt der Turbine kann für jeden Betriebspunkt eingestellt werden, und somit wird die gesamte Abgasenergie genutzt. Mit einem VTG-Lader kann schon bei niedriger Motordrehzahl ein hoher Ladedruck aufgebaut werden. In Abbildung 2.10 sieht man das Prinzip der einstufigen Aufladung mit VTG-Abgasturbolader.

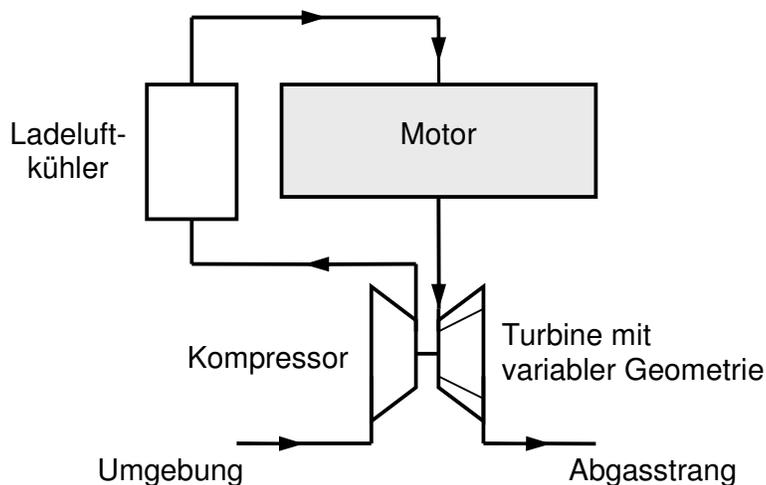


Abbildung 2.10: einstufige Aufladung mit VTG-Lader

Bei niedrigen Motordrehzahlen wird der Strömungsquerschnitt der Turbine durch Schließen der Leitschaufeln verkleinert. Der Ladedruck und folglich das Drehmoment des Motors steigt wegen des höheren Druckgefälles zwischen Turbineneintritt und –austritt an. Bei hohen Motordrehzahlen öffnen die Schaufeln, und der gewünschte Ladedruck wird bei einem niedrigen Turbinendruckverhältnis erreicht. Dieses System hat gegenüber zweistufiger Aufladung Vorteile beim Bauraum. Das thermodynamische Potential in Hinblick auf Ladedruckniveau und Höhenbetrieb ist jedoch eingeschränkt. Das beeinflusst sowohl die Vollast, das dynamische Verhalten des Motors und bringt Leistungseinbußen beim Höhenbetrieb

mit sich. Abbildung 2.11 zeigt das Turbinenrad mit den verstellbaren Leitschaufeln eines VTG-Laders. [2, 7]

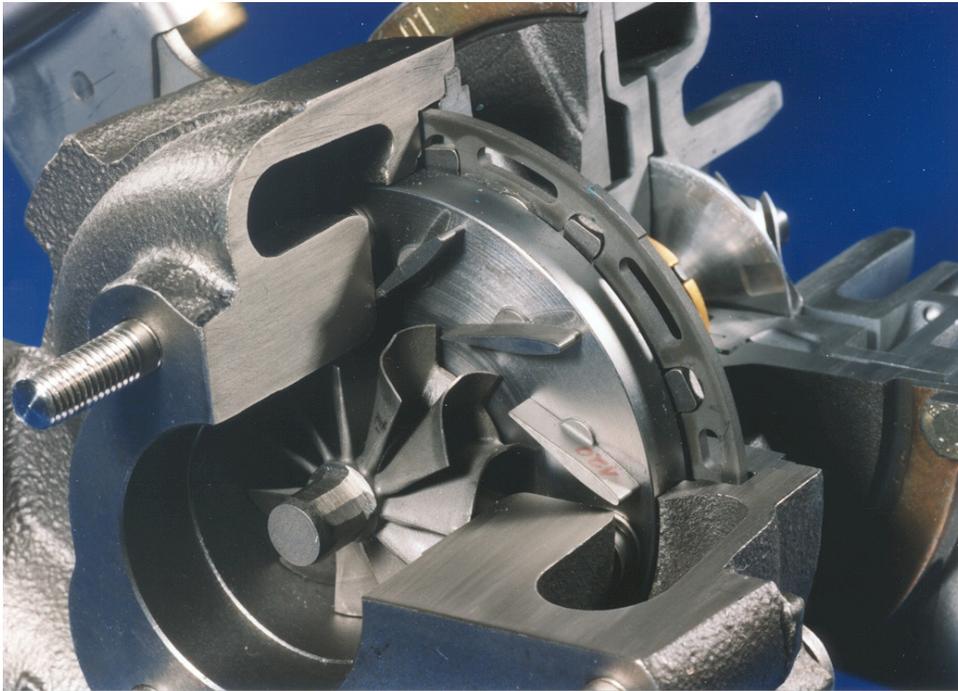


Abbildung 2.11: Leitschaufeln eines VTG-Laders [7]

2.2.2 Turbo-Compound-Verfahren

Das Turbo-Compound-Verfahren besteht aus der Kombination zwischen einstufiger Aufladung und einer nach geschalteten, weiteren Expansionsstufe. Diese zweite Turbine gibt Leistung an die Kurbelwelle ab. Der Sinn dieses Verfahrens liegt in der besseren Ausnutzung der Abgasenergie mit der Folge einer Kraftstoffverbrauchsreduzierung. Abbildung 2.12 zeigt das Prinzip des Turbo-Compound-Verfahrens mit mechanischer Rückspeisung in den Motor.

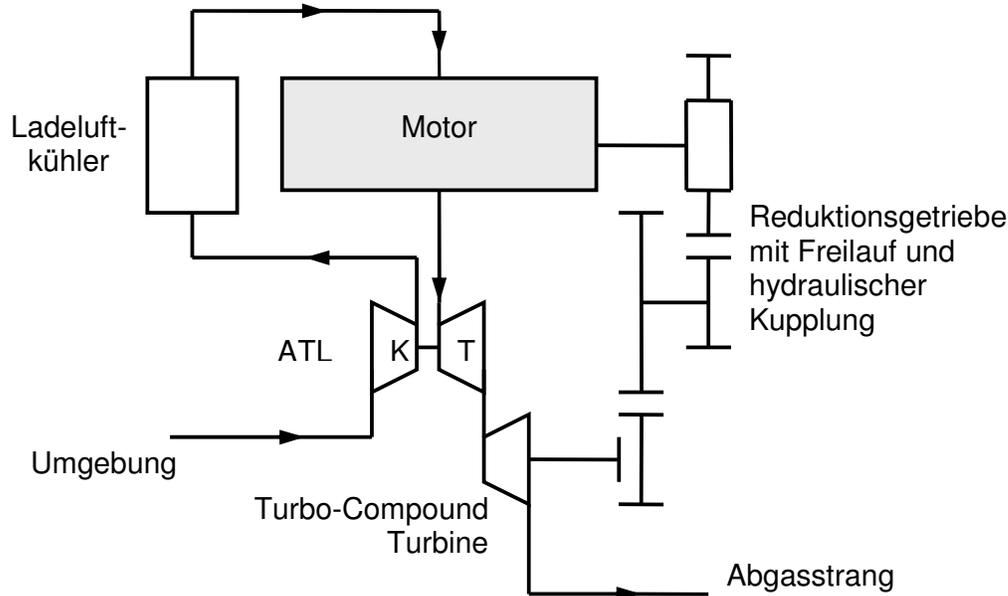


Abbildung 2.12: Turbo-Compound mit mechanischer Rückspeisung in den Motor

Die Turbo-Compound Turbine dreht im Bereich von 50.000 Umdrehungen pro Minute. Diese hohe Drehzahl wird in mehreren Stufen mechanisch mit Zahnrädern auf niedrigere Drehzahlen übersetzt, und über eine hydraulische Kupplung auf die Kurbelwelle übertragen. Die hydraulische Kupplung dient dabei zum Ausgleich der Drehzahlschwankungen zwischen Kurbelwelle und der Turbine. Das Turbo-Compound-Verfahren hat bei Motorenkonzepten, welche hohe AGR-Raten benötigen, um niedrige Rohstickstoff-Emissionen zu erreichen, besondere Vorteile. Um bei herkömmlicher einstufiger Abgasturboaufladung die geforderten AGR-Raten zu generieren muss entweder der Abgasgegendruck angehoben werden (z.B.: Abgasgegendruckklappe) oder der Einlassdruck reduziert werden (z.B.: Drosselklappe). Das bewirkt große Druckdifferenzen, welche eine hohe AGR-Raten Generierung ermöglichen. Die dadurch erhöhte Ladungswechselarbeit führt jedoch zu einem höheren Verbrauch. Das Turbo-Compound-Verfahren erhöht die Druckdifferenz zur AGR-Raten Generierung und nützt gleichzeitig die Abgasenergie besser aus. Der Verbrauchsvorteil der daraus erzielt werden kann liegt laut Thermodynamiksimulation und Versuchen bei ungefähr drei Prozent. [2, 6]

2.2.3 Zweistufige Abgasturboaufladung

Unter zweistufiger Aufladung versteht man die serielle Hintereinanderschaltung von zwei Turboladern. In Tabelle 2.1 sind drei prinzipielle Möglichkeiten der seriellen zweistufigen Aufladung dargestellt.

	Niederdruckstufe	Hochdruckstufe
1	Mechanischer Lader	Turbolader mit starrer Geometrie
2	Turbolader mit starrer Geometrie	VTG-Turbolader
3	Turbolader mit starrer Geometrie	Turbolader mit starrer Geometrie und Wastegate

Tabelle 2.1: Varianten der zweistufigen Aufladung [6]

Bei der ersten Variante mit mechanischem Lader erfolgt der Ladedruckaufbau ohne Zeitverzögerung. Die Dauerhaltbarkeit des mechanischen Laders ist aber begrenzt und deshalb für NFZ-Anwendungen nicht sinnvoll. Die variable Turbinengeometrie bei der zweiten Variante ermöglicht hohe Flexibilität in Hinblick auf AGR-Raten Generierung und verbesserte Bremsleistung des Motors. Die Kosten sind signifikant höher als bei Variante 3, welche auch die gängigste zweistufige Aufladung bei Nutzfahrzeugmotoren darstellt. [6]

Klassische zweistufige Aufladung

Die klassische zweistufige Aufladung ist die Hintereinanderschaltung zwei unterschiedlich großer Abgasturbolader mit starrer Geometrie und mit jeweiliger Kühlung der Ladeluft nach beiden Stufen, wobei die Zwischenkühlung als Option angesehen werden kann. Ein Teil des Massenstroms kann mittels Bypass (Wastegate) an der Hochdruckturbine vorbei geleitet werden. In Abbildung 2.13 ist das Prinzip der klassischen zweistufigen Abgasturboaufladung dargestellt.

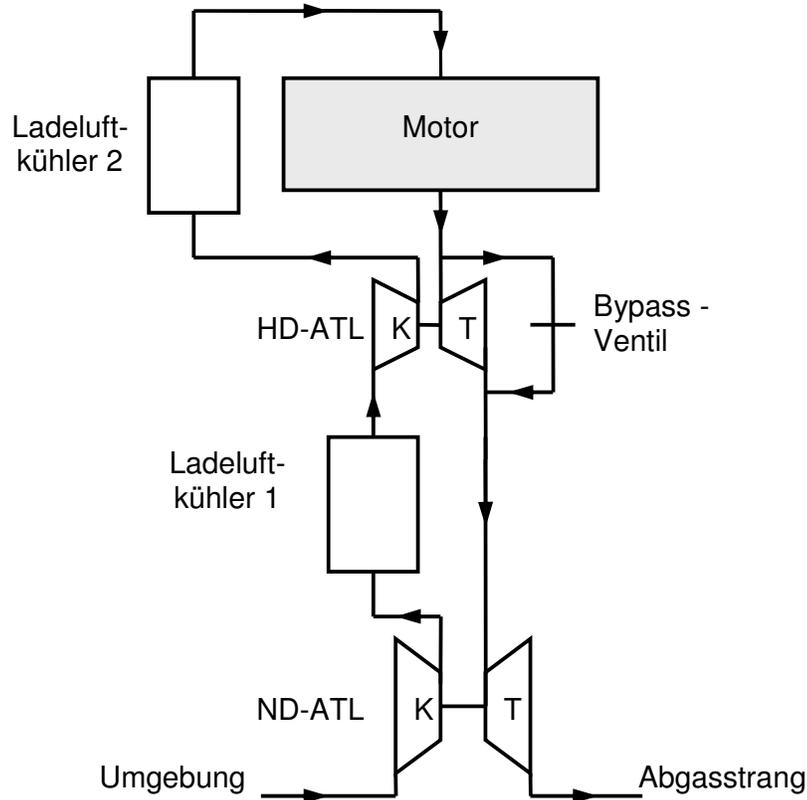


Abbildung 2.13: zweistufige Aufladung

Der gesamte Frischluftmassenstrom wird im Niederdrucklader verdichtet und danach im ersten Ladeluftkühler gekühlt. Im Hochdrucklader erfolgt eine weitere Verdichtung und nachfolgende Kühlung des Frischgases im zweiten Ladeluftkühler. Aufgrund der Vorverdichtung arbeitet der kleinere Hochdruckverdichter auf einem höheren Druckniveau, so dass er den erforderlichen Luftmassenstrom durchsetzen kann. Der von den Zylindern kommende Abgasmassenstrom strömt in den Abgaskrümmter und von dort in die Hochdruckturbine, wobei ein Teilmassenstroms vor der Turbine abgenommen und per Bypassleitung vorbei geblasen werden kann. Der Abgasmassenstrom expandiert zuerst in der Hochdruckturbine und wird dann in der Niederdruckturbine weiter expandiert. Im unteren Drehzahlbereich bei kleinen Abgasmassenströmen bleibt der Bypass vollständig geschlossen und der gesamte Abgasmassenstrom wird über die Hochdruckturbine geleitet. Mit zunehmender Motordrehzahl wird der an der Hochdruckturbine vorbeigeleitete Teilmassenstrom durch Vergrößerung des Bypassquerschnitts kontinuierlich größer, und dadurch die

Expansionsarbeit zur Niederdruckturbine weiterverlagert. Im unteren Motordrehzahlbereich ergibt sich dadurch ein schneller und hoher Ladedruckaufbau. Im Vergleich zur einstufigen Aufladung mit VTG-Lader liegt die Motorbetriebskennlinie bei der zweistufig geregelten Aufladung bei besseren Wirkungsgraden. Dies gilt sowohl bei Volllast als auch im unteren Lastbereich.

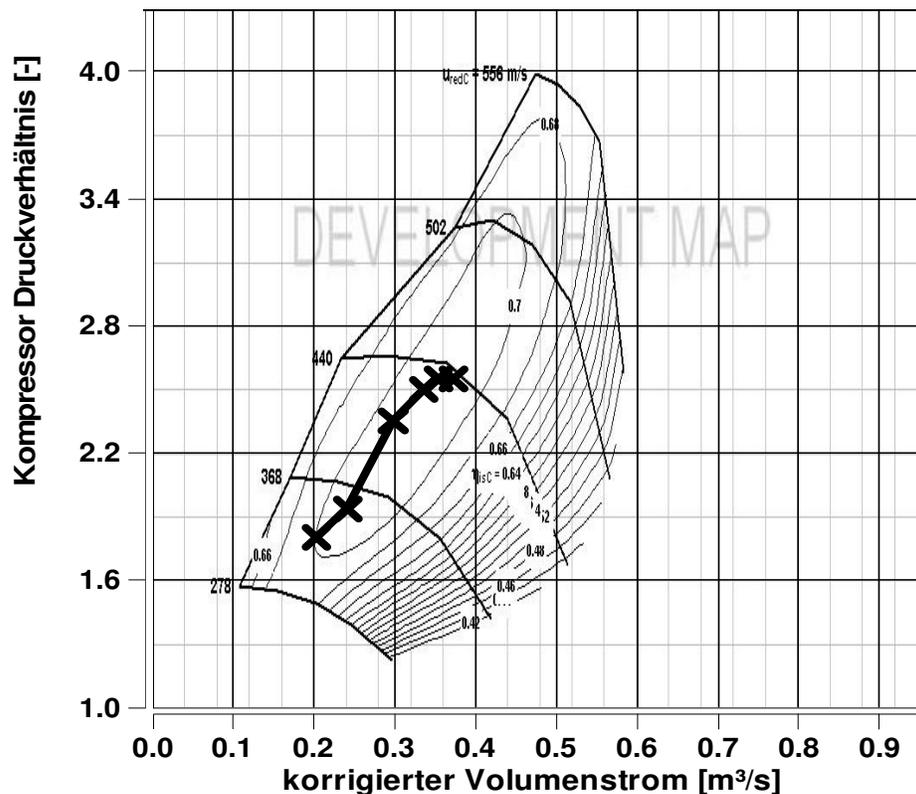


Abbildung 2.14: Volllastbetriebspunkte im Verdichterkennfeld der Niederdruckstufe

Wie in Abbildung 2.14 ersichtlich, verläuft die Motorbetriebskennlinie im Verdichterkennfeld der Niederdruckstufe durch die Mitte des Kennfeldes bei optimalen Wirkungsgraden. Abbildung 2.15 zeigt ein Verdichterkennfeld der Hochdruckstufe. Bei niedrigen Motordrehzahlen liegen die Betriebspunkte im Hochdruckverdichterkennfeld bei guten Wirkungsgraden mit genügend Abstand zur Pumpgrenze. Bei zunehmenden Massenströmen wird ein Teil des Abgasmassenstroms über das Wastegate umgeleitet und das Kompressor Druckverhältnis sinkt. [2, 5, 6]

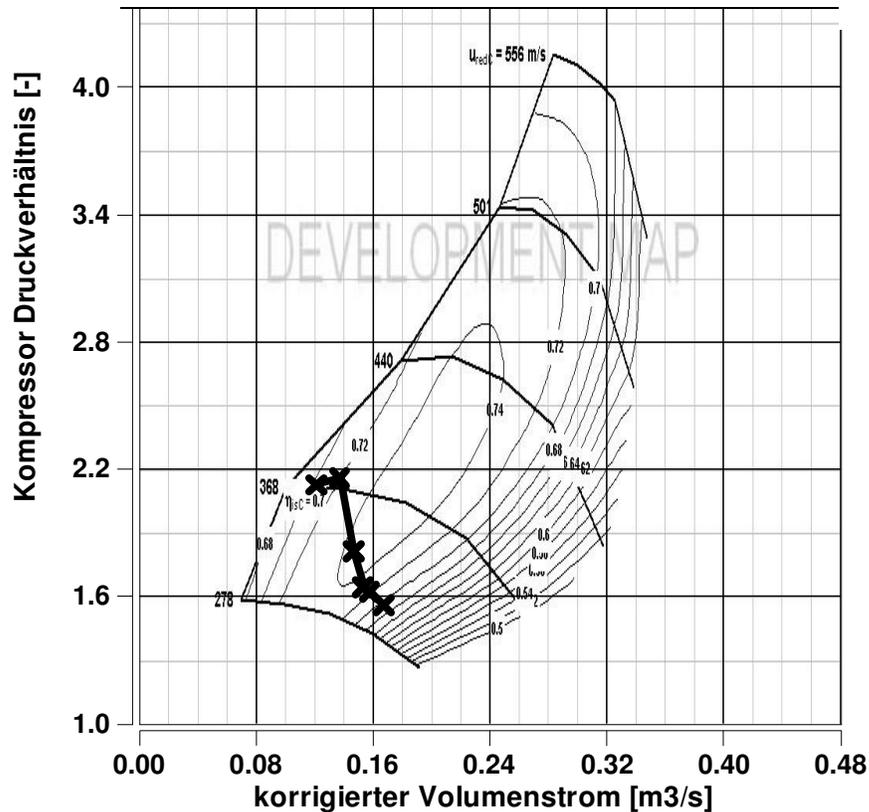


Abbildung 2.15: Volllastbetriebspunkte im Verdichterkennfeld der Hochdruckstufe

Vor- und Nachteile der zweistufigen Aufladung

Bei der zweistufigen Aufladung wird ein bedeutend höheres Ladedruckniveau erreicht, womit auch höhere Mitteldrücke realisiert werden können. Es können herkömmliche Turbolader verwendet werden, die bei guten Wirkungsgraden arbeiten. Der Aufladewirkungsgrad ist selbst bei gleichem Ladedruckniveau besser, weil Verdichter und Turbine in einem günstigeren Kennfeldbereich betrieben werden. Der Gesamtwirkungsgrad wird durch die Zwischenkühlung weiter gesteigert. Durch die zwei ATL ergibt sich ein verbreitertes Kennfeld und in Folge eine bessere Anpassung an den gewünschten Motorbetriebsbereich. Das höhere Ladedruckniveau und ein dadurch höheres Lambda, bringt Vorteile bei der Stickoxid-Partikel Schere. Schon bei niedrigen Motordrehzahlen ist der Ladedruckaufbau, aufgrund der kleinen Hochdruckturbine, deutlich schneller als bei der einstufigen Aufladung, was zu einem besseren dynamischen Ansprechverhalten des Motors führt. In Abbildung 2.16 ist das verbesserte Anfahrverhalten der zweistufigen im

Vergleich zur einstufigen Aufladung bei konstanter Drehzahl dargestellt. Der Drehmomentaufbau, gemessen bei 90% des erreichbaren Drehmoments, erfolgt um 20 % schneller als bei der einstufigen Aufladung.

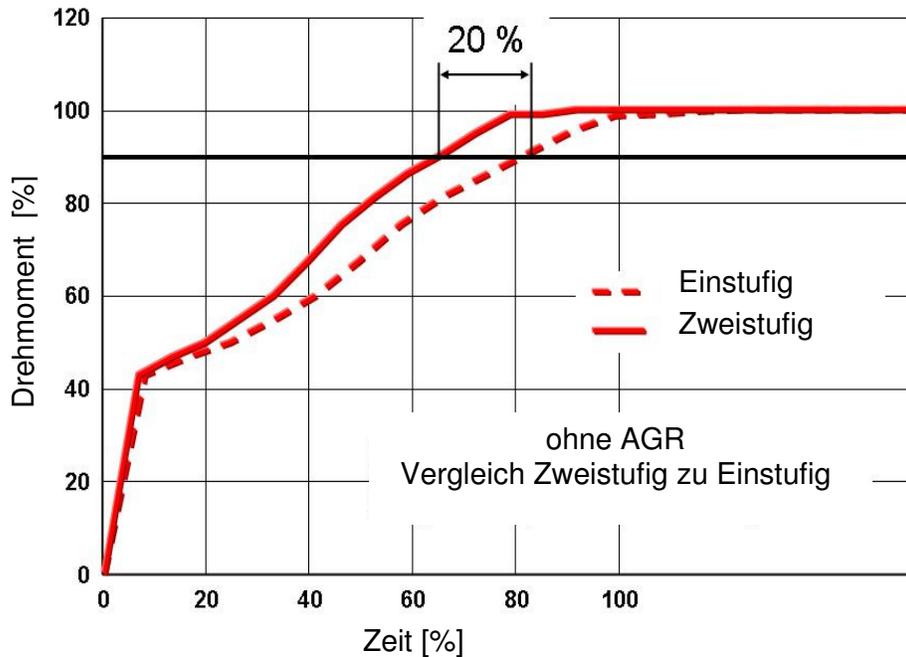


Abbildung 2.16: dynamisches Verhalten [12]

Bei gleichem dynamischen Ansprechverhalten und gleichen Stickoxidemissionen ist die Rauchspitze signifikant niedriger als bei der einstufigen Aufladung, wie in Abbildung 2.17 zu sehen ist. Die zweistufige Aufladung hat also im Vergleich zur einstufigen Aufladung nicht nur Vorteile im Stationärbetrieb, wie höhere Leistungsdichte und bessere Höhenreserven, sondern auch im dynamischen Betrieb. Beim anhaltenden Trend in der Motorenentwicklung hin zu höheren spezifischen Leistungen in Kombination mit hohen AGR-Raten für niedrigste Stickoxid-Emissionen ist die zweistufige Aufladung also klar zu favorisieren wobei der Nachteil des größeren Bauraums und der höheren Kosten in Kauf genommen werden muss. [2, 3, 5, 6, 12]

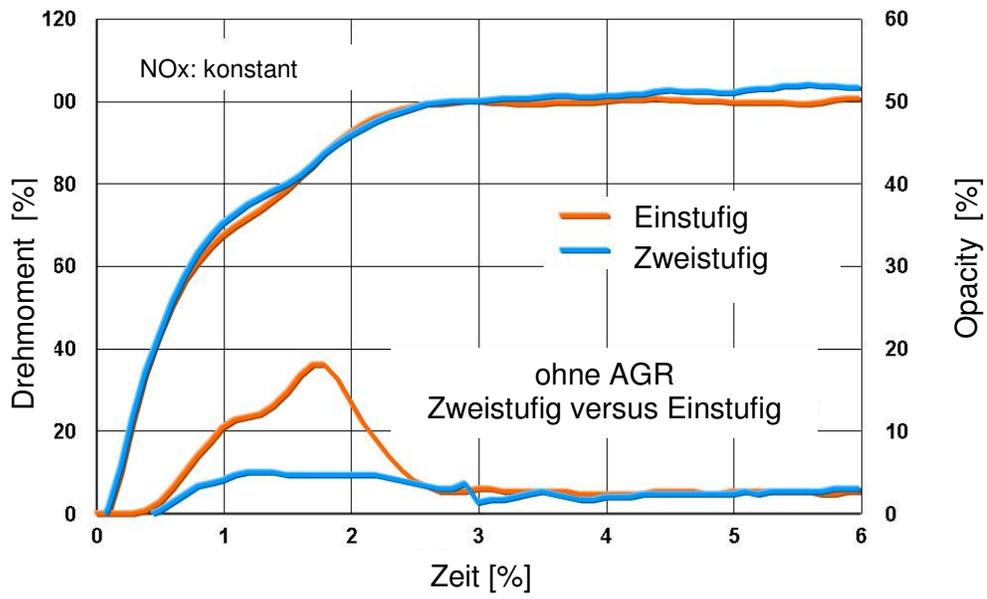


Abbildung 2.17: Rauchspitzen im dynamischen Betrieb [12]

3. Simulationsumgebung

3.1. AVL BOOST

Die thermodynamischen Berechnungen in der Diplomarbeit wurden mit AVL BOOST durchgeführt. BOOST ist ein Simulationsprogramm zur Berechnung wesentlicher thermodynamischer Vorgänge im Verbrennungsmotor. Die Berechnungen können das gesamte Ansaug- und Abgassystem, inklusive Aufladung, Ladeluftkühler, Abgasnachbehandlung usw. umfassen. Strömungsvorgänge werden eindimensional berechnet, um die gasdynamischen Vorgänge mit zu berücksichtigen, den Rechenaufwand aber gleichzeitig in Grenzen zu halten. Die Stoffwerte werden an jedem Ort aus der aktuellen Gaszusammensetzung und dem Gaszustand bestimmt. Die Gaszusammensetzung wird durch Lösen der Erhaltungssätze für jeden Gasbestandteil ermittelt. Dabei werden unverbrannter Kraftstoff, Verbrennungsprodukte und reine Luft berücksichtigt. Die Strömungsverluste an den Rohranschlüssen werden quasi-stationär betrachtet. Lokal ausgeprägte dreidimensionale Strömung wird durch experimentell bestimmte Durchflussbeiwerte berücksichtigt. Für die üblichen Elemente existieren Tabellen mit solchen Durchflussbeiwerten. Die Berechnung startet mit willkürlichen Anfangsbedingungen und wird so lange fortgesetzt, bis sich ein eingeschwungener Zustand einstellt, das heißt dass alle Zustände zyklisch mit der Arbeitsspiellänge des Motors schwanken. Für die Berechnung ist es erforderlich, den kompletten Motor mit Ansaug- und Auspuffsystem in ein Rechenmodell überzuführen. Für die Modellierung stehen folgende Elemente zur Verfügung:

- Rohre
- Zylinder für 2-Takt und 4-Takt; Ein- und Auslasskanäle über Ventile oder den Kolben gesteuert
- Behälter mit konstanten und variablen Volumina
- Blenden, Ventile wie z.B. Rückschlagventil, Drehschieber
- Rohrverzweigungen

- Luftfilter und Katalysatoren
- Einspritzdüsen oder Vergaser (Ottomotoren)
- Ladeluftkühler
- Schnittstellen zu AVL FIRE 3-D Simulationssoftware
- Mechanische Aufladung
- Turbolader mit oder ohne Wastegate oder VTG
- Turbolader mit asymmetrischer Turbine
- Motormanagementeinheit (ECU)
- Benutzerdefinierte Elemente (UDE)

Im Folgenden werden die thermodynamischen Grundlagen, mit denen AVL BOOST rechnet, dargestellt.

Zylinder

Es wird zwischen Hochdruck- und Ladungswechselphase unterschieden. Massenströme zwischen Zylinder und angeschlossenen Leitungen treten nur während der Ladungswechselphase auf.

Für die Berechnung der Hochdruckphase kann vom 1.Hauptsatz der Thermodynamik für ein vereinfachtes 1-Zonenmodell ausgegangen werden.

$$\frac{d(m_z \cdot u)}{d\alpha} = -p_z \cdot \frac{dV}{d\alpha} + \frac{dQ_B}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_W}{d\alpha} - h_{BB} \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$$

m_z ...Masse im Zylinder

u ...Spezifische innere Energie

p_z ...Zylinder Druck

V ...Zylinder Volumen

Q_B ...Brennstoff Energie

Q_w ...Wandwärme Verlust

α ...Kurbelwinkel

h_{BB} ...Blow-By Enthalpie

$\frac{dm_{BB}}{d\alpha}$...Blow-By Massenstrom

Die Bedeutung der einzelnen Terme ist:

$\frac{d(m_z \cdot u)}{d\alpha}$...Gradient der inneren Energie des Zylinders

$- p_z \cdot \frac{dV}{d\alpha}$...Kolbenarbeit

$\frac{dQ_B}{d\alpha}$...Wärmefreisetzungsrates aus der zugeführten Brennstoffenergie

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$...Wandwärmestrom

$h_{BB} \cdot \frac{dm_{BB}}{d\alpha}$...Enthalpieverlust durch Blow-by

Im Falle der Diesel- Direkteinspritzung können zusätzlich folgende Annahmen gemacht werden:

- Die eingebrachte Brennstoffmasse wird entsprechend der Wärmefreisetzungsrates sofort verbrannt.
- Es erfolgt stets eine sofortige und vollständige Vermischung der Verbrennungsprodukte mit der restlichen Zylinderladung (1-Zonenmodell).
- Während der Verbrennung findet eine kontinuierliche Reduktion des Luftverhältnisses statt.

Die aus der Verbrennung freigesetzte Wärmeenergie kann wahlweise durch mathematische Modelle (z. B. Vibe) oder durch Tabellenwerte beschrieben werden. Da bei den vorliegenden Berechnungen tabellarische Brenngesetze aus

Druckverlaufsanalysen zur Verfügung standen, wird hier nicht näher auf andere Modelle eingegangen.

Während der Ladungswechselphase müssen die ein- bzw. ausströmenden Gasmassen berücksichtigt werden.

$$\frac{d(m_z \cdot u)}{d\alpha} = -p_z \cdot \frac{dV}{d\alpha} - \sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - \sum \frac{dm_a}{d\alpha} \cdot h_a$$

$\frac{d(m_z \cdot u)}{d\alpha}$...Gradient der inneren Energie im Zylinder

$- p_z \cdot \frac{dV}{d\alpha}$...Kolbenarbeit

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$...Wandwärmestrom

$\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e$...eintretende Massen-/ Enthalpieströme

$\sum \frac{dm_a}{d\alpha} \cdot h_a$...austretende Massen-/ Enthalpieströme

Um die ein- bzw. austretenden Gasmassen korrekt erfassen zu können, ist es unter anderem notwendig, die Verluste über die Ventile in die Berechnung mit einzubeziehen. Zu diesem Zweck kann der Ventilsplatt als Drosselstelle betrachtet werden. Die Strömungsverluste werden über diese Ersatzdrossel errechnet. Der effektive Strömungsquerschnitt der Ersatzdrossel (A_{eff}) ändert sich dabei mit dem Ventilhub und kann entweder aus Berechnung oder aus Strömungsversuchen abgeleitet werden. Wird er auf einen Referenzquerschnitt (A_{ref}) bezogen, gibt er als dimensionsloser Durchflusskoeffizient μ_σ die Qualität eines Kanals wieder. Zur Berechnung des Referenzquerschnitts wird im Allgemeinen der innere Ventilsitzdurchmesser (d_{vi}) herangezogen.

$$\mu_{\sigma} = \frac{A_{eff}}{A_{ref}}$$

Zusammen mit dem Druckgradienten zwischen Zylinder und angeschlossenen Kanal kann der Massenstrom berechnet werden.

Während des Ladungswechsels wird für die Phase der Ventilüberschneidung ein weiteres Berechnungsmodell benötigt. Bei Viertaktmotoren wird in der Regel das Modell der perfekten Mischungsspülung verwendet. Dieses Modell setzt voraus, dass sich das eintretende Frischgas sofort mit dem im Zylinder befindlichen Abgas vermischt. Das austretende Gasgemisch enthält daher sowohl Frischgas als auch Abgas. Mit dem Spülmodell, der Gasgleichung und der Massenbilanz kann der Ladungswechsel berechnet werden.

$$p_z = \frac{1}{V} m_z R_0 T_z$$

p_z ... Druck im Zylinder

V ... Volumen

m_z ... Masse im Zylinder

R_0 ... Bezugs-Gaskonstante

T_z ... Temperatur im Zylinder

$$\frac{dm_z}{d\alpha} = \sum \frac{dm_e}{d\alpha} - \sum \frac{dm_a}{d\alpha}$$

$\frac{dm_z}{d\alpha}$... Änderung der Masse im Zylinder

$\sum \frac{dm_e}{d\alpha}$... eintretende Massenströme

$\sum \frac{dm_a}{d\alpha}$... austretende Massenströme

Die Wandwärmeverluste über die Zylinderwände und die Ventilkanaäle werden ebenfalls über entsprechende Berechnungsmodelle (z. B. Woschni, Zapf) erfasst.

Behälter

Hier kommen grundsätzlich dieselben Gleichungen wie beim Zylinder zur Anwendung. Unter der Voraussetzung, dass der Behälter ein konstantes Volumen hat, vereinfacht sich die Gleichung zu:

$$\frac{d(m_B \cdot u)}{d\alpha} = -\sum \frac{dQ_w}{d\alpha} + \sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e - \sum \frac{dm_a}{d\alpha} \cdot h_a$$

m_B ...Masse im Behälter

u ...Spezifische innere Energie

V ...Behälter Volumen

Q_w ...Wandwärme Verlust

α ...Kurbelwinkel

dm_e ...Eintretendes Massenelement

dm_a ... Austretendes Massenelement

h_e ...Enthalpie der eintretenden Masse

h_a ...Enthalpie der austretenden Masse

Bedeutung der einzelnen Terme:

$\frac{d(m_B \cdot u)}{d\alpha}$...Gradient der inneren Energie im Behälter

$\sum \frac{dQ_w}{d\alpha}$...Wandwärmestrom

$\sum \frac{dm_e}{d\alpha} \cdot h_e$...eintretende Massen-/ Enthalpieströme

$\sum \frac{dm_a}{d\alpha} \cdot h_a$... austretende Massen-/ Enthalpieströme

Es gilt darüber hinaus die Annahme der vollständigen Verwirbelung der kinetischen Energie der in den Behälter eintretenden Massenströme. Für typische

Behälterformen mit mehreren Anschlüssen ist diese Annahme gerechtfertigt. Die Wandwärmeverluste können mittels entsprechender Koeffizienten korrigiert werden.

Rohrströmung

Die Berechnungen der Rohrströmung im Modell wird durch Anwendung der Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls bewerkstelligt. Damit kann ein Gleichungssystem aufgestellt werden, das die gasdynamischen Vorgänge beschreibt. Die Wandwärmeverluste werden mit Hilfe der Reynold'schen Analogie erfasst.

Turbolader

Beim realen Turbolader handelt es sich um eine äußerst komplexe Strömungsmaschine. Eine Vereinfachung kann durch die stationäre Berechnung von Betriebspunkten erreicht werden. Die Beschreibung des Turboladers erfolgt über die isentropen Wirkungsgrade für Verdichter und Turbine ($\eta_{s-i,K}$ und $\eta_{s-i,T}$), welche die auftretenden Strömungsverluste in den beiden Elementen berücksichtigen. Umsetzungsverluste durch Lagerung usw. werden über den mechanischen Wirkungsgrad erfasst. Somit kann der Lader durch folgende einfache Gleichungen beschrieben werden.

$$P_K = P_T$$

P_K ... Verdichterleistung

P_T ... Turbinenleistung

$$P_K = m_K (h_2 - h_1)$$

m_K ... Massenstrom durch die Turbine

h_1, h_2 ... Enthalpie vor/nach Verdichtung

$$P_T = \dot{m}_T \eta_{m-TL} (h_3 - h_4)$$

\dot{m}_T ... Massenstrom durch die Turbine

η_{m-TL} ... mechanischer Wirkungsgrad des ATL

h_3, h_4 ... Enthalpie vor/nach Expansion

Zusätzlich kann ein Turboladergesamtwirkungsgrad (η_{TL}) definiert werden, der sämtliche oben erwähnte Umsetzungsverluste (Strömungsverluste über Turbine und Verdichter, mechanische Verluste) des Laders berücksichtigt.

$$\eta_{TL} = \eta_{m-TL} \eta_{s-i,T} \eta_{s-i,K}$$

η_{m-TL} ... mechanischer Wirkungsgrad des ATL

$\eta_{s-i,T}$... innerer, isentroper Turbinenwirkungsgrad

$\eta_{s-i,K}$... innerer, isentroper Verdichterwirkungsgrad

Für den Transientbetrieb steht ein Turbolader-Vollmodell zur Verfügung. Dieses Modell berücksichtigt die Massenträgheit des Läufers, berechnet die momentane Laderdrehzahl und interpoliert die notwendigen Daten aus Kennfeldern.

Bei mechanischer Aufladung wird entweder der Massenstrom in Abhängigkeit vom Druckverhältnis über den Kompressor berechnet (Verdrängerlader) oder das Totaldruckverhältnis in Abhängigkeit vom Massenstrom (mechanisch angetriebener Turbokompressor).

ATL mit asymmetrischer Turbine

Bei der asymmetrischen Turbine ist der effektive Strömungsquerschnitt der einzelnen Fluten proportional zu den angeschlossenen Rohrquerschnitten.

Ladeluftkühlung

Der Ladeluftkühler wird in ein Ersatzmodell umgewandelt. Dieses besteht aus zwei Behälterelementen und einer Rohrleitung, die beide Behälter miteinander verbindet. Über das Rohrelement zwischen den beiden Behältern werden Druckverlust und Kühleffekt der Kühlermatrix erfasst. Mit den geometrischen Daten (Rohrlänge, Einlass-, Auslass- und Gesamtvolumen) sowie den Zuständen und Durchflussbeiwerten am Ein- und Austritt können die Zustände und Verluste im Kühler errechnet werden.

Weitere Elemente, die auf dieselbe Weise beschrieben werden, sind

- Luftkühler
- Ansauggeräuschkämpfer
- AGR- Kühler
- Abgaskatalysator
- Schalldämpfer

[13]

3.2. AVL CONCERTO

Die Prüfstands- und Simulationsergebnisse in dieser Arbeit wurden mit AVL CONCERTO ausgewertet und dargestellt. Zur weiteren Bearbeitung der Daten ist ein grafischer Formeleditor (CALC GRAPH) integriert. CALC GRAPH wurde unter anderem dazu verwendet um die Brenngesetze aus den gemessenen Zylinderdruckverläufen zu ermitteln.

4. Hardware

4.1 Motor

Als Basis für die angestellten Untersuchungen dient ein 10,5 Liter Reihensechszylinder Motor mit zweistufiger Aufladung, Zwischenkühlung und zweiflutigem AGR-System. In Tabelle 4.1 sind die wichtigsten Motorkenndaten dargestellt.

Motordaten		
Leistung	[kW] / [1/min]	290 / 1900
Drehmoment	[Nm] / [1/min]	1900 / 1000-1200
effektiver Mitteldruck	[bar] / [1/min]	22.7 / 1000-1200
Bohrung	[mm]	120
Hub	[mm]	155
Pleuellänge	[mm]	251
Hubvolumen	[l]	10.52
Hubvolumen pro Zylinder	[l]	1.75
Zylinderanzahl	[-]	6
Zündreihenfolge	[-]	1 - 5 - 3 - 6 - 2 - 4
Kompressionsverhältnis	[-]	17
Spitzendrucklimit	[bar]	200
max. Kompressoraustrittstemperatur	°C	<180
Einspritzsystem		CR (1600 bar - 1800 bar)
Kraftstoff		Diesel
Unterer Heizwert	[kJ/kg]	42980
Stöchiom. Luft / Kraftstoff Verhältnis	[kg/kg]	14.8

Tabelle 4.1: Motordaten

Verbrennungsdaten

Für die hier gezeigten thermodynamischen Untersuchungen ist der zeitliche Verlauf der Energiefreisetzung eine notwendige Eingabegröße. Zur Abstimmung des Simulationsmodells wurden daher die Brennverläufe aus Messdaten bei Volllast

durch Analyse des Druckverlaufs in den Zylindern bestimmt. Die so bestimmten Brennverläufe und Brennfunktionen sind in den Abbildungen A.1 bis A.6 für die untersuchten Betriebspunkte dargestellt.

Durchflussbeiwerte der Kanäle

Die Durchflussbeiwerte für die Einlass- und Auslasskanäle sind Eingabewerte für das Modell und beeinflussen den Liefergrad und die Ladungswechselarbeit des Motors. Der dimensionslose Durchflussbeiwert ($\mu\sigma$) ist definiert als Verhältnis von tatsächlichem Massendurchfluss zum theoretisch bestimmten Massendurchfluss, der sich aus einer isentropen Zustandsänderung über das gemessene Druckverhältnis ergibt. Als Referenzfläche zur Bestimmung des theoretisch bestimmten Massenstroms wird die durch den inneren Ventilsitz umschlossene Fläche herangezogen. Der tatsächliche Massenfluss wird für verschiedene Ventilhubpositionen bei einer bestimmten Druckdifferenz über den Kanal gemessen. Der isentrope Massendurchsatz wird für dieselbe Druckdifferenz und mit der Ventilsitzfläche berechnet:

$$\mu\sigma = \dot{m}_{meas} / \dot{m}_{th} \quad \text{mit} \quad \dot{m}_{th} = A_v \sqrt{2 \cdot \Delta p \cdot \rho_m}$$

$\mu\sigma$	Durchflussbeiwert [-]
\dot{m}_{meas}	Gemessener Massendurchfluss [kg/s]
\dot{m}_{th}	Isentroper Massendurchfluss [kg/s]
A_v	Ventilsitzfläche [m ²]
Δp	Druckdifferenz [Pa]
ρ_m	Mittlere Dichte [kg/m ³]

Die Kanäle des Motors wurden am Strömungsprüfstand vermessen, und die daraus ermittelten Durchflussbeiwerte wurden für die Simulation verwendet. Abbildung A.7 zeigt die Durchflusszahlen aufgetragen über dem normierten Ventilhub, der sich aus dem Verhältnis zwischen effektivem Ventilhub und innerem Ventilsitzdurchmesser ergibt.

Ventilhubkurven

In Abbildung A.8 sind die für die Simulationsrechnungen verwendeten Ventilhubkurven für das Ein- und Auslassventil dargestellt.

4.2 Abgasturbolader mit asymmetrischer Turbine

Nachfolgend wird der für die Simulation verwendete Turbolader mit asymmetrischer Turbine beschrieben. Die asymmetrische Turbine wird zweiflutig angeströmt. Der Turbinenflansch ist symmetrisch, erst danach verjüngen sich die beiden Fluten unterschiedlich stark. Dadurch entsteht in den beiden Fluten ein unterschiedlicher Druck. AGR wird an der kleinen Flut abgenommen, weil dort ein höheres Druckniveau vorhanden ist. Das AGR-System wird einflutig ausgeführt. In Abbildung 4.1 ist ein prinzipieller Schnitt der Turbinenfluten dargestellt. Das Asymmetrie-Verhältnis bei der Hardware-Variante ist 65 zu 100 Prozent, das heißt der Querschnitt der kleinen Flut entspricht nur 65 Prozent des Querschnitts der großen Flut. Als Referenzquerschnitt werden die beiden roten, in Abbildung 4.1 gezeigten Linien, bezeichnet. Abbildung 4.2 zeigt die Schlucklinie der Turbine. Die roten Linien entsprechen dabei der kleinen Flut, die grünen Linien der Großen Flut und die schwarze Linien entspricht der Schlucklinie beider Fluten zusammen. In Abbildung 4.3 ist das Kompressorkennfeld mit eingetragenen Betriebspunkten dargestellt. Die Wirkungsgrade werden aus Vertraulichkeitsgründen nicht gezeigt.

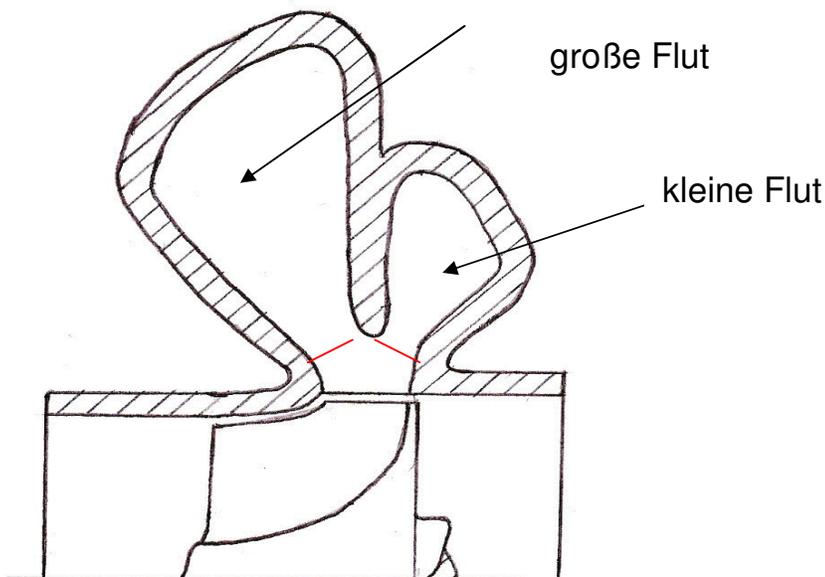


Abbildung 4.1: Prinzip der asymmetrischen Turbine

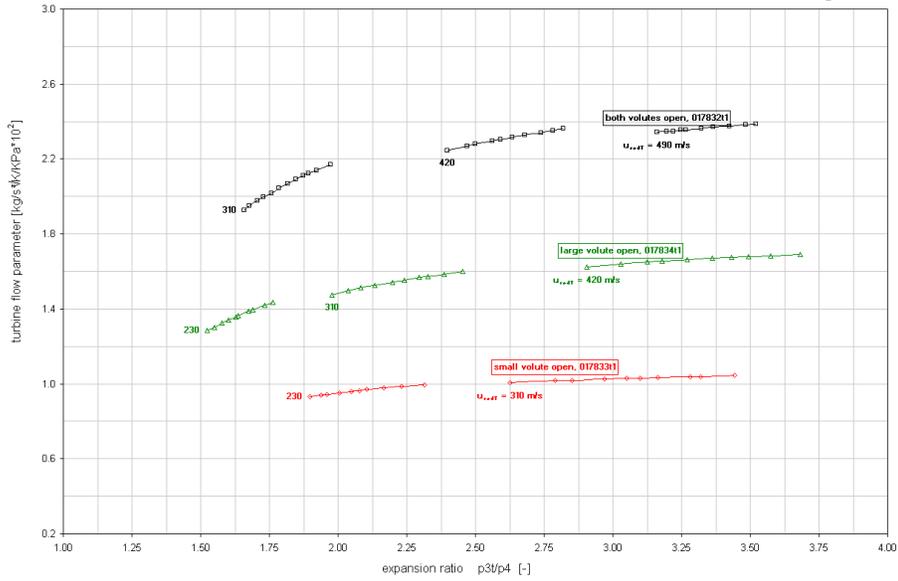


Abbildung 4.2: Schlucklinie der Turbine

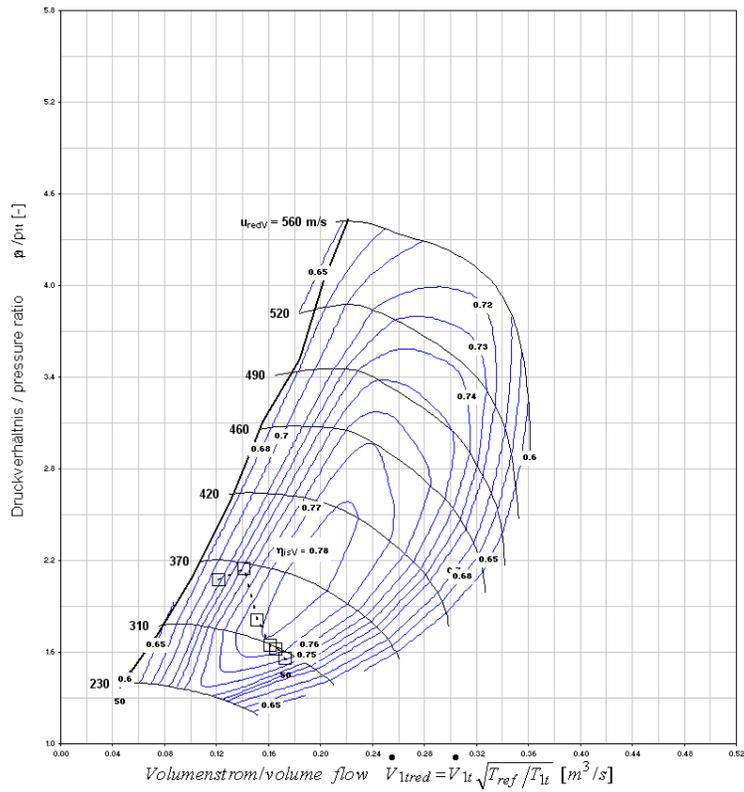


Abbildung 4.3: Kompressorckenfeld mit Betriebspunkten

5. Berechnungsmodell

5.1 Untersuchte Betriebspunkte

Die Untersuchungen in der Diplomarbeit wurden bei sechs Betriebspunkten, die in Tabelle 5.1 dargestellt sind, durchgeführt.

Betriebspunkt	Drehzahl	eff. Mitteldruck	Beschreibung
	1/min	bar	
1	2100	14.2	NTE Drehzahl
2	1900	17.5	Nennleistung
3	1840	18.1	ESC C-Drehzahl
4	1525	21.6	ESC B-Drehzahl
5	1215	22.7	ESC A-Drehzahl
6	1080	22.7	NTE Drehzahl

Tabelle 5.1: Untersuchte Betriebspunkte

Die Betriebspunkte drei, vier und fünf entsprechen den Volllastpunkten der A, B und C Drehzahl des ESC 13 Stufen Tests (European Stationary Cycle). Die Betriebspunkte eins und sechs stellen obere und untere Drehzahl der „Not To Exceed Area“ der US EPA Gesetzgebung dar. Der zweite Betriebspunkt entspricht dem Nennleistungspunkt des Motors.

Folgende Simulationen wurden bei den beschriebenen Betriebspunkten durchgeführt:

- Modellabgleich und Nachrechnung
- Vorausrechnung mit Turboladerkennfeldern
- Asymmetrische Turbine auf der Hochdruckstufe
- Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse
- Wastegate auf der großen Flut
- Wastegate auf der kleinen Flut
- Auswirkung der Flatterventile

5.2 Basismodell

Zur Erstellung des Basismodells wurde als erster Schritt ein Modell des Motors in AVL BOOST abgebildet und die geometrischen Daten, Ventilhubkurven, Durchflussbeiwerte und Massendurchsätze ins Modell übertragen. Die Brennverläufe wurden anhand der indizierten Zylinderdruckverläufe ermittelt. Abbildung 5.1 zeigt das Layout des Basis Modells. Dort sieht man den Aufbau des Motors sowie die Position der Messstellen.

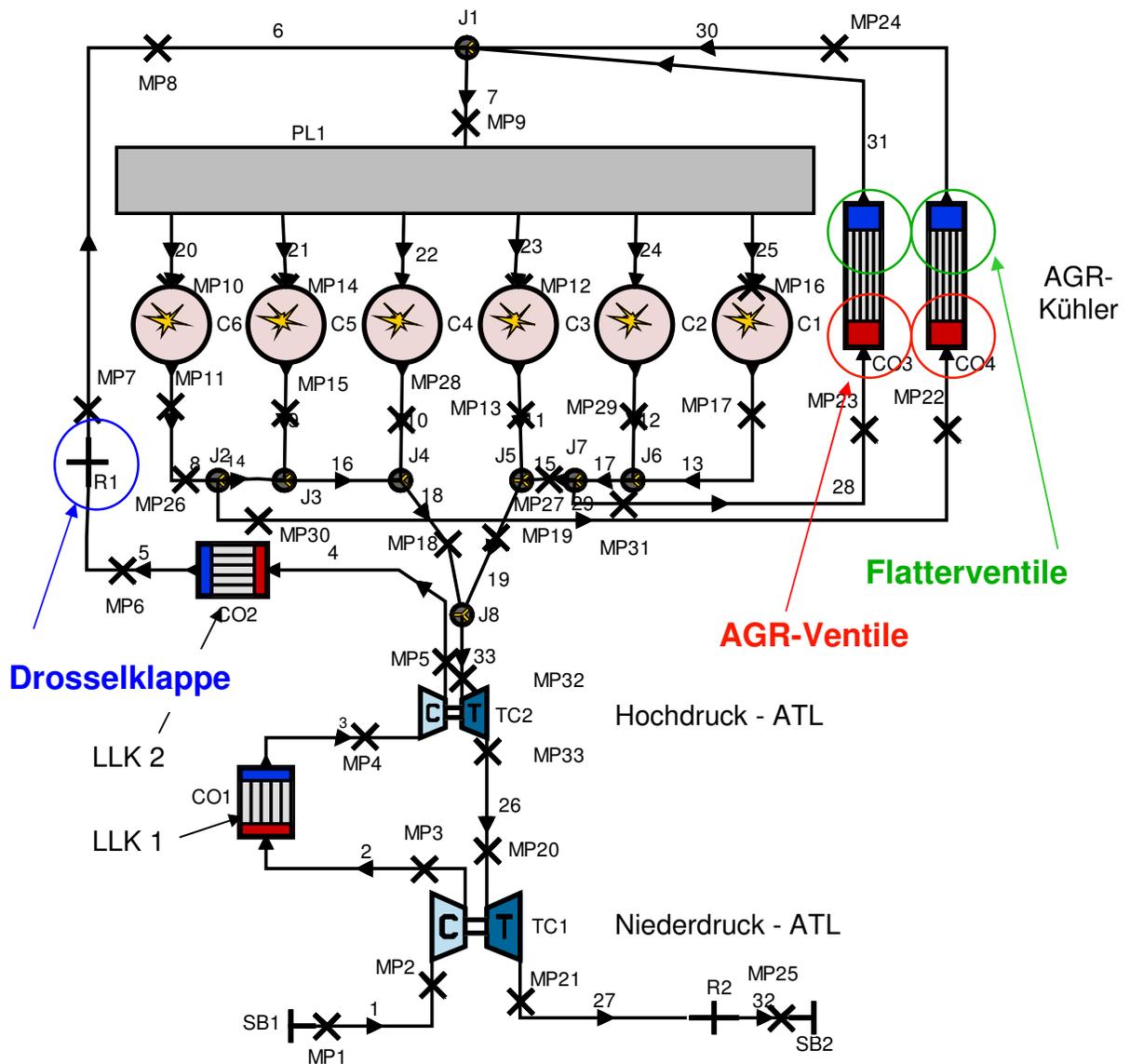


Abbildung 5.1: Basismodell Layout

Liste der Bezeichnungen im Modell:

SB...Systemgrenze (System Boundary)
MP...Messstelle (Measurement Point)
TC...Abgasturbolader (Turbocharger)
CO...Kühler (Cooler)
R...Drosselstelle (Restriction)
J...Verzweigung der Rohrleitungen (Junction)
PL...Behälter (Plenum)
C...Zylinder (Cylinder)
Ziffern...Rohrleitung

Beschreibung des Berechnungsmodells

Der Verdichter des Niederdruck-Turboladers (TC1) wird mit Luft vom Rohr 1 beaufschlagt. Der Druckverlust, der beim realen Motor über den Luftfilter und über die Ansaugstrecke bis hin zum Niederdruckturbolader auftritt, wird an der Systemgrenze SB1 eingestellt. Die Wirkungsgrade und Druckverhältnisse für Turbine und Verdichter sowie Gesamt-Turboladerwirkungsgrad sind für alle sechs Betriebspunkte extra vorgegeben. Die vom ersten Verdichter komprimierte Luft wird durch das Rohr 2 in den ersten Ladeluftkühler (CO1) weitergeleitet, gekühlt und kommt dann über Rohr 3 in den zweiten Verdichter. Der Druckverlust über die Ladeluftkühler CO1 und CO2 wird als fixer Parameter für alle Betriebspunkte bei Vollast eingestellt. Nach der Hochdruckstufe wird die komprimierte Luft über Rohr 4 in den zweiten Ladeluftkühler CO2 und danach über Rohr 5, Rohr 6, und Rohr 7 in den Ansaugkrümmer PL1 geleitet. Die Drosselklappe im Einlasssystem ist durch die Drossel R1 abgebildet. Die Einlasskanäle der Zylinder (C1-6) werden durch die Rohre 20-25 dargestellt, dabei werden beide Einlasskanäle je Zylinder als ein Rohr im Modell ausgeführt. Die Rohre 8-19 und deren Verbindungen bilden den Auslasskrümmer welcher die Abgase über das Rohr 33 weiter in die einflutige Turbine (T) der Hochdruckstufe (TC2) leitet. Die Abgase werden danach über das

Rohr 26 in die Niederdruckturbine und anschließend ins Abgassystem (Rohr 27, 32) weitergeleitet. Der Abgasgedruck wird durch die Drossel R2 eingestellt.

Das AGR-System ist zweiflutig ausgeführt. Das Abgas wird am Abgaskrümmen entnommen und von Rohr 28 und 29 zu den beiden AGR-Kühlern weitergeleitet und dort gekühlt. Die Flatterventile und die AGR-Ventile werden über Durchflussbeiwerte in den AGR-Kühlern dargestellt. Das gekühlte Inertgas kommt danach über die Rohre 30 und 31 bis zur Rohrverbindung J1, wo es sich mit dem Frischgas vermischt.

5.3 Modellabgleich und Nachrechnung

Um das BOOST-Modell mit dem realen Motor abzustimmen, wurde das Basismodell anhand von Prüfstandsmessdaten abgeglichen.

Die Vergleichsgrößen für die Modellkalibrierung waren:

- Effektiver Mitteldruck, Leistung
- Spezifischer Kraftstoffverbrauch
- (Gesamt-)Luftaufwand, bezogen auf den Saugrohrzustand
- Lambda
- AGR-Rate
- Zylinderspitzenndruck
- Ladungswechselerarbeit
- Druckverluste über
 - Luftfilter
 - Ladeluftkühler
 - Abgasstrang
 - Drosselklappe
- Zustände auf Ein- bzw. Auslassseite des Motors
- ATL-Wirkungsgrade
- Luft- und Kraftstoffmassenstrom
- eingespritzte Kraftstoffmenge je Zyklus

Der effektive Mitteldruck, und damit die Leistung wird von BOOST auf die gewünschten Werte eingeregelt und musste somit bei der Modellkalibrierung nicht weiter berücksichtigt werden. Dasselbe gilt für die eingespritzte Kraftstoffmenge, da über diese der Mitteldruck geregelt wird. Die weiteren Größen wurden über Verdichterdruckverhältnis, ATL-Wirkungsgrade, Heizgesetze usw. korrigiert.

In den Abbildungen 5.2 bis 5.10 sieht man den Vergleich zwischen Messung und Nachrechnung. Die Messergebnisse sind schwarz und die Simulationsergebnisse blau dargestellt. Die Diagramme zeigen eine gute Übereinstimmung zwischen Simulations- und Prüfstandsergebnissen. Abbildung 5.2 zeigt den effektiven Mitteldruck, spezifischen Kraftstoffverbrauch und die Leistung bei Volllast aufgetragen über die Motordrehzahl. Durch die sorgfältige Einpassung des Ladungswechselmodells an die Messdaten wurde der Reibmitteldruck bestimmt.

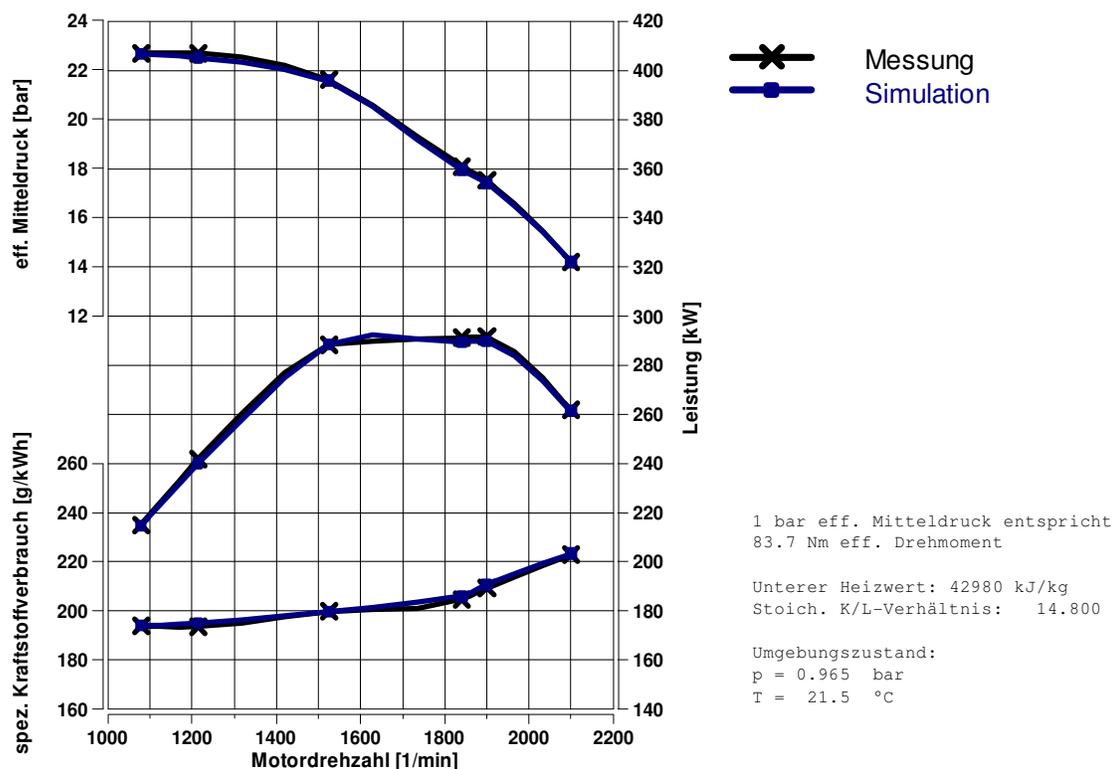


Abbildung 5.2: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

In Abbildung 5.3 ist der Luftaufwand, das Luftverhältnis, der Drall, die AGR-Rate und der Restgasanteil mit und ohne AGR dargestellt. Die am Prüfstand gemessene AGR-Rate ist deutlich höher als die berechnete, was auf eine Fehlmessung der AGR-Rate am Prüfstand schließen lässt, da der Luftaufwand samt AGR-Rate aus den Messungsdaten bei einer Drehzahl von 1215 1/min bei circa 98 Prozent liegen würde. Erfahrungsgemäß stellt sich aber ein Luftaufwand bezogen auf die

Zustände im Ansaugrohr bei vergleichbaren Motoren und niedrigen Drehzahlen von 92 bis 94 Prozent ein. Der dargestellte Drall ist ein Eingabewert für die Simulation, welcher am Strömungsprüfstand gemessen wurde. Das Luft-Kraftstoffverhältnis im Zylinder ist gestrichelt dargestellt, dabei wird der unverbrannte Sauerstoff im Restgas und im AGR mitgerechnet.

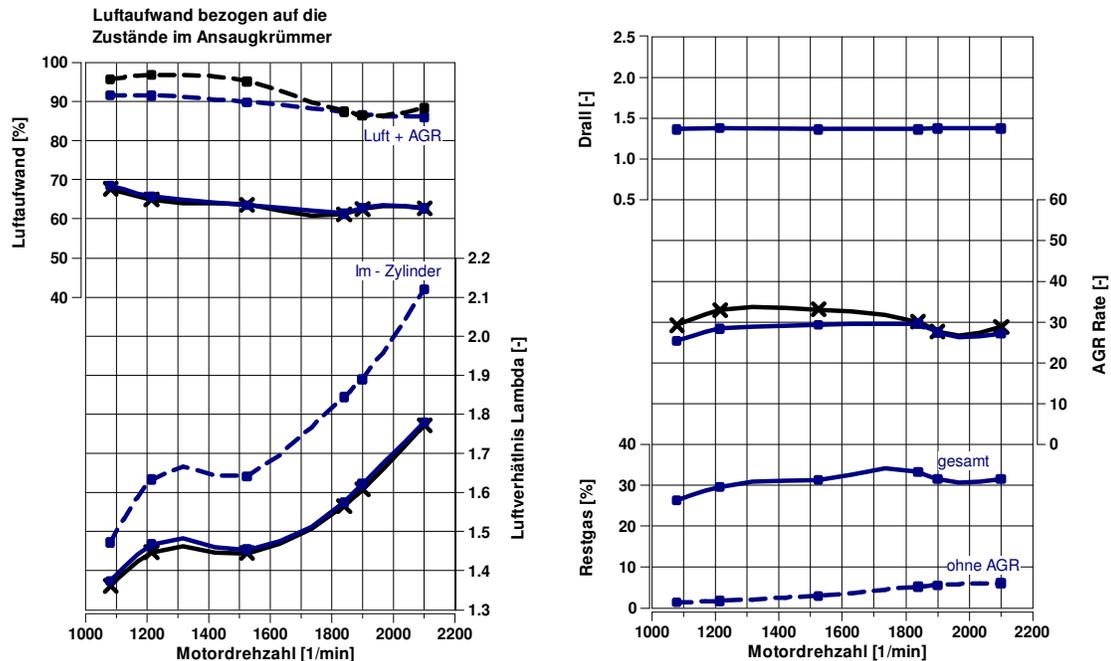


Abbildung 5.3: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

Abbildung 5.4 zeigt den maximale Zünddruck, die Verbrennungslage, den resultierenden Reibmitteldruck und die Ladungswechselarbeit (Pumpverlust). Der maximale Zünddruck des Motors beträgt 190 bar bei 1900 1/min und liegt damit 10 bar unter dem Spitzendrucklimit des Motors. Die Verbrennungslage ist bei 5, 50 und 90 Prozent umgesetzten Kraftstoff dargestellt.

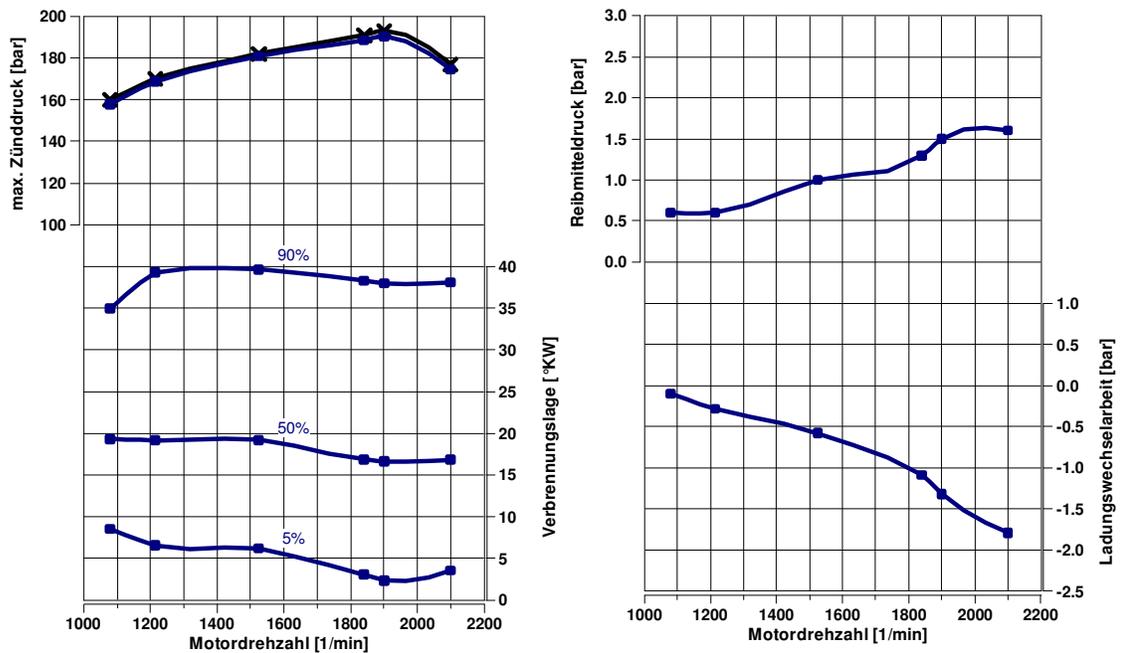


Abbildung 5.4: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselarbeit

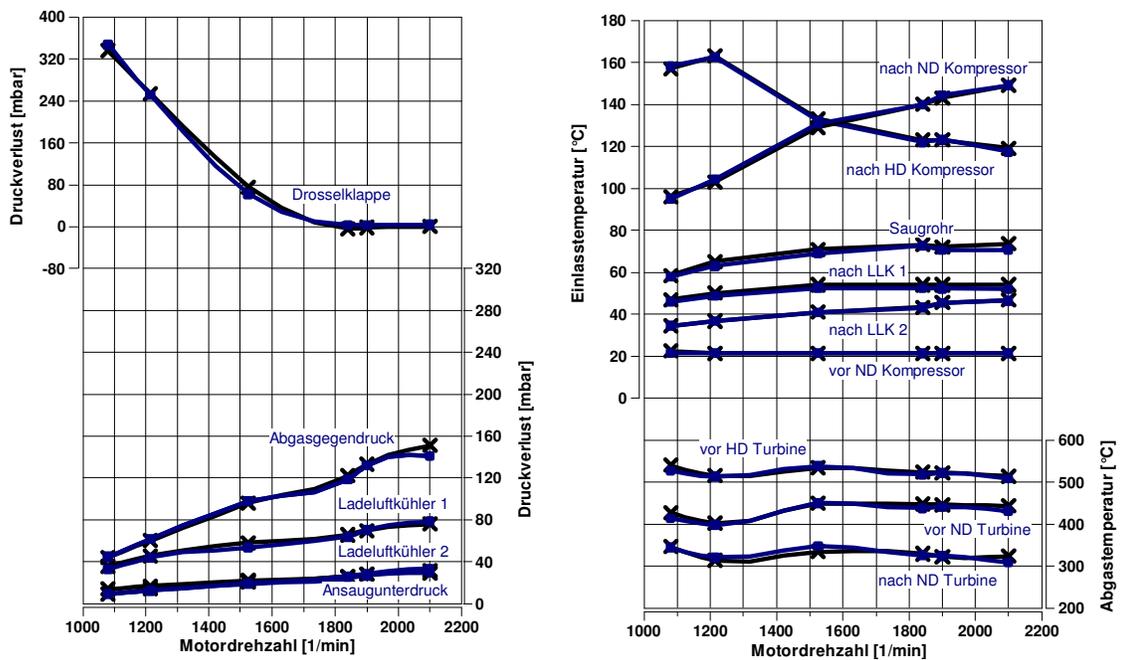


Abbildung 5.5: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

Abbildung 5.5 zeigt einen Vergleich der Druckverluste über die Drosselklappe, den Luftfilter, die Ladeluftkühler und das Auspuffsystem. Um die benötigten AGR-Raten bei den Drehzahlen unter 1500 Umdrehungen / Minute zu generieren wird bereits androsselt, wie aus dem Druckverlust über die Drosselklappe ersichtlich wird. Weiters sind in Abbildung 5.5 die Temperaturen im Einlasstrakt vor ND-Kompressor, nach dem ersten Ladeluftkühler, nach dem zweiten Ladeluftkühler, im Saugrohr, nach HD-Kompressor und nach ND Kompressor dargestellt. Auf einer weiteren Achse sind die Abgastemperaturen vor HD-Turbine, vor und nach ND-Turbine in Abbildung 5.5 aufgetragen.

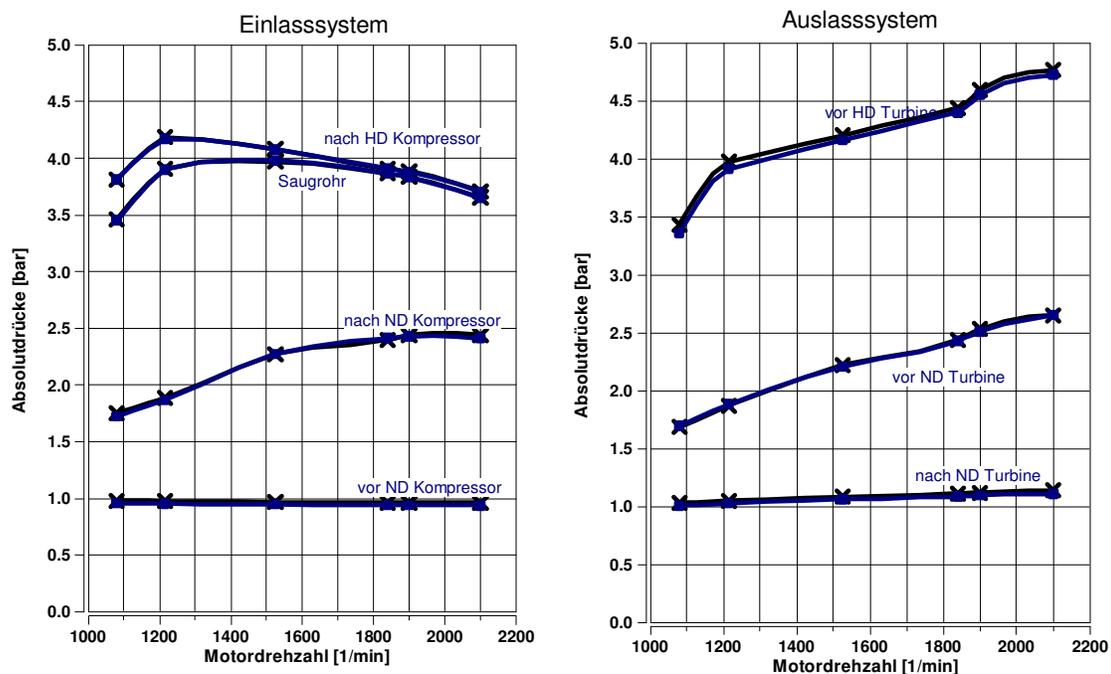


Abbildung 5.6: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

Die Absolutdrücke im Einlasstrakt vor und nach ND-Kompressor, nach HD-Kompressor und im Saugrohr sind in Abbildung 5.6 im ersten Diagramm ersichtlich. Die Absolutdrücke vor HD-Turbine, vor und nach ND-Turbine sind im zweiten Diagramm in Abbildung 5.6 zu sehen. In Abbildung 5.7 sind die Turboladerwirkungsgrade der Hochdruck- und Niederdruckstufe dargestellt. Dabei sind jeweils der Gesamtwirkungsgrad sowie der Kompressor- und Turbinenwirkungsgrad separat aufgetragen.

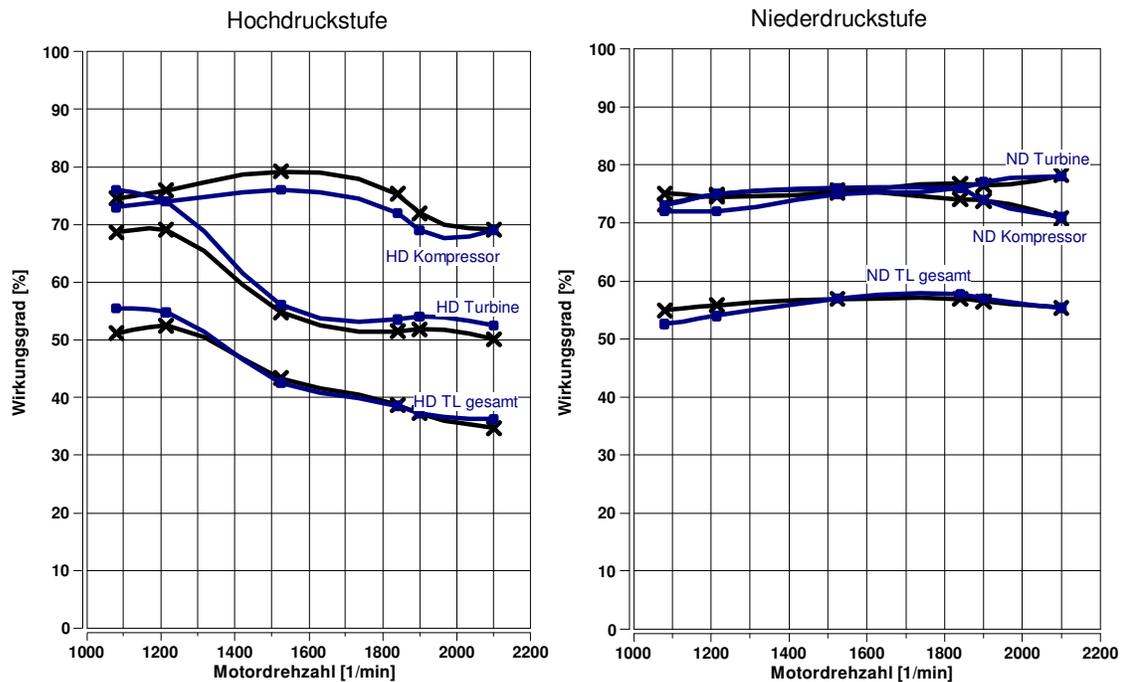


Abbildung 5.7: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

In Abbildung 5.8 sind die Motorbetriebspunkte im Kompressor- und Turbinenkennfeld der Hochdruckstufe dargestellt. Die rot gestrichelte Linie im Turbinenkennfeld zeigt die Schlucklinie die sich am Prüfstand einstellt und die beim Modellabgleich vorgegeben wurde. Diese weicht deutlich von der Schlucklinie aus dem Kennfeld ab, was darauf schließen lässt, dass das vorhandene Turbinenkennfeld nicht mit der Turbine übereinstimmt. Es liegen nur die zwei Betriebspunkte der unteren Drehzahlen (1080, 1215 [1/min]) auf der Schlucklinie, da bei den höheren Drehzahlen ein Teil des Massenstroms über das Wastegate an der Turbine vorbeigeleitet wird. Dieser Massenstrom wird hier berücksichtigt, weshalb die eingetragenen Betriebspunkte von der Schlucklinie abweichen.

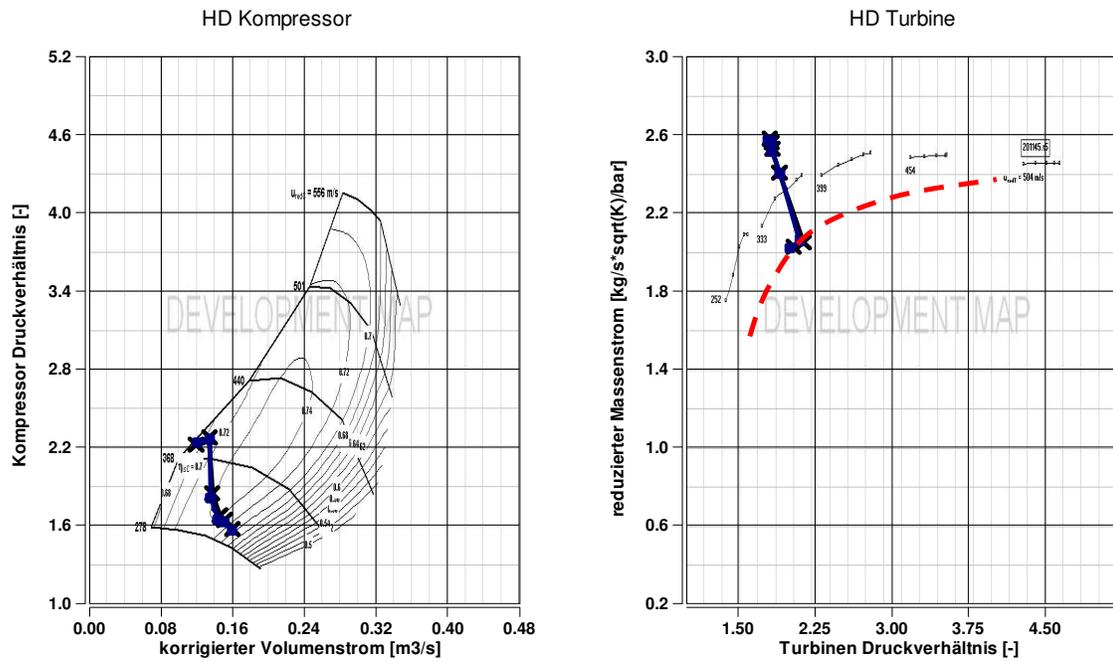


Abbildung 5.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

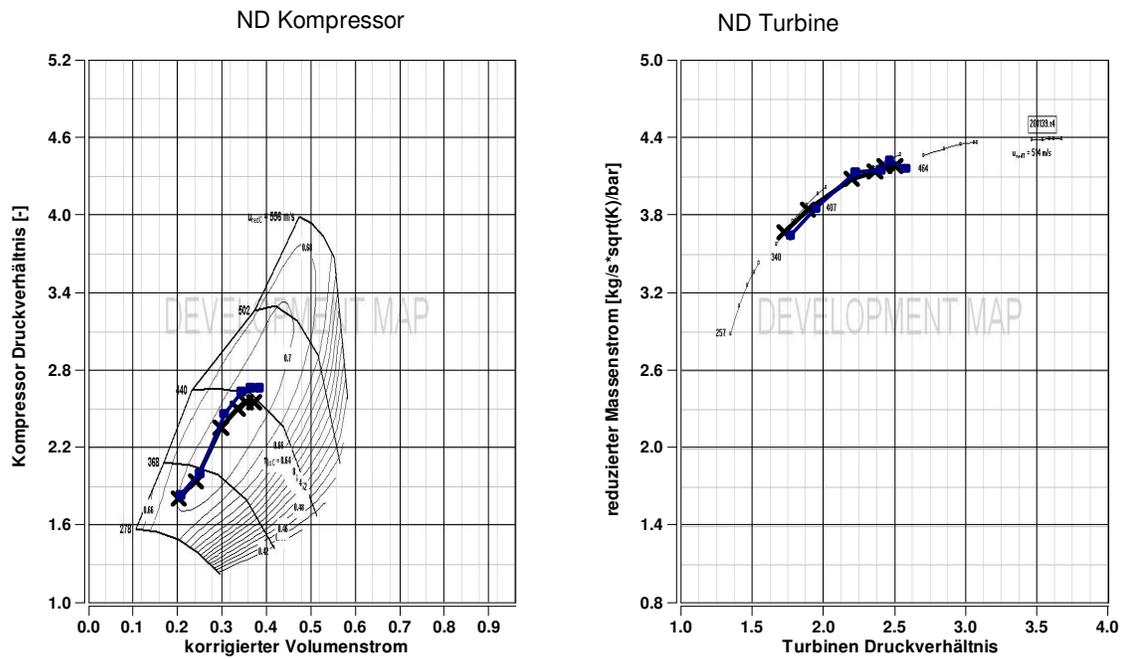


Abbildung 5.9: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

In Abbildung 5.9 sind die Motorbetriebspunkte im Kompressor- und Turbinenkennfeld der Niederdruckstufe aufgetragen. Die Betriebspunkte liegen im Kompressorkennfeld bei optimalen Wirkungsgraden und im Turbinenkennfeld gut auf der Schlucklinie. Abbildung 5.10 zeigt den Kraftstoff-, Ansaugluft und AGR-Massenstrom sowie die Einspritzmenge je Hub. Die Charakteristik des AGR-Massenstroms ergibt sich durch die Stellung der AGR-Klappe.

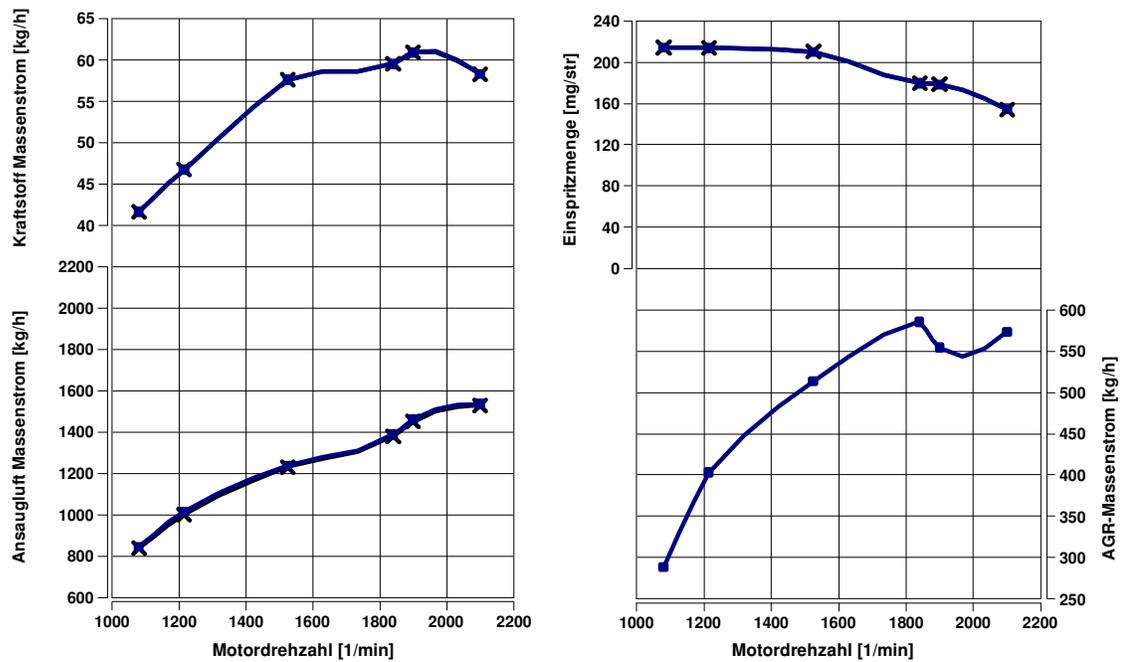


Abbildung 5.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

6. Berechnung der Varianten

6.1 Vorausrechnung mit Turboladerkennfelder

Im Folgenden wird ein Vergleich der Nachrechnung der Prüfstandsergebnisse mit einer Vorausrechnung, basierend auf den vom Hersteller gelieferten Turboladerkennfeldern, durchgeführt. Diese Vorausrechnung dient als Vergleichsgrundlage für die weiteren Simulationsergebnisse. Basierend auf der Nachrechnung werden im Berechnungsmodell die Schlucklinien und die Wirkungsgrade der Turbine sowie die Motorbetriebspunkte des Kompressors anhand der Kennfelder vom Hersteller vorgegeben. Abbildungen 6.1 bis 6.4 zeigen den Vergleich zwischen Nachrechnung und Vorausrechnung mit Turboladerkennfeldern.

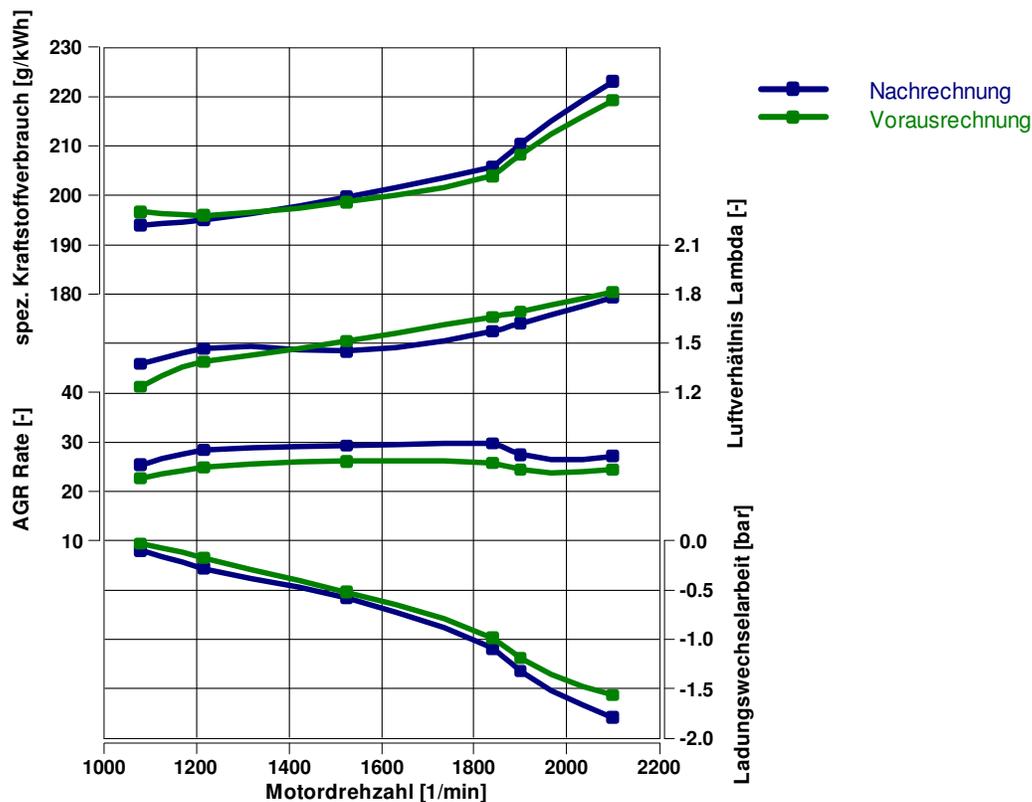


Abbildung 6.1: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

Wie schon aus den Ergebnissen im vorigen Kapitel erkennbar, weicht die gemessene Schlucklinie der Hochdruckturbinen deutlich von den Werten im Kennfeld ab, wie in Abbildung 6.3 zu sehen ist. Durch die höhere Schluckfähigkeit der Turbinen ergibt sich ein niedrigerer Abgasgegendruck in den Auslasskanälen. Abbildung 6.1. zeigt daher eine geringere Ladungswechselarbeit bei der Vorausrechnung und die AGR-Rate liegt im gesamten Drehzahlbereich um 2 bis 3% unter der Nachrechnung. In Abbildung 6.4 ist eine gute Übereinstimmung der gemessenen und der vorgegeben Kennlinien der Niederdruckstufe zu sehen. In Abbildung 6.2 sieht man den geringeren Ladedruck bei der Rechnung mit Kennfeldern aufgrund der größeren Turbinenschlucklinie der Hochdruckstufe. Im unteren Drehzahlbereich ist dieses Verhalten noch stärker zu erkennen. Weitere Ergebnisse dieses Vergleichs sind im Anhang B zu finden.

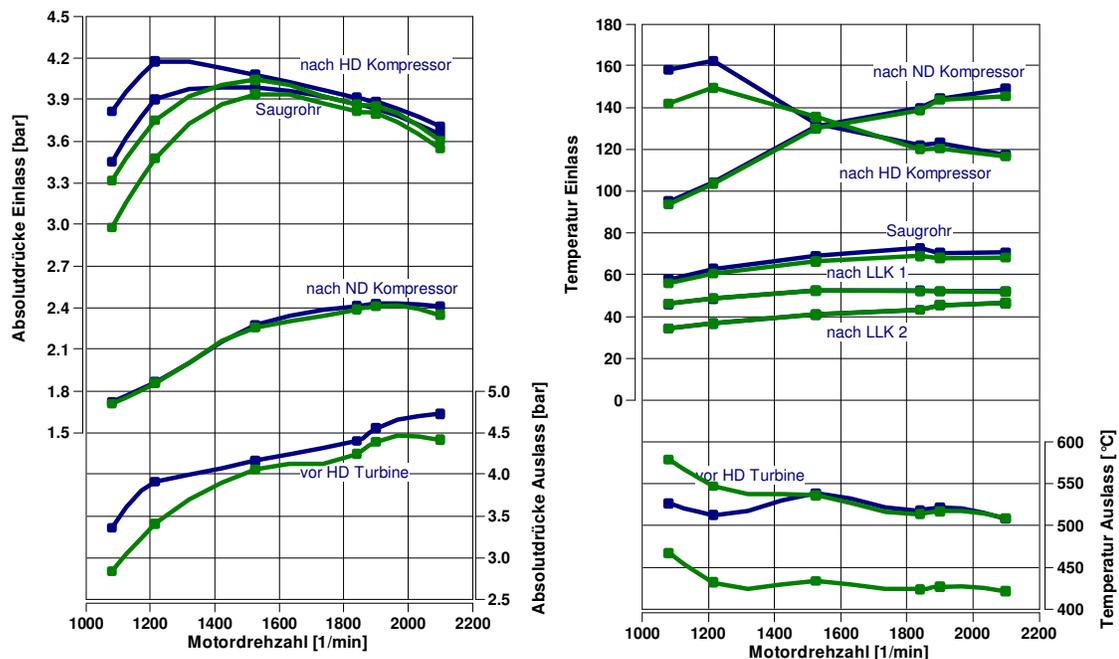


Abbildung 6.2: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: Drücke, Temperaturen

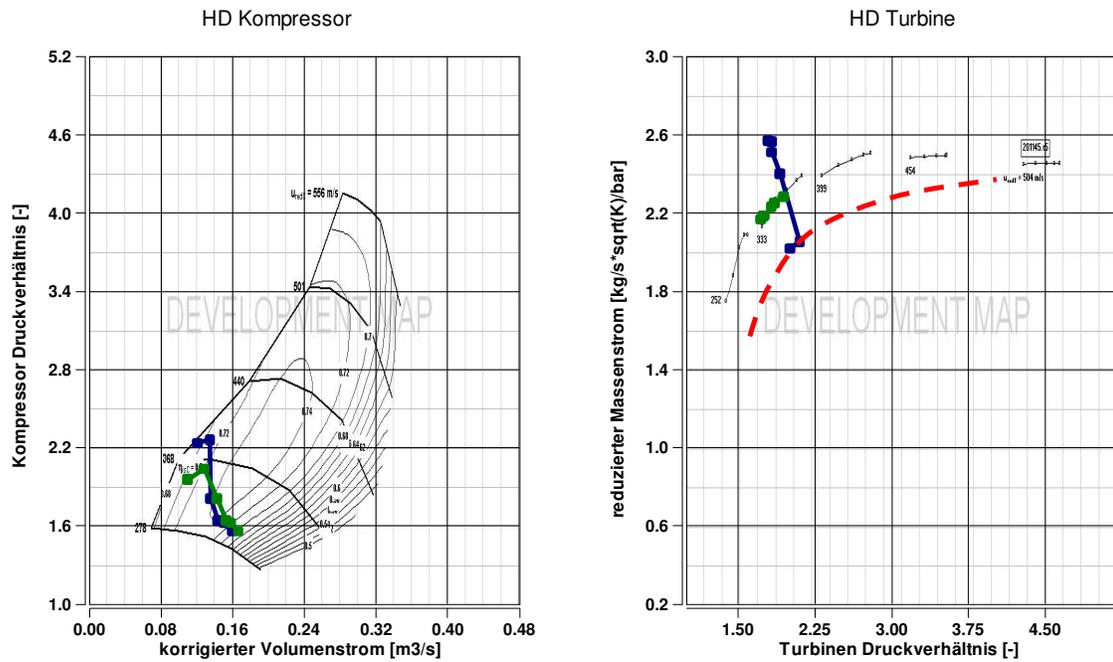


Abbildung 6.3: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: HD-ATL-Kennfelder

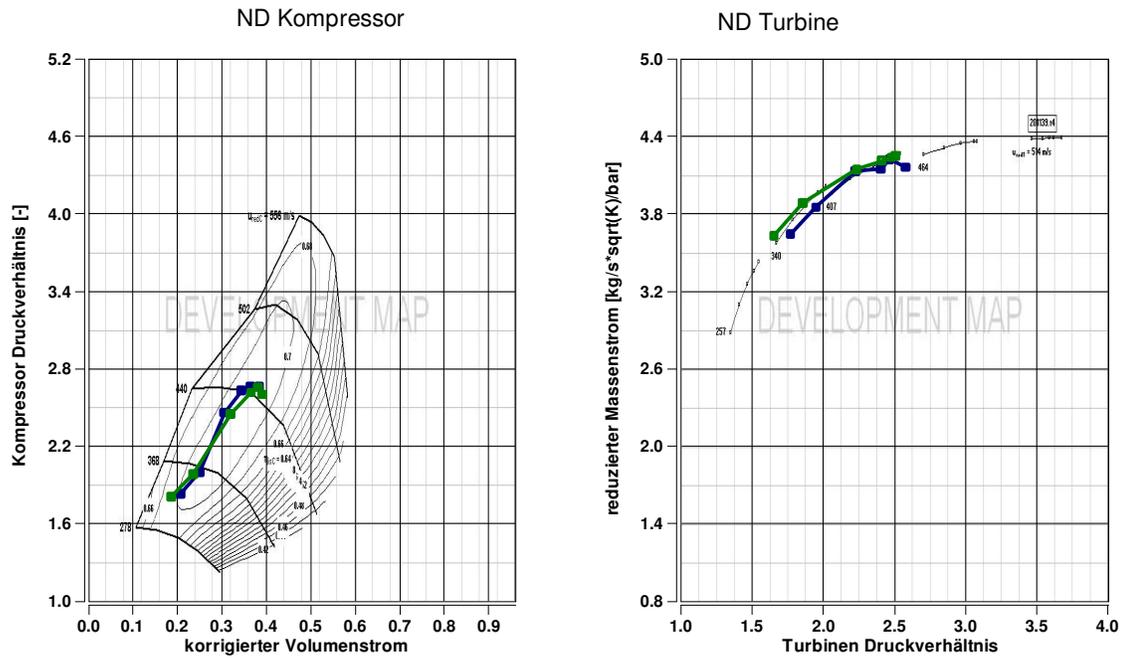


Abbildung 6.4: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: ND-ATL-Kennfelder

6.2 Modellierung der asymmetrischen Turbine auf der Hochdruckstufe

Ausgehend vom Basismodell wurde die Hochdruckstufe im BOOST Modell auf einen Turbolader mit asymmetrischer Turbine umgeändert. Die asymmetrische Hochdruckturbine wird zweiflutig angeströmt, dabei wird das Abgas für die AGR auf der kleineren Flut mit höherem Druck entnommen. In Abbildung 6.5 ist das Berechnungsmodell dargestellt.

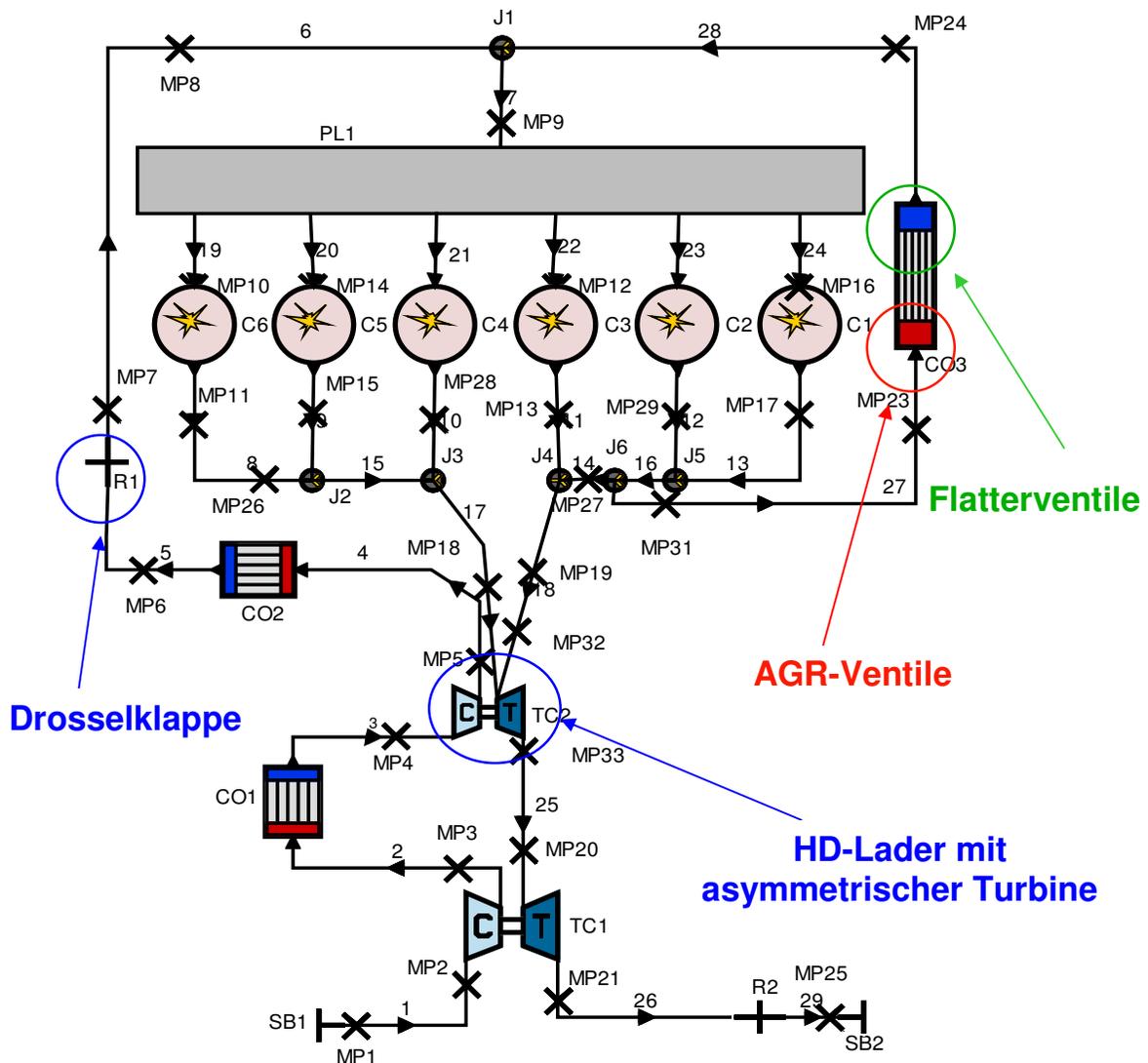


Abbildung 6.5: BOOST Modell mit asymmetrischer HD-Turbine

Dieses System ist kostengünstiger weil nur eine AGR-Flut benötigt wird. Durch den höheren Druck der AGR-Flut sollte kein Androsseln der Ansaugluft zur Generierung der AGR-Rate nötig sein, was einen Verbrauchsvorteil mit sich bringt. Die Flatterventile bleiben bei dieser Variante eingebaut.

Das Modell des Hochdruckturboladers entspricht der in Kapitel 4.2 beschriebenen Ausführung mit einem Asymmetrie-Verhältnis zwischen der großen und der kleinen Flut von 100% zu 65 % Querschnittsfläche.

Die asymmetrische Turbine der Hochdruckstufe wird, wie schon erwähnt, zweiflutig angeströmt, dabei führt Rohr 18 zur kleinen Flut und Rohr 17 zur großen Turbinenflut. Im Berechnungsmodell wird der Massenstrom über die Turbine durch ein internes Wastegate geregelt, welches bei beiden Fluten einen prozentualen Anteil entnimmt und an der Hochdruckturbine vorbeileitet. Bei tatsächlich ausgeführten Turboladern wird meist auf einer Flut der Massenstrom geregelt, es gibt aber durchaus die Möglichkeit auf beiden Fluten ein Wastegate zu installieren und zu regeln. Auf die Untersuchung der Wastegate-Strategie wird später näher eingegangen.

Das Abgas für die AGR wird vom Auslasskrümmer der ersten drei Zylinder entnommen und über Rohr 27 zum AGR-Kühler geleitet. Die Querschnittsfläche der AGR-Leitung entspricht der Summe der Querschnittsflächen von beiden AGR-Leitungen bei zweiflutigem AGR-System. Das Volumen des AGR-Kühlers CO3 ist bei gleichbleibender Länge ebenfalls gleich wie die Summe der Volumen von beiden AGR-Kühlern bei zweiflutigem AGR-System. Die Drosselklappe bleibt eingebaut, ist aber komplett offen wie an den Druckverlusten in Abbildung 6.8 zu sehen ist.

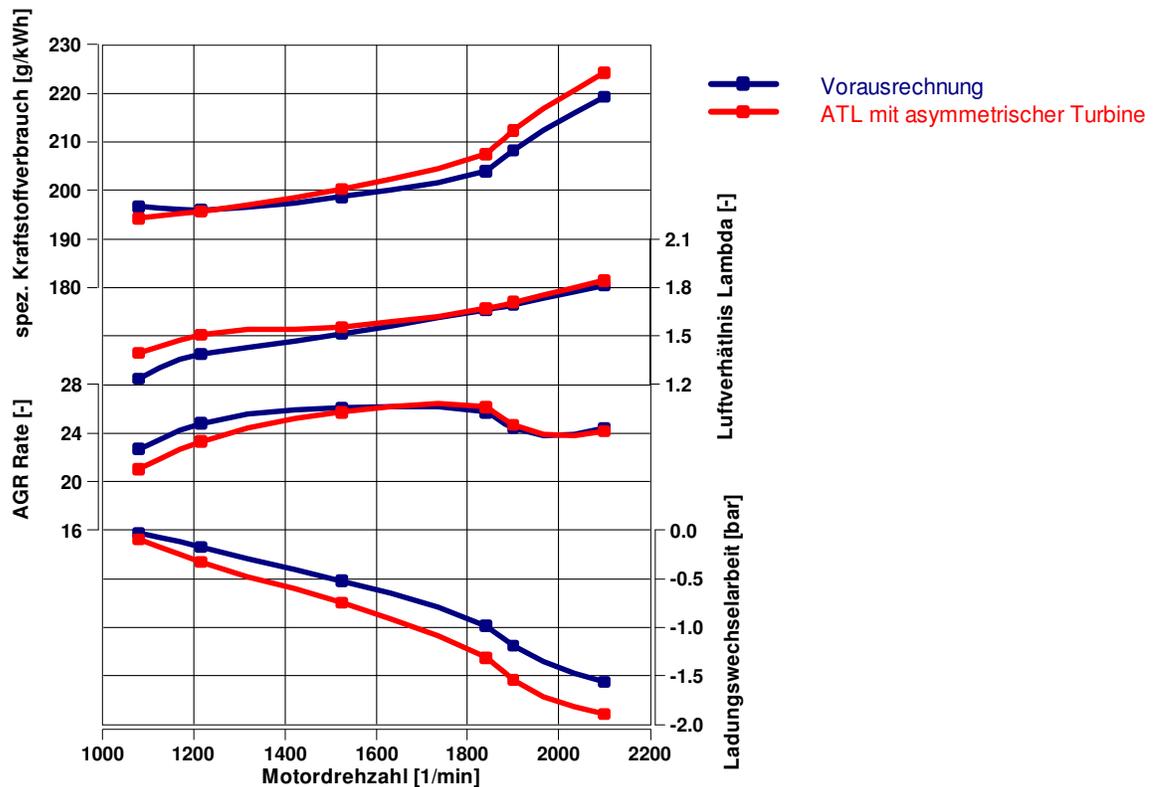


Abbildung 6.6: Basis – asymm. Turbine: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

In Abbildung 6.6 sieht man eine deutlich erhöhte Ladungswechselarbeit bei der Variante mit asymmetrischer Hochdruckturbinen, obwohl über den gesamten Drehzahlbereich nicht angedrosselt wird. Dies kann mit der erhöhten Ausschleubarbeit erklärt werden, worauf nachfolgend genauer eingegangen wird. Durch die höhere Ladungswechselarbeit ist der Verbrauch im oberen Drehzahlbereich um 5 g/kWh höher. Die AGR-Rate ist im unteren Drehzahlbereich unter dem Niveau der Basis Variante. Im unteren Drehzahlbereich wird nicht gedrosselt. Die Flatterventile werden aufgrund des einflutigen AGR-Systems nur mehr mit den Druckspitzen von drei Zylindern beaufschlagt, was zur reduzierten AGR-Rate führt.

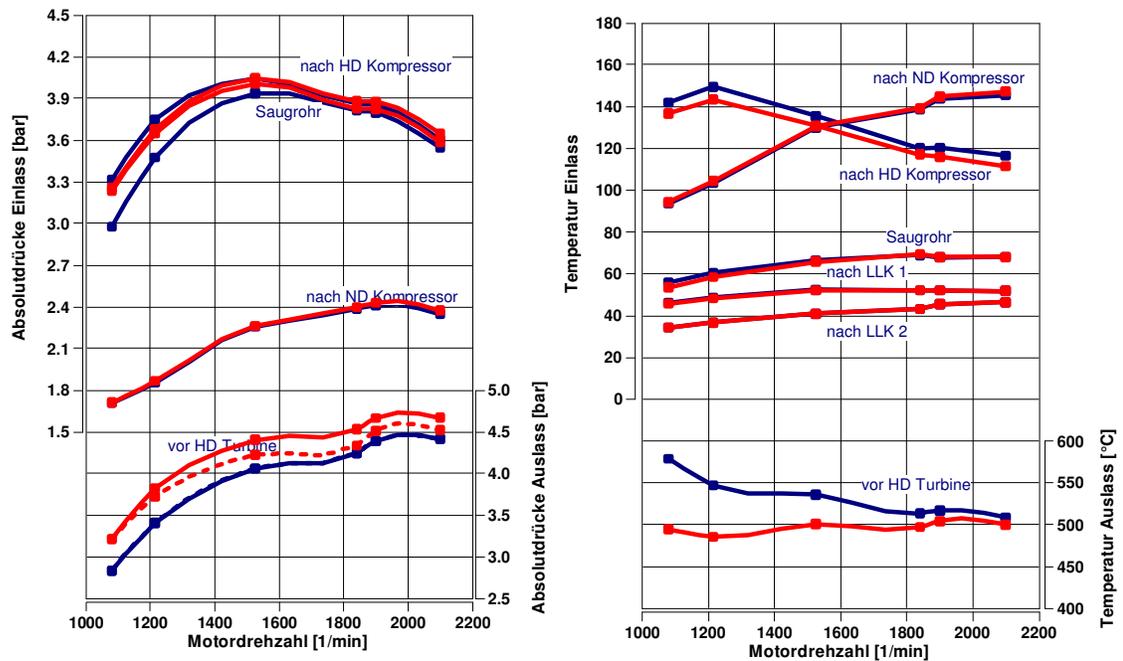


Abbildung 6.7: Basis – asymm. Turbine: Drücke, Temperaturen

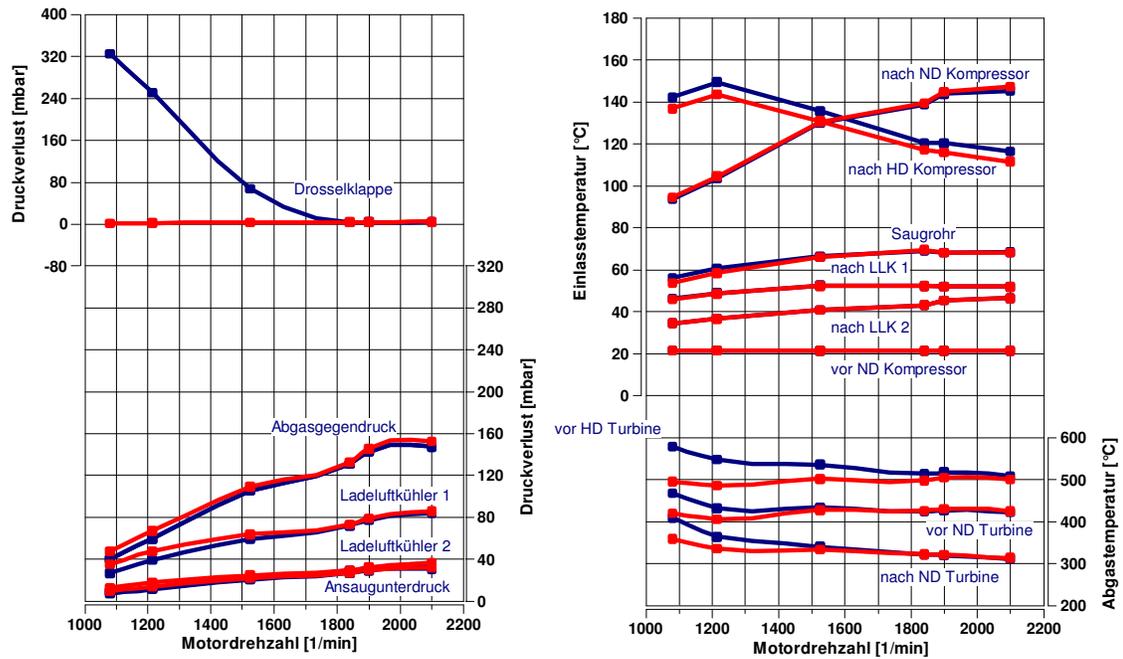


Abbildung 6.8: Basis – asymm. Turbine: Druckverluste, Temperaturen

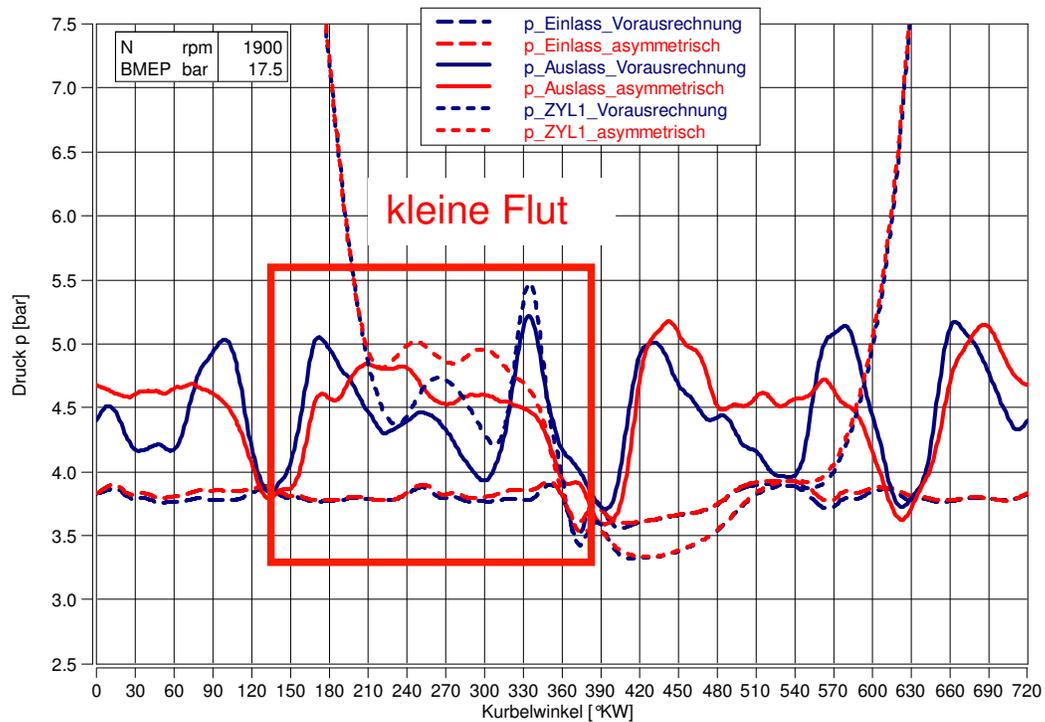


Abbildung 6.9: Basis – asymm. Turbine: Druckverläufe, Zylinder 1

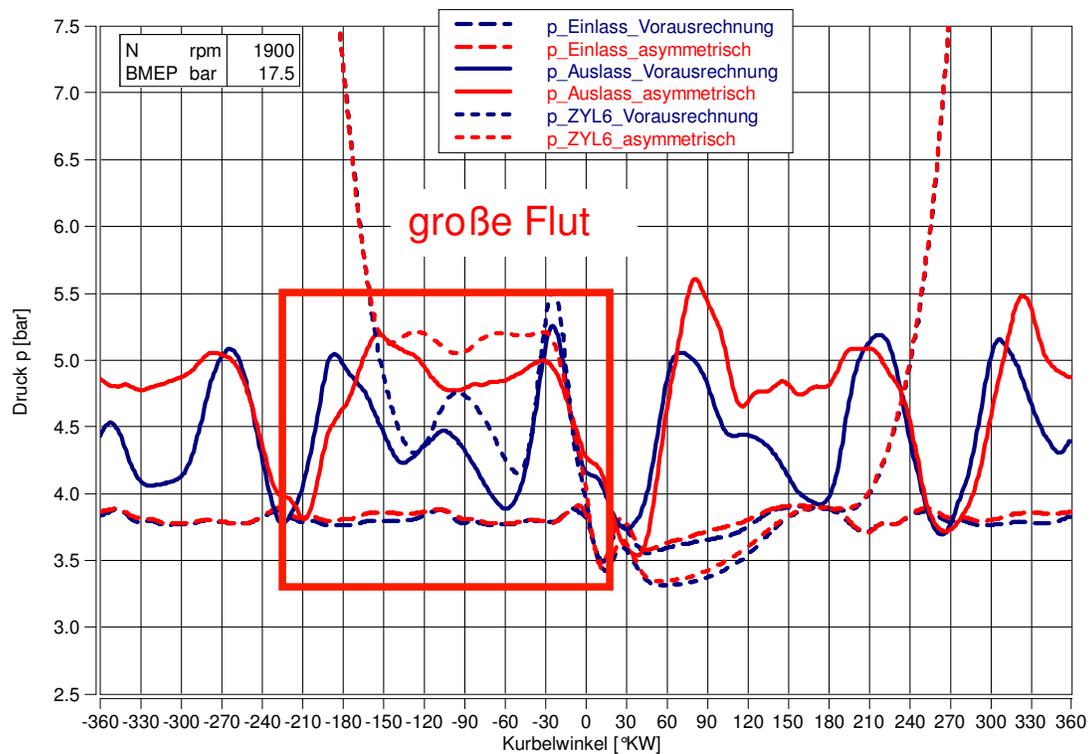


Abbildung 6.10: Basis – asymm. Turbine: Druckverläufe, Zylinder 6

In Abbildung 6.9 und 6.10 sieht man die Druckverläufe von Ein- und Auslass sowie den Zylinderdruckverlauf von Zylinder 1 und Zylinder 6. Die Druckverläufe sind kurbelwinkelaufgelöst bei 1900 Umdrehungen und 17,5 bar Mitteldruck dargestellt. Die eingezeichneten Fenster stellen den Bereich dar in dem die Auslassventile offen sind. Aus dem Vergleich der Druckverläufe beider Zylinder ist zu erkennen, dass bei der Variante mit asymmetrischer Turbine der Gegendruck deutlich höher ist, was zu einer deutlich höheren Ladungswechselerarbeit führt. Weiter Ergebnisse sind in Anhang C zu finden.

6.3 Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse

In folgendem Vergleich werden unterschiedliche Asymmetrie-Verhältnisse der Hochdruckturbine gerechnet und dargestellt. Dabei sollen die unterschiedlichen Auswirkungen auf AGR-Rate und Verbrauch untersucht und aufgezeigt werden. Die Wirkungsgrade des Turboladers bleiben konstant, nur die Querschnittsflächen der Fluten werden verändert. Tatsächlich werden die Wirkungsgrade mit Zunahme der Asymmetrie, laut Hersteller, schlechter. Es werden folgende vier Asymmetrie-Verhältnisse untersucht:

- 55% Querschnittsfläche der AGR-Flut zu 100% Querschnittsfläche der großen Flut ohne AGR-Abnahme
- 60% zu 100% Querschnittsverhältnis
- 65% zu 100% Querschnittsverhältnis (beschriebene Hardware-Variante)
- 70% zu 100% Querschnittsverhältnis

Die gesamte Querschnittsfläche mit der die Hochdruckturbine beaufschlagt wird bleibt dabei konstant.

In Abbildung 6.11 sieht man die erwartete Zunahme der AGR-Rate mit kleiner werdender Querschnittsfläche der AGR-Flut, weil der Druck in dieser ansteigt. Der Verbrauch bleibt dabei auf gleichem Niveau.

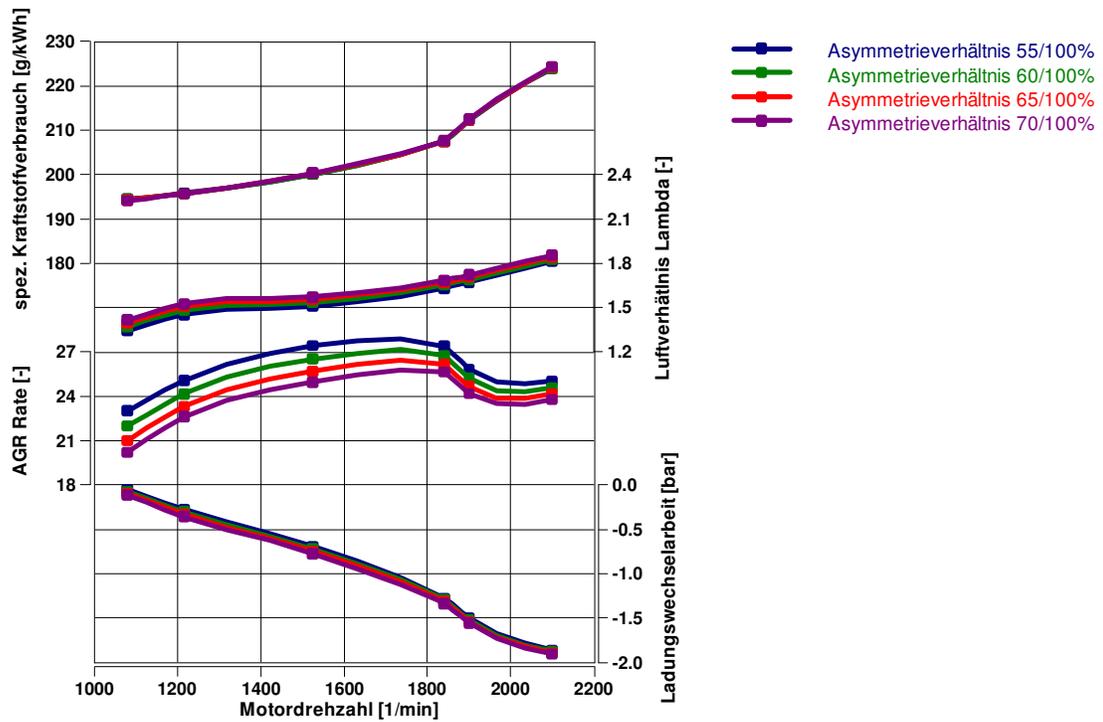


Abbildung 6.11: versch. Asymmetrie-Verhältnisse: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

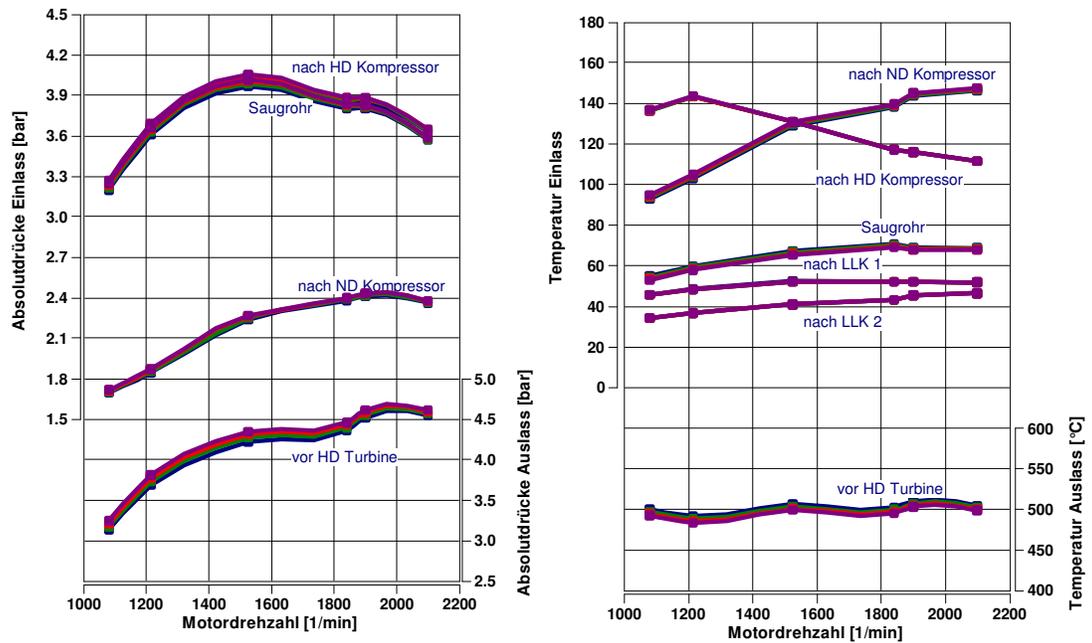


Abbildung 6.12: versch. Asymmetrie-Verhältnisse: Drücke und Temperaturen

In Abbildung 6.13 ist der Vergleich zwischen der Basis und 55 zu 100% Asymmetrie-Verhältnis dargestellt, da mit dieser Variante laut Abbildung 6.11 die höchste AGR-Rate erreicht wird. Mit diesem Asymmetrie-Verhältnis werden die gewünschten AGR-Raten im unteren Drehzahlbereich erreicht. Dabei muss beachtet werden, dass die tatsächlichen Wirkungsgrade mit Zunahme der Asymmetrie abnehmen. Die weiteren Ergebnisse der Untersuchung verschiedener Asymmetrie-Verhältnisse sind in Anhang D zu finden. Der vollständige Vergleich zwischen der Basis und dem 55 zu 100 % Asymmetrie-Verhältnis wird in Anhang E dargestellt.

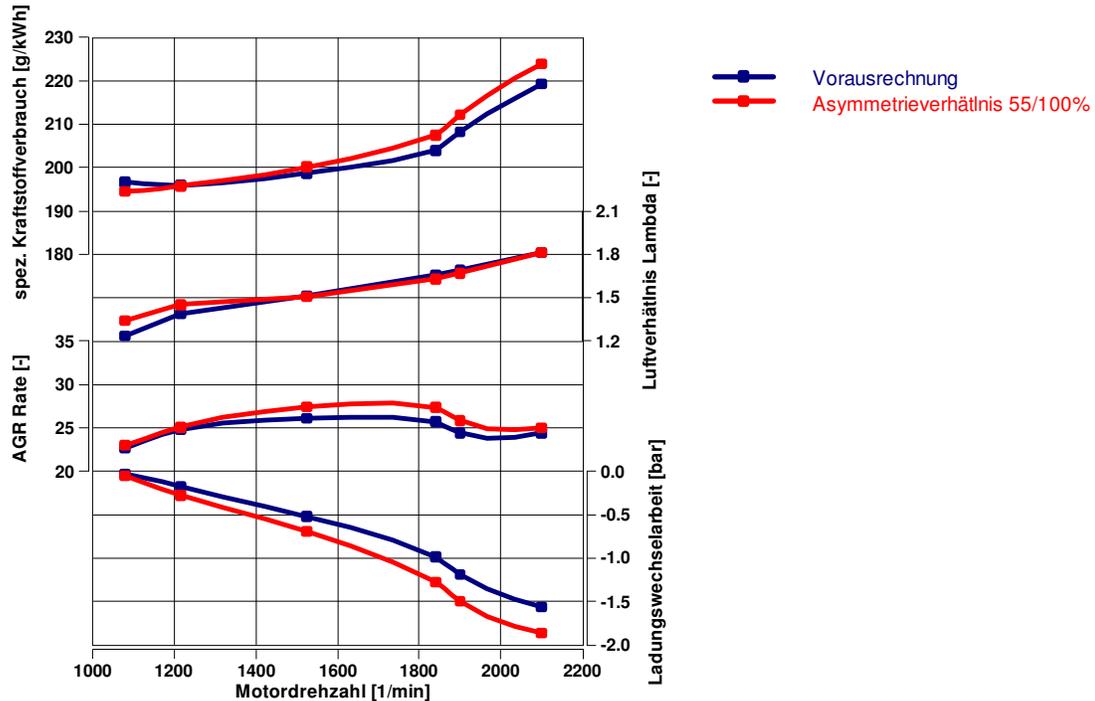


Abbildung 6.13: Basis – 55/100%: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

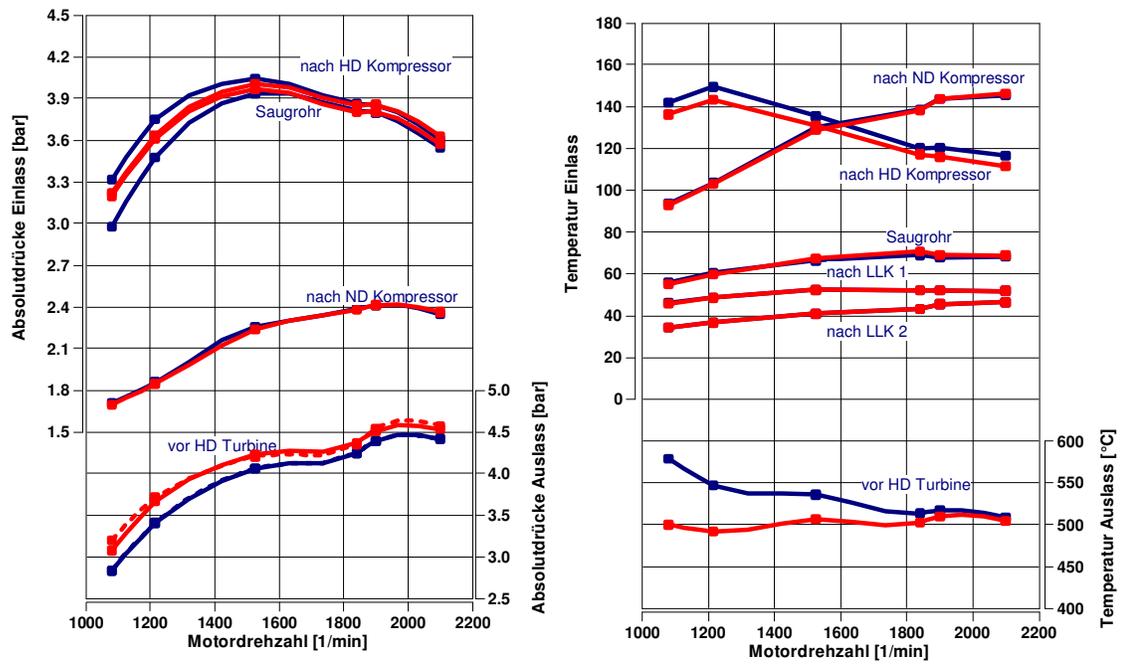


Abbildung 6.14: Basis – 55/100%: Temperaturen und Drücke

6.4 Wastegate Positionen

Die bisherigen Simulationen wurden mit internem Wastegate durchgeführt, das bedeutet dass auf beiden Fluten derselbe prozentuale Anteil entnommen wird. In Realität ist diese Regelung eher unüblich, meist wird nur der Massenstrom auf einer Flut durch einen Bypass geregelt. Diese Untersuchung soll die Unterschiede zwischen den beiden Möglichkeiten aufzeigen. In Abbildung 6.14 ist das Modell mit externem Wastegate auf der kleinen Flut dargestellt. Dabei ist zu beachten, dass dies die gleiche Flut ist an der AGR entnommen wird. Der Regler R3 stellt das Bypassventil dar. Das Modell mit externem Wastegate auf der großen Flut wird in Abbildung 6.15 gezeigt.

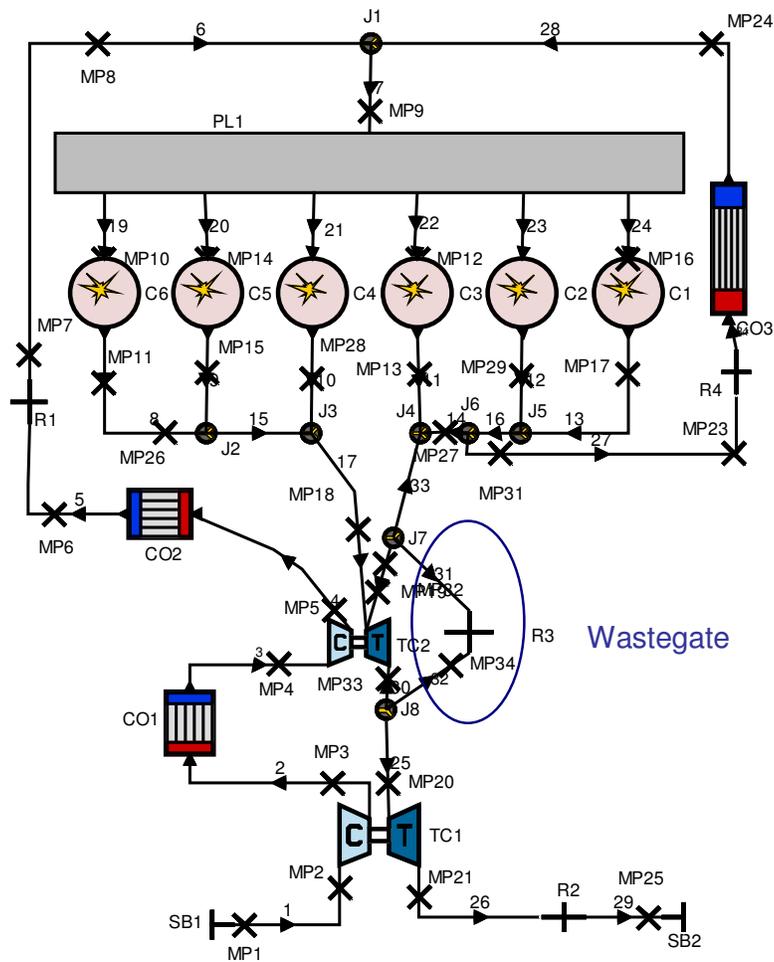


Abbildung 6.15: BOOST Modell mit externem Wastegate auf der AGR-Flut

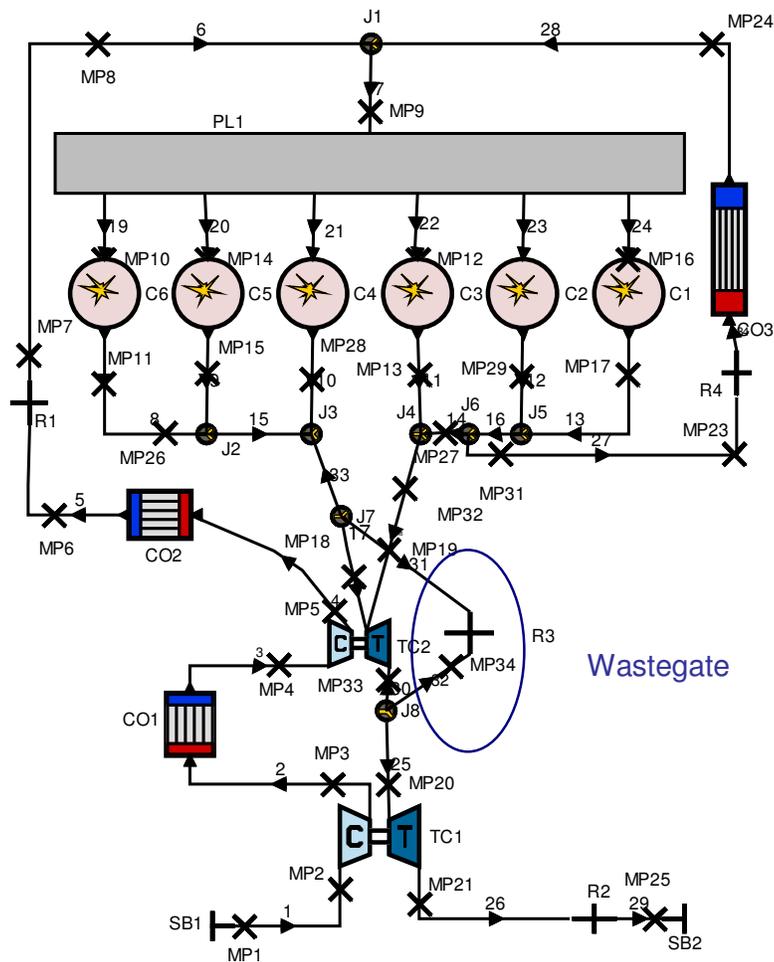


Abbildung 6.16: BOOST Modell mit externem Wastegate auf der großen Flut

In Abbildung 6.17 ist zu erkennen, dass beide Varianten beim Verbrauch auf gleichem Niveau liegen. Wird das Wastegate auf der kleinen Flut installiert, kann bei mittleren Drehzahlen die gewünschte AGR-Rate nicht erreicht werden, weil der Ladedruck eingeregelt wird. Bei niedrigen Drehzahlen wird kein Massenstrom über den Bypass umgeleitet und die AGR-Rate erreicht. Abbildung 6.18 zeigt die unterschiedliche Druckaufteilung in den Fluten, die gestrichelte Linie ist der Druck in der kleinen Flut. Bei Positionierung des Wastegates auf der kleinen Flut ist die Druckaufteilung symmetrischer, bei umgekehrter Anbringung steigt der Auslassdruck in der kleinen Flut auf über fünf bar absolut an. Die weiteren Ergebnisse des Vergleichs unterschiedlicher Wastegate-Positionen sind in Anhang F dargestellt.

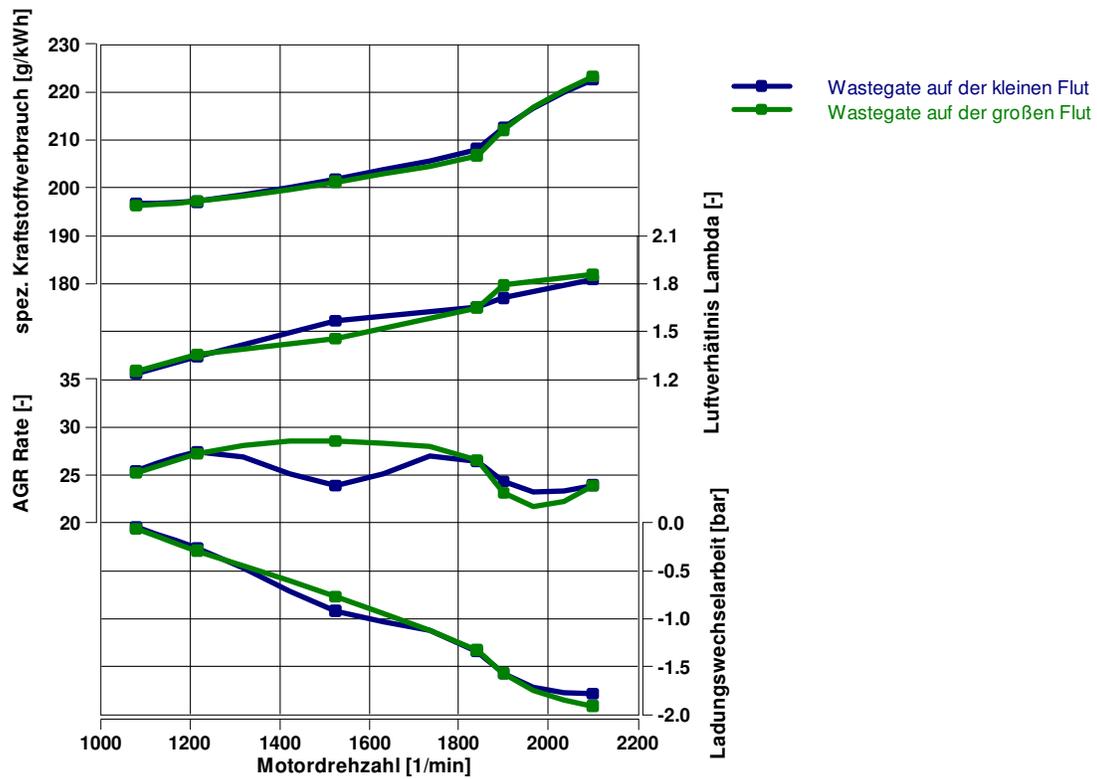


Abbildung 6.17: Vergleich untersch. Wastegate-Positionen: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

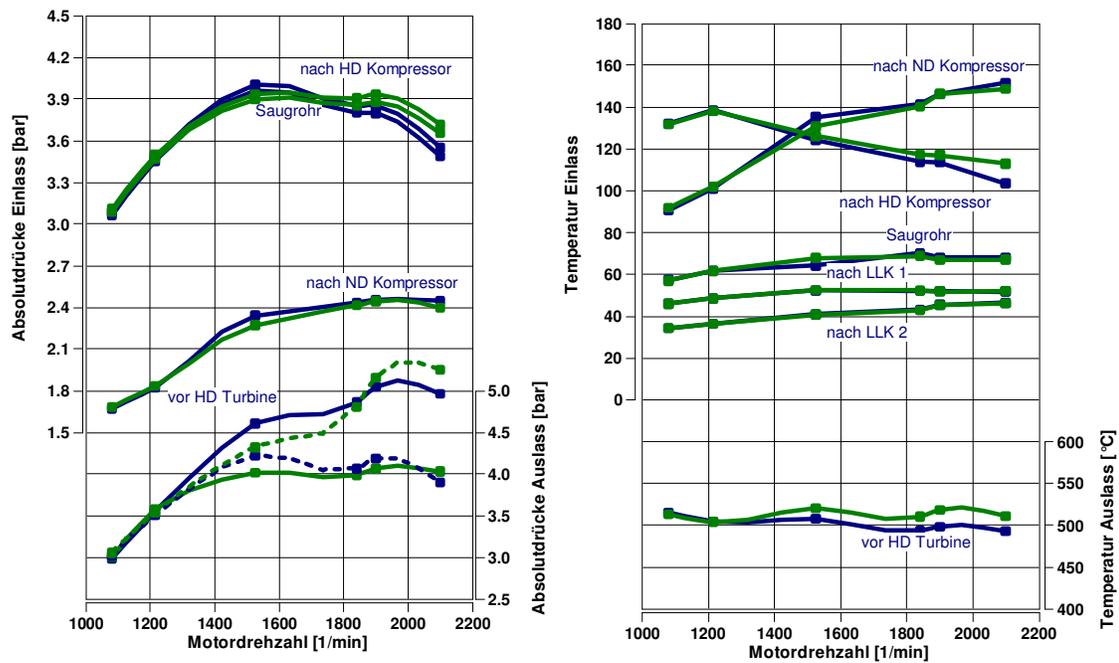


Abbildung 6.18: Vergleich unterschiedlicher Wastegate-Positionen: Drücke und Temp.

6.5 Auswirkung der Flatterventile

Wie schon in Kapitel 2.1 beschrieben sind Flatterventile eine Möglichkeit um die Druckspitzen im Auslasstrakt zur AGR-Generierung zu nutzen. Diese Untersuchung soll zeigen ob auch ohne Flatterventile die geforderten AGR-Raten erreicht werden können. Der Verzicht auf die Flatterventile würde Kosten einsparen und Vorteile bei der Dauerhaltbarkeit bringen. In diesem Vergleich sind die Simulationsergebnisse einmal mit und einmal ohne Flatterventile dargestellt. In der Berechnung werden die Flatterventile als ideales Rückschlagventil dargestellt, welches in den AGR-Kühler integriert ist.

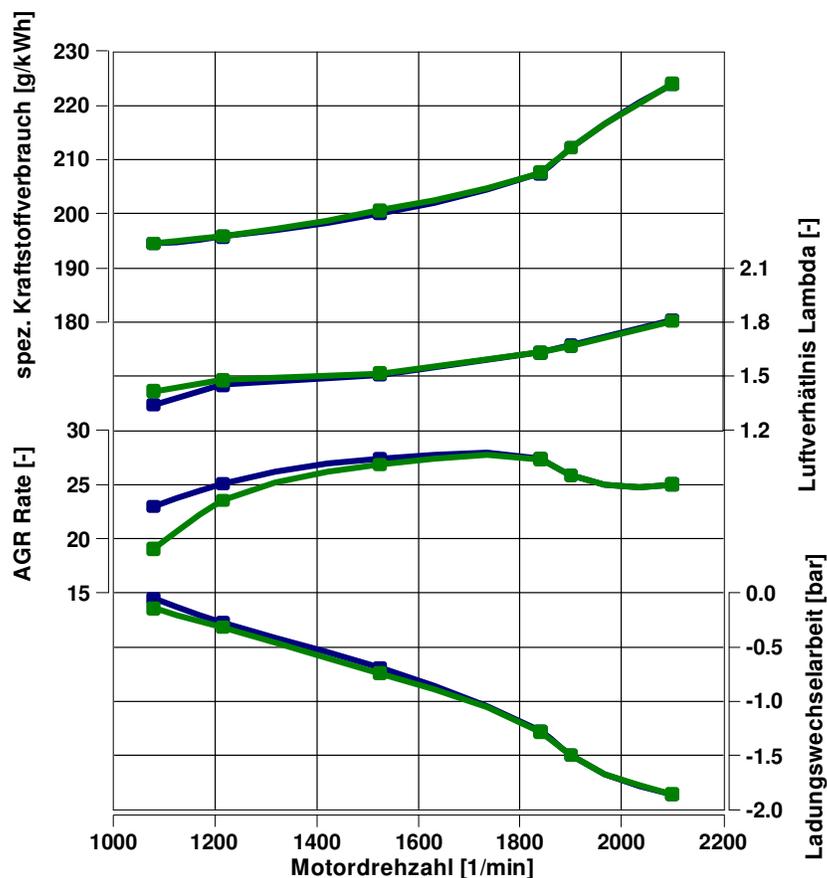


Abbildung 6.19: Auswirkung der Flatterventile: b_e , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit

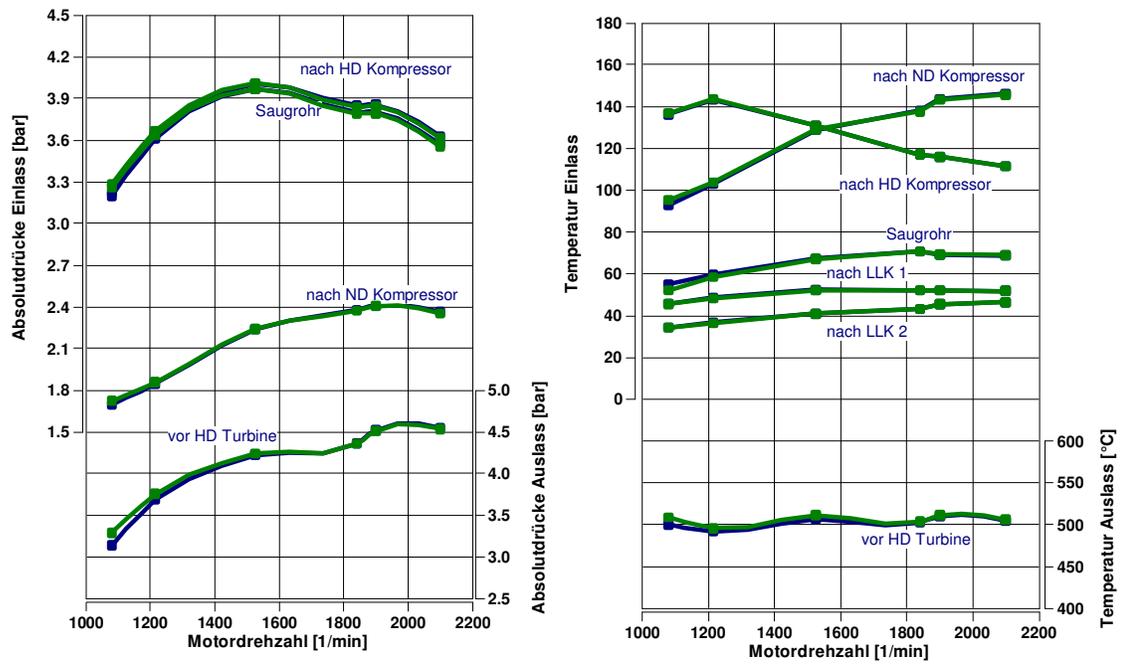


Abbildung 6.20: Auswirkung der Flatterventile: Drücke und Temperaturen

Das benötigte AGR-Niveau wird bei niederen Drehzahlen nicht erreicht, wie in Abbildung 6.19 zu sehen ist. Bei 1080 Umdrehungen / Minute ist die AGR-Rate 4 % unter der Basis. Weitere Ergebnisse dieses Vergleichs sind in Anhang G zu finden.

7. Zusammenfassung der Ergebnisse

Im Zuge der Diplomarbeit wurde das Potential einer asymmetrischen Turbine zur AGR-Generierung untersucht. Als Hardware stand eine Turbine mit einem Asymmetrie-Verhältnis von 65/100% zur Verfügung.

Für die Untersuchungen wurde der bestehende zweistufig aufgeladene Motor als Simulationsmodell parametrisiert und eine gute Übereinstimmung zwischen Rechen- und Messergebnisse dargestellt. Die gemessenen hohen AGR-Raten konnten durch das Modell nicht bestätigt werden und werden auf Messungenauigkeiten aufgrund ungleicher Verteilung des AGR im Einlasssammler zurückgeführt. Auch ergibt sich eine niedrigere Schluckfähigkeit der verwendeten Hochdruckturbine im Vergleich des vom Hersteller gelieferten Kennfeldes. Als Basis für die folgenden Vergleiche wurde die Simulation anhand dieser Kennfelder durchgeführt. Zur Bestimmung des Einflusses der asymmetrischen Turbine wurde die Simulation mit den vom Hersteller zur Verfügung gestellten Kennfeldern berechnet. Dabei wurde das zweiflutige AGR-System durch ein einflutiges System ersetzt.

Die Ergebnisse mit dem Asymmetrie-Verhältnis von 65/100% und einflutigem AGR-System zeigten kein ausreichendes Potential, die gewünschten AGR-Mengen bei niedrigen Drehzahlen ohne Einlassdrosselung bereitstellen zu können, auch bei zusätzlicher Verwendung von Flatterventilen. Dies ist jedoch mit einem Asymmetrie-Verhältnis von 55/100% möglich, wobei sich im oberen Drehzahlbereich ein Kraftstoffverbrauchsachteil ergibt. Auf die Flatterventile kann jedoch auch in dieser Konfiguration nicht verzichtet werden, um die gewünschten AGR-Raten bei niedrigen Drehzahlen aufbringen zu können.

Die Berechnungen wurden unter der Randbedingung durchgeführt, dass der Wastegate-Massenstrom auf beide Fluten aufgeteilt wurde. Würde das Wastegate nur der kleinen Flut Massenstrom entnehmen, wirkt sich das für mehrere Betriebspunkte nachteilig auf die erreichbare AGR-Menge aus und würde die AGR-Regelung erschweren.

Zusammengefasst kann man feststellen, dass mit dem zur Verfügung stehenden Turbolader mit asymmetrischer Turbine die gewünschten AGR-Raten mit einflutiger

AGR und ohne Drosselung nicht erreicht werden, dies jedoch mit einem höheren Asymmetrie-Verhältnis möglich ist. Auf die Flatterventile kann nicht verzichtet werden, auch ergibt sich mit dem bestehenden Konzept ein Verbrauchsnachteil bei höheren Drehzahlen. Die beschriebenen Nachteile dürften jedoch mit einem besser abgestimmten Turbolader vermeidbar sein.

Literaturverzeichnis

[1] AVL List GmbH: Emmision Report

[2] Hiereth H.; Prenninger P.: „Aufladung der Verbrennungskraftmaschine, Der Fahrzeugantrieb“, 1.Auflage, 2003, Wien, Springer-Verlag

[3] Sams T., Theißl H., Daum St., Glensvig M., Csató J.: „Möglichkeiten und Grenzen der Low-Nox Dieselerbrennung im Hinblick auf EURO 6“. 11.Tagung: „Der Arbeitsprozess des Verbrennungskraftmotors“ 2007, Graz

[4] Lösing K., Lutz R.: „Einhaltung zukünftiger Emissionsvorschriften durch gekühlte Abgasrückführung“, MTZ 7/8 1999

[5] Christmann R., Schmalzl H.P., Schmitt F., Schwarz A.: „Zweistufige geregelte Aufladung für Pkw- und Nfz- Motoren“, MTZ 1/2005

[6] Dreisbach R., Graf G., Kreuzig G., Theissl H., Pfahl U.: “HD Base Engine Development to Meet Future Emission and Power Density Challenges of a DDI TM Engine”, 2007 SAE International

[7] Mayer M.: Abgasturbolader. Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie. Fünfte Auflage 2003

[8] Skopil M. A.: Moderne Turboaufladung. Grundlagen der Aufladetechnik für Diesel- und Ottomotoren. 2. Auflage 2007

[9] Hribernik A.: The potential of high- and low-pressure exhaust gas recirculation. I Mech E 2002

[10] Hohegger W., Hrauda G., Prenninger P., Seitz H. F.: Effect of various EGR systems on HDT- turbocharging. I Mech E 2002

[11] Kolbenschmidt Pierburg Group, „Abgasklappen – zur Schadstoffreduzierung und Komfortsteigerung“

[12] Moser F.X., Dreisbach R, Hülser H, Sams T.: “Transient Operation in Different Heavy Duty Test Cycles as a Special Challenge in the Future”, JSAE Annual Congress 2007

[13] AVL List GmbH: AVL BOOST User’s Guide V5.0, Graz, Oktober
(Dokumentnummer 01.0105.0500, Revision K)

[14] Eichlseder H.: Skriptum Verbrennungskraftmaschinen - Vertiefte Ausbildung.
Februar 2005

[15] Chebli E., Müller M., Leweux J., Gorbach A.: „Entwicklung eines Abgasturboladers für die schweren NFZ-Motoren von Daimler“, MTZ, 02/2013

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Zusammenhang zwischen NO _x und AGR unter Vollastbedingungen [6].....	4
Abbildung 2.2: AGR-NO _x -Temperatur-Abhängigkeit bei Senkung der Ladungstemp. um 10 °C [6].....	6
Abbildung 2.3: Hochdruck-AGR System	7
Abbildung 2.4: Positionen des AGR-Ventils	8
Abbildung 2.5: Flatterventile [11].....	9
Abbildung 2.6: Abgasturboaufladung mit asymmetrischer Turbine	10
Abbildung 2.7: Schnitt eines Turboladers mit asymmetrischer Turbine [15]	10
Abbildung 2.8: Niederdruck-AGR	11
Abbildung 2.9: Zusammenhang von Lambda und Russ [6]	12
Abbildung 2.10: einstufige Aufladung mit VTG-Lader.....	13
Abbildung 2.11: Leitschaufeln eines VTG-Laders [7].....	14
Abbildung 2.12: Turbo-Compound mit mechanischer Rückspeisung in den Motor	15
Abbildung 2.13: zweistufige Aufladung.....	17
Abbildung 2.14: Vollastbetriebspunkte im Verdichterkennfeld der Niederdruckstufe	18
Abbildung 2.15: Vollastbetriebspunkte im Verdichterkennfeld der Hochdruckstufe	19
Abbildung 2.16: dynamisches Verhalten [12].....	20
Abbildung 2.17: Rauchspitzen im dynamischen Betrieb [12]	21
Abbildung 4.1: Prinzip der asymmetrischen Turbine	34
Abbildung 4.2: Schlucklinie der Turbine	35
Abbildung 4.3: Kompressorkennfeld mit Betriebspunkten	35
Abbildung 5.1: Basismodell Layout	37
Abbildung 5.2: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung	41
Abbildung 5.3: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas	42
Abbildung 5.4: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerarbeit.....	43
Abbildung 5.5: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen	43
Abbildung 5.6: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem.....	44
Abbildung 5.7: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe.....	45
Abbildung 5.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	46
Abbildung 5.9: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe.....	46
Abbildung 5.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge.....	47
Abbildung 6.1: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: be, λ, AGR-Rate, Ladungswechselerarbeit.....	48
Abbildung 6.2: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: Drücke, Temperaturen	49
Abbildung 6.3: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: HD-ATL-Kennfelder.	50
Abbildung 6.4: Vergleich Nachrechnung – Vorausrechnung: ND-ATL-Kennfelder.	50
Abbildung 6.5: BOOST Modell mit asymmetrischer HD-Turbine	51
Abbildung 6.6: Basis – asymm. Turbine: be, λ, AGR-Rate, Ladungswechselerarbeit	53
Abbildung 6.7: Basis – asymm. Turbine: Drücke, Temperaturen	54
Abbildung 6.8: Basis – asymm. Turbine: Druckverluste, Temperaturen.....	54
Abbildung 6.9: Basis – asymm. Turbine: Druckverläufe, Zylinder 1	55

Abbildung 6.10: Basis – asymm. Turbine: Druckverläufe, Zylinder 6	55
Abbildung 6.11: versch. Asymmetrie-Verhältnisse: be , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit.....	58
Abbildung 6.12: versch. Asymmetrie-Verhältnisse: Drücke und Temperaturen.....	58
Abbildung 6.13: Basis – 55/100%: be , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit.....	59
Abbildung 6.14: Basis – 55/100%: Temperaturen und Drücke	60
Abbildung 6.15: BOOST Modell mit externem Wastegate auf der AGR-Flut.....	61
Abbildung 6.16: BOOST Modell mit externem Wastegate auf der großen Flut	62
Abbildung 6.17: Vergleich untersch. Wastegate-Positionen: be , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit.....	63
Abbildung 6.18: Vergleich unterschiedlicher Wastegate-Positionen: Drücke und Temp.	63
Abbildung 6.19: Auswirkung der Flatterventile: be , λ , AGR-Rate, Ladungswechselarbeit.....	64
Abbildung 6.20: Auswirkung der Flatterventile: Drücke und Temperaturen.....	65

Anhang A – Eingabe Daten

Abbildung A.1: Brennverlauf 2100 [1/min]	75
Abbildung A.2: Brennverlauf 1900 [1/min]	75
Abbildung A.3: Brennverlauf 1840 [1/min]	76
Abbildung A.4: Brennverlauf 1525 [1/min]	76
Abbildung A.5: Brennverlauf 1215 [1/min]	77
Abbildung A.6: Brennverlauf 1080 [1/min]	77
Abbildung A.7: Durchflussbeiwerte.....	78
Abbildung A.8: Ventilhubkurven	78

Anhang B – Voraussrechnung mit Turboladerkennfeldern

Abbildung B.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung.....	79
Abbildung B.2: Luftaufwand, λ , Drall, AGR-Rate, Restgas.....	79
Abbildung B.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselarbeit.....	80
Abbildung B.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen	80
Abbildung B.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem	81
Abbildung B.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe	81
Abbildung B.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe	82
Abbildung B.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe	82
Abbildung B.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge	83

Anhang C – Modellierung der asymmetrischen Turbine auf der HD-Stufe

Abbildung C.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung	84
Abbildung C.2: Luftaufwand, λ , Drall, AGR-Rate, Restgas.....	84

Abbildung C.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit.....	85
Abbildung C.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen.....	85
Abbildung C.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem.....	86
Abbildung C.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe.....	86
Abbildung C.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	87
Abbildung C.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	87
Abbildung C.9: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe.....	88
Abbildung C.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge.....	88
Abbildung C.11: Druckverläufe, Zylinder 1, 2100 [1/min].....	89
Abbildung C.12: Druckverläufe, Zylinder 6, 2100 [1/min].....	89
Abbildung C.13: Druckverläufe, Zylinder 1, 1840 [1/min].....	90
Abbildung C.14: Druckverläufe, Zylinder 6, 1840 [1/min].....	90
Abbildung C.15: Druckverläufe, Zylinder 1, 1525 [1/min].....	91
Abbildung C.16: Druckverläufe, Zylinder 6, 1525 [1/min].....	91
Abbildung C.17: Druckverläufe, Zylinder 1, 1215 [1/min].....	92
Abbildung C.18: Druckverläufe, Zylinder 6, 1215 [1/min].....	92
Abbildung C.19: Druckverläufe, Zylinder 1, 1080 [1/min].....	93
Abbildung C.20: Druckverläufe, Zylinder 6, 1080 [1/min].....	93

Anhang D – Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse

Abbildung D.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung.....	94
Abbildung D.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas.....	94
Abbildung D.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit.....	95
Abbildung D.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen.....	95
Abbildung D.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem.....	96
Abbildung D.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe.....	96
Abbildung D.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	97
Abbildung D.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe.....	97
Abbildung D.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge.....	98

Anhang E – Vergleich Basis zu 55/100% Querschnittsverhältnis

Abbildung E.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung.....	99
Abbildung E.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas.....	99
Abbildung E.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit.....	100
Abbildung E.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen.....	100
Abbildung E.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem.....	101
Abbildung E.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe.....	101
Abbildung E.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	102
Abbildung E.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	102
Abbildung E.9: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe.....	103
Abbildung E.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge.....	103

Anhang F – Wastegate Positionen

Abbildung F.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung	104
Abbildung F.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas	104
Abbildung F.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit.....	105
Abbildung F.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen	105
Abbildung F.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem	106
Abbildung F.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe	106
Abbildung F.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe	107
Abbildung F.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe	107
Abbildung F.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge.....	108

Anhang G – Auswirkung der Flatterventile

Abbildung G.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung	109
Abbildung G.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas	109
Abbildung G.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit.....	110
Abbildung G.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen.....	110
Abbildung G.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem	111
Abbildung G.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe	111
Abbildung G.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe.....	112
Abbildung G.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe.....	112
Abbildung G.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge	113

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1.1: NFZ – Emissionsgesetzgebung [1]	1
Tabelle 2.1: Varianten der zweistufigen Aufladung [6]	16
Tabelle 4.1: Motordaten	31
Tabelle 5.1: Untersuchte Betriebspunkte	36

Anhang A – Eingabe Daten

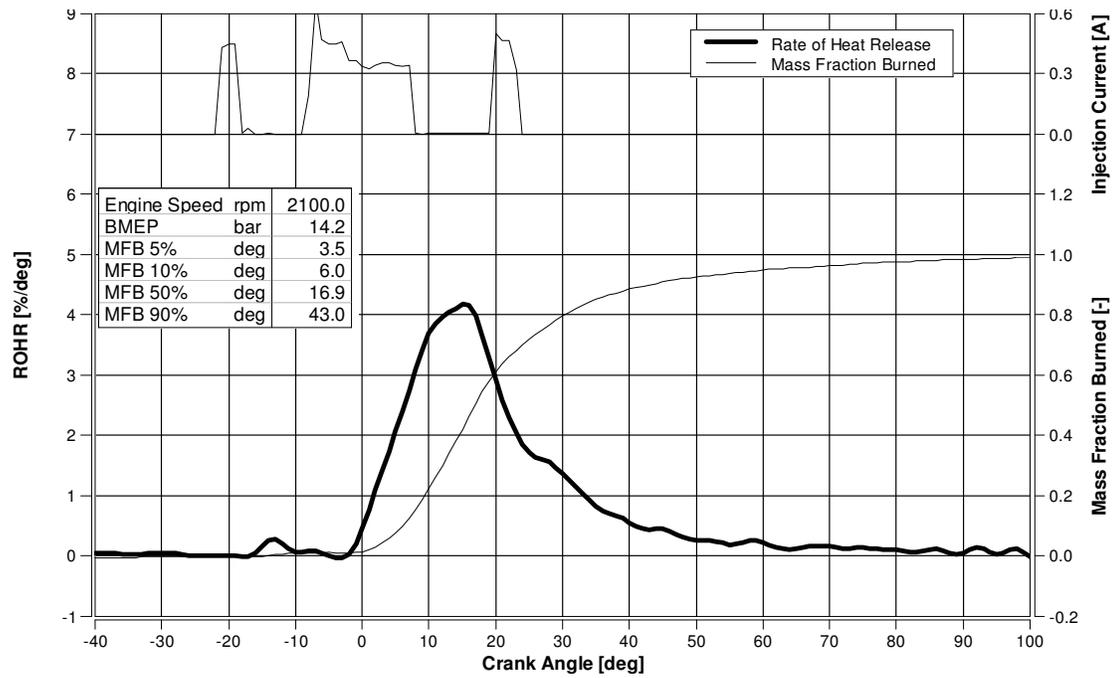


Abbildung A.1: Brennverlauf 2100 [1/min]

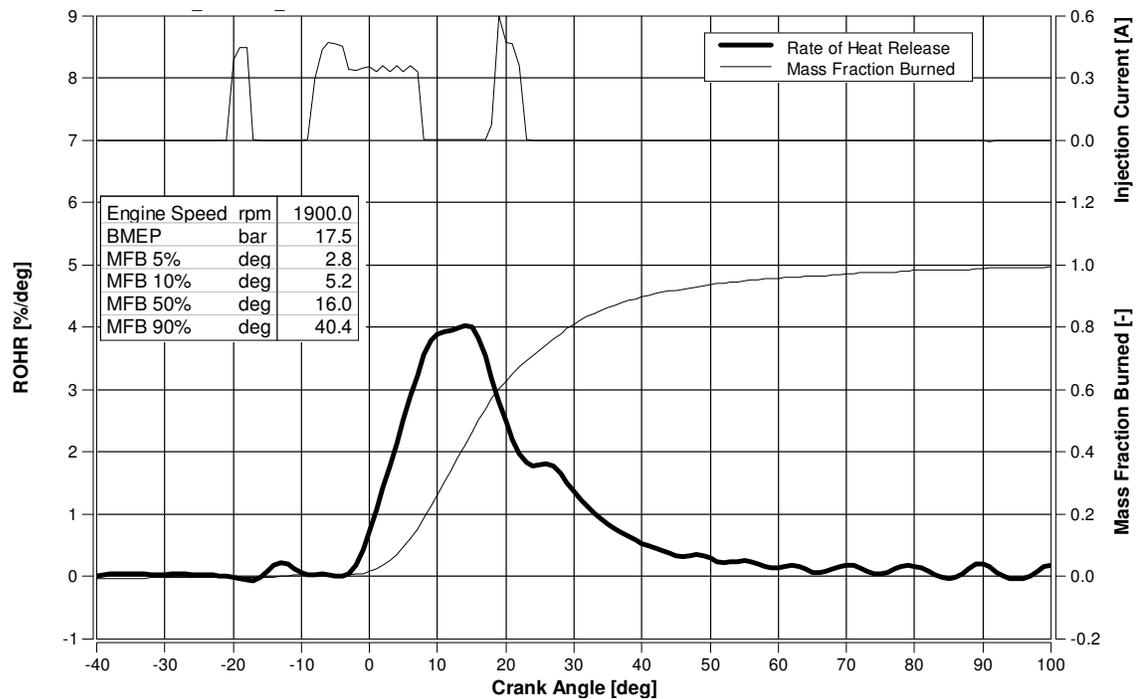


Abbildung A.2: Brennverlauf 1900 [1/min]

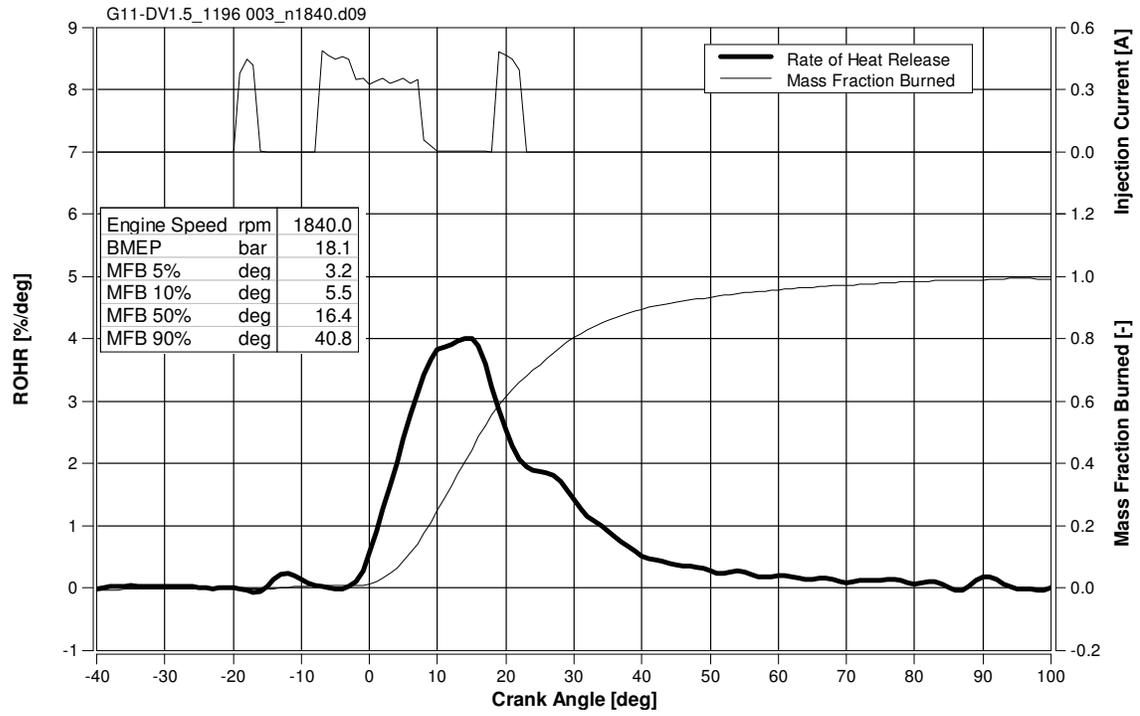


Abbildung A.3: Brennverlauf 1840 [1/min]

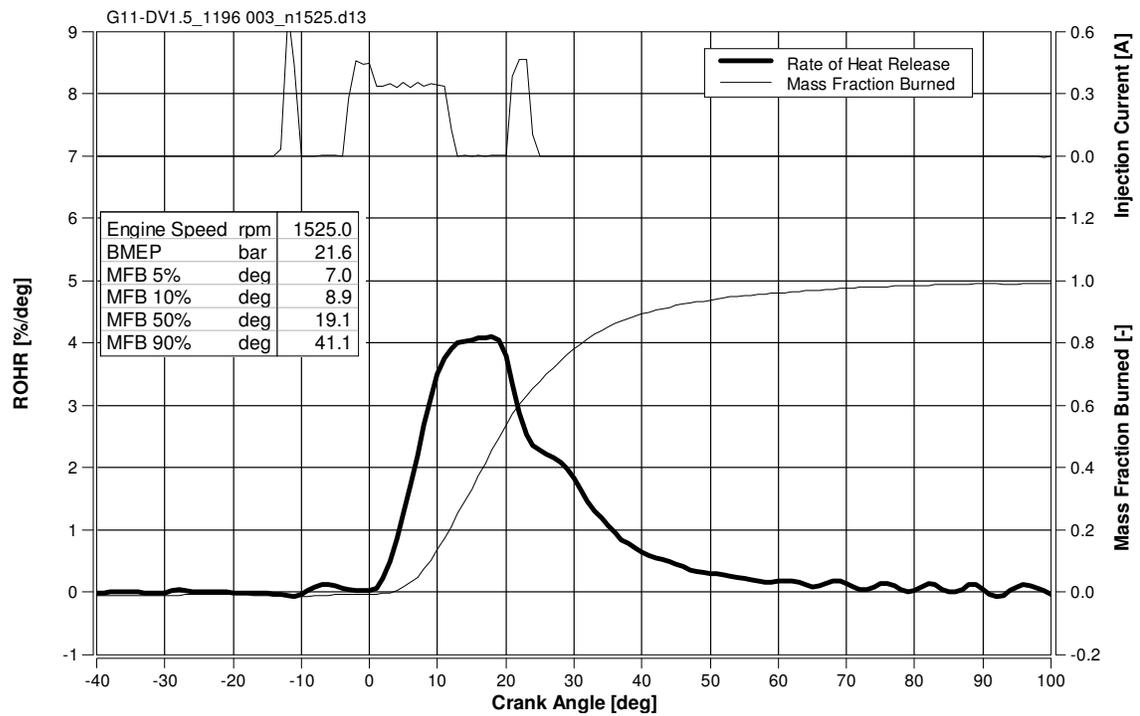


Abbildung A.4: Brennverlauf 1525 [1/min]

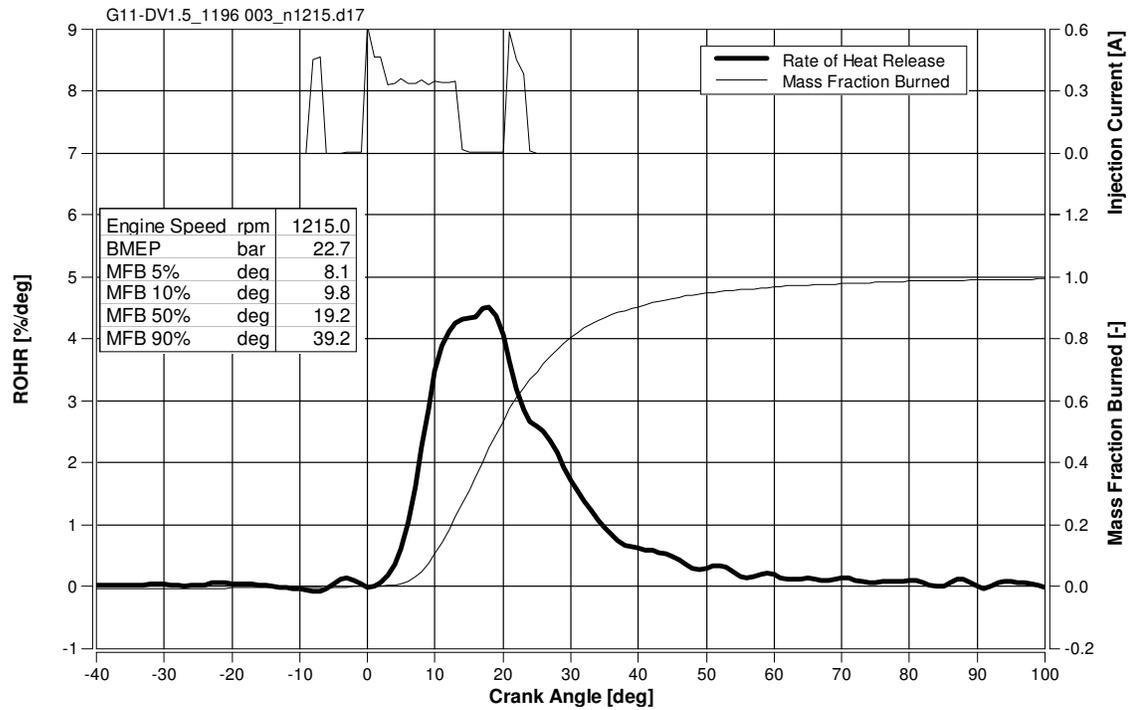


Abbildung A.5: Brennverlauf 1215 [1/min]

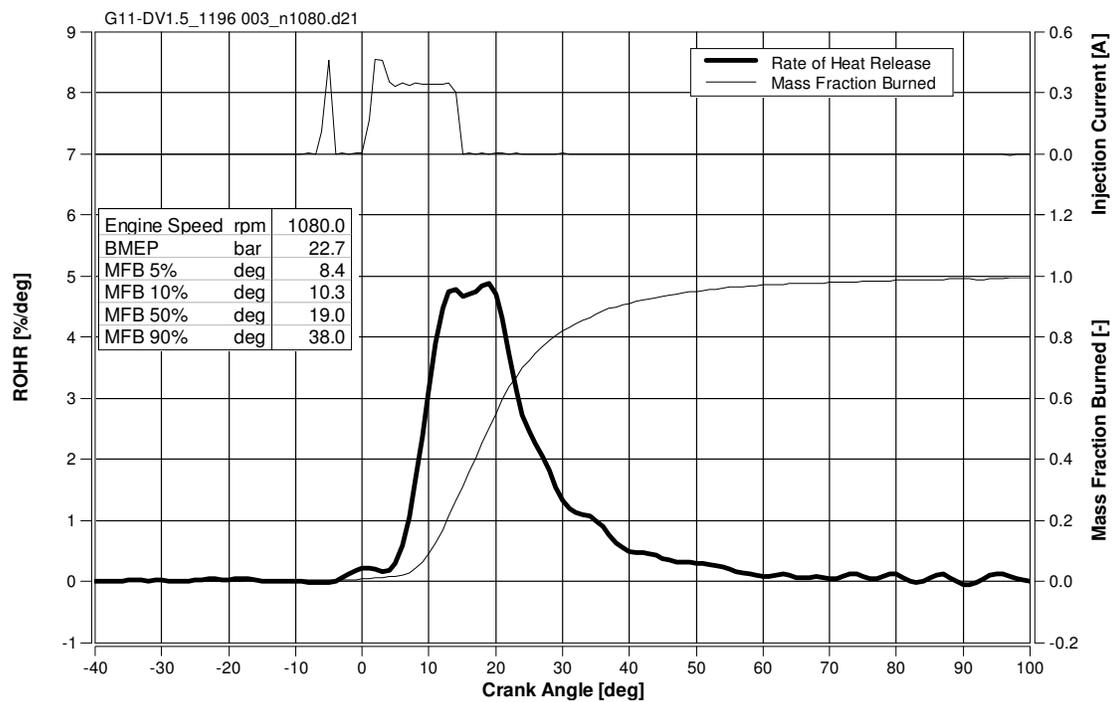


Abbildung A.6: Brennverlauf 1080 [1/min]

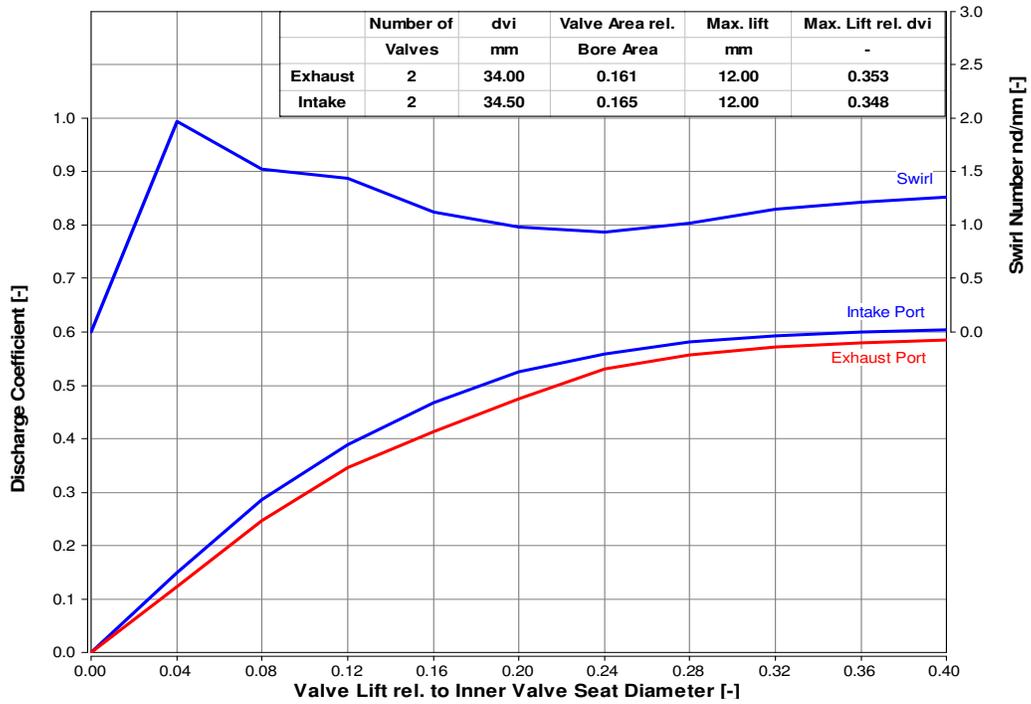


Abbildung A.7: Durchflussbeiwerte

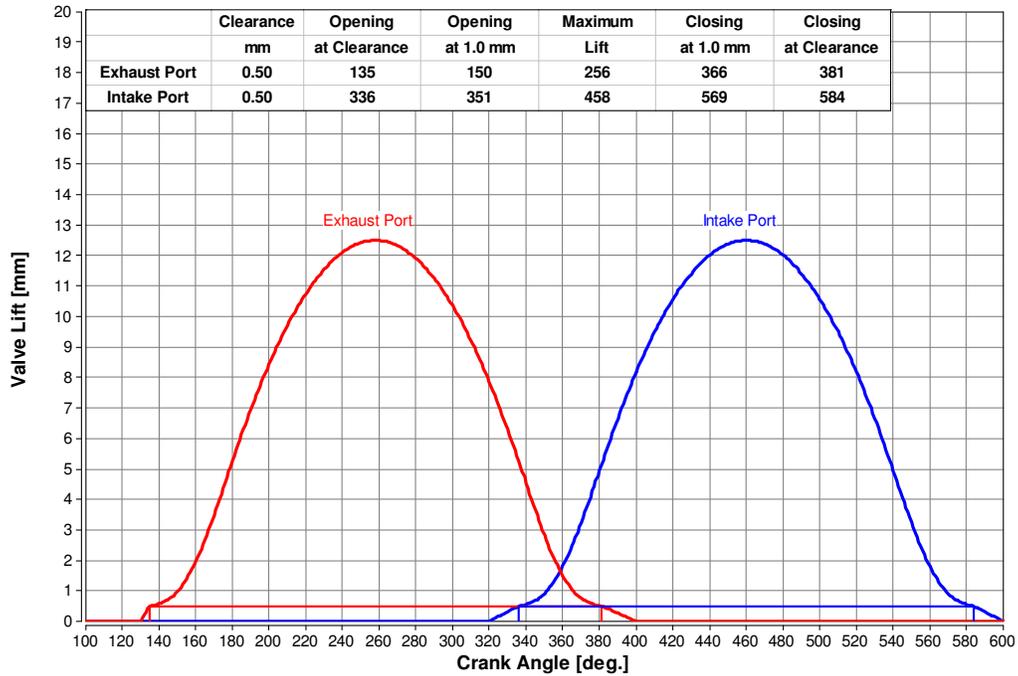


Abbildung A.8: Ventilhubkurven

Anhang B – Vorausrechnung mit Turboladerkennfeldern

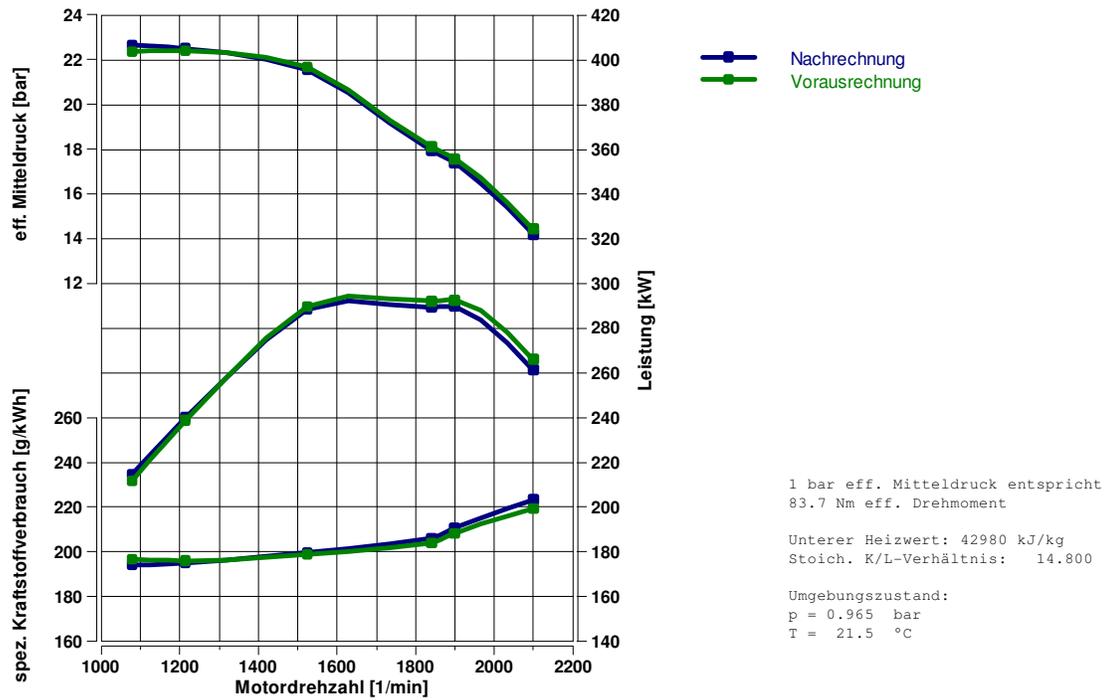


Abbildung B.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

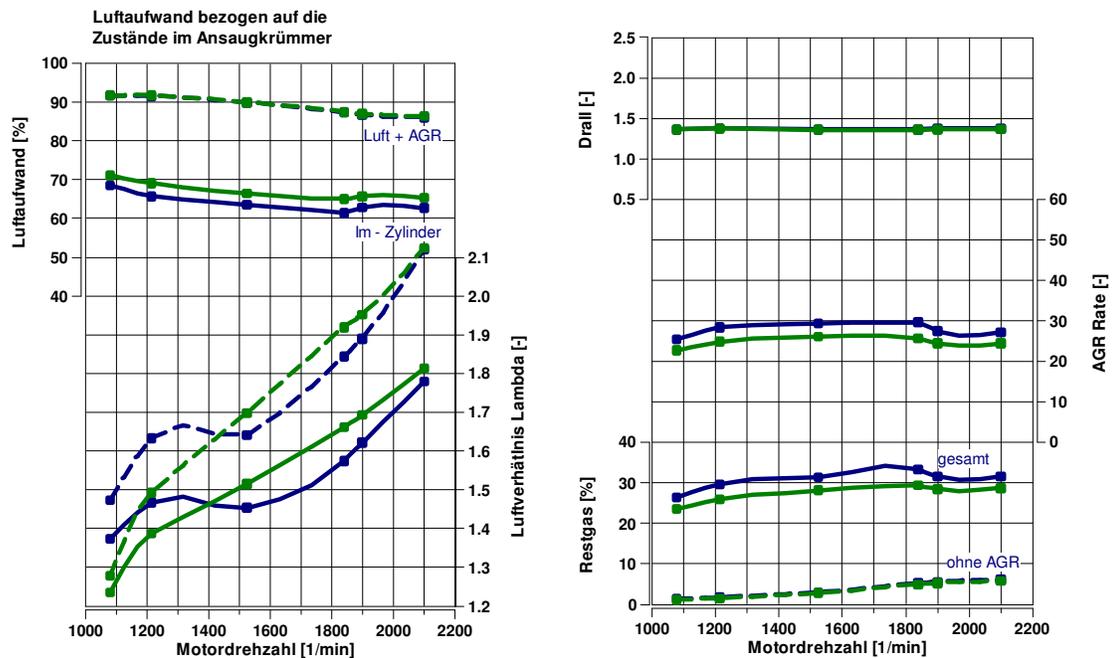


Abbildung B.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

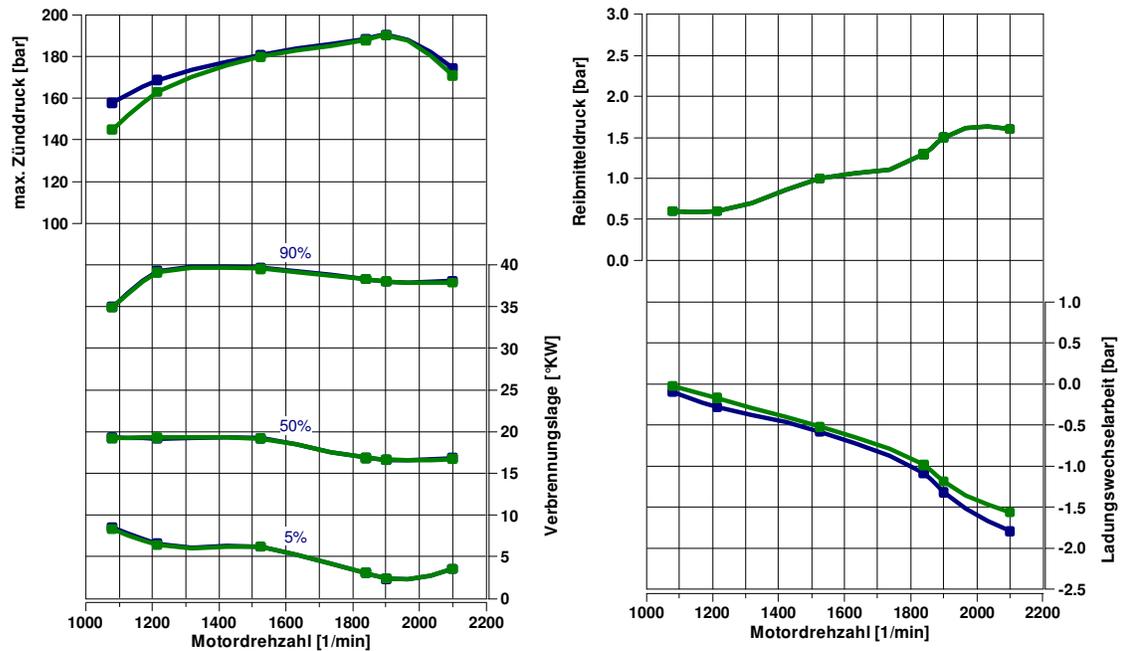


Abbildung B.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselarbeit

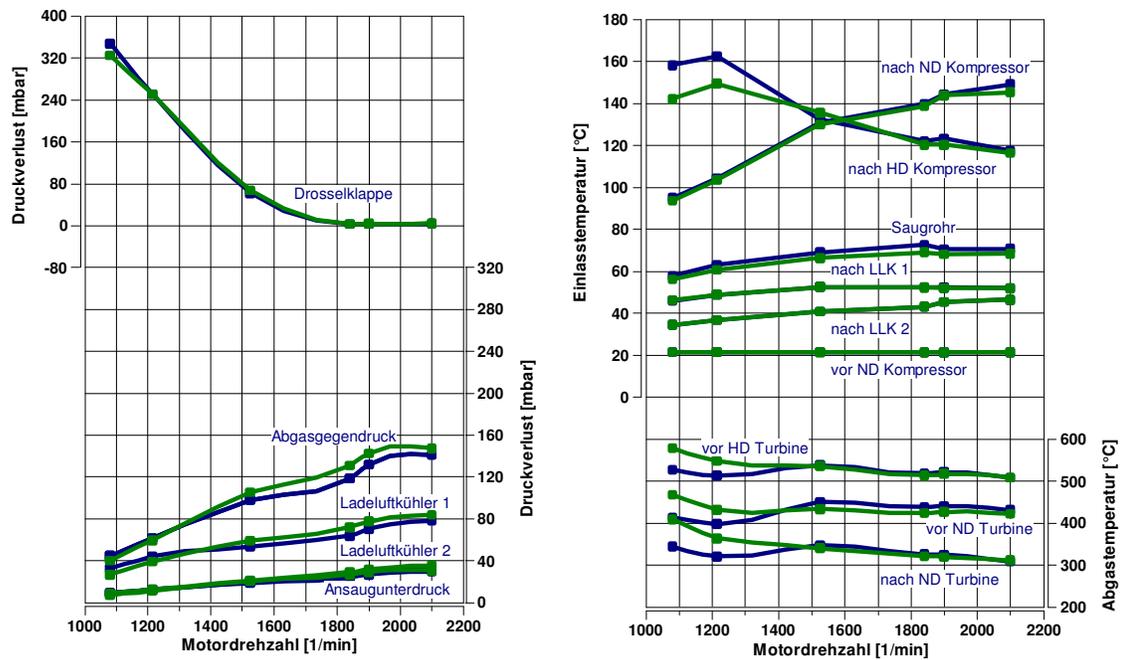


Abbildung B.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

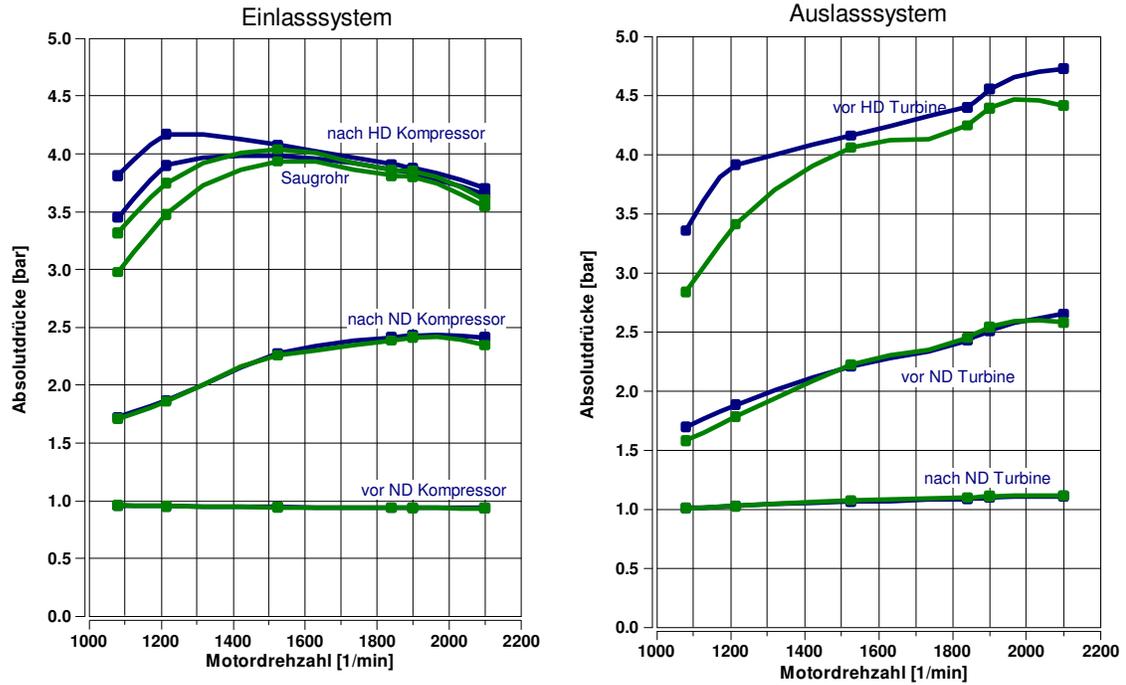


Abbildung B.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

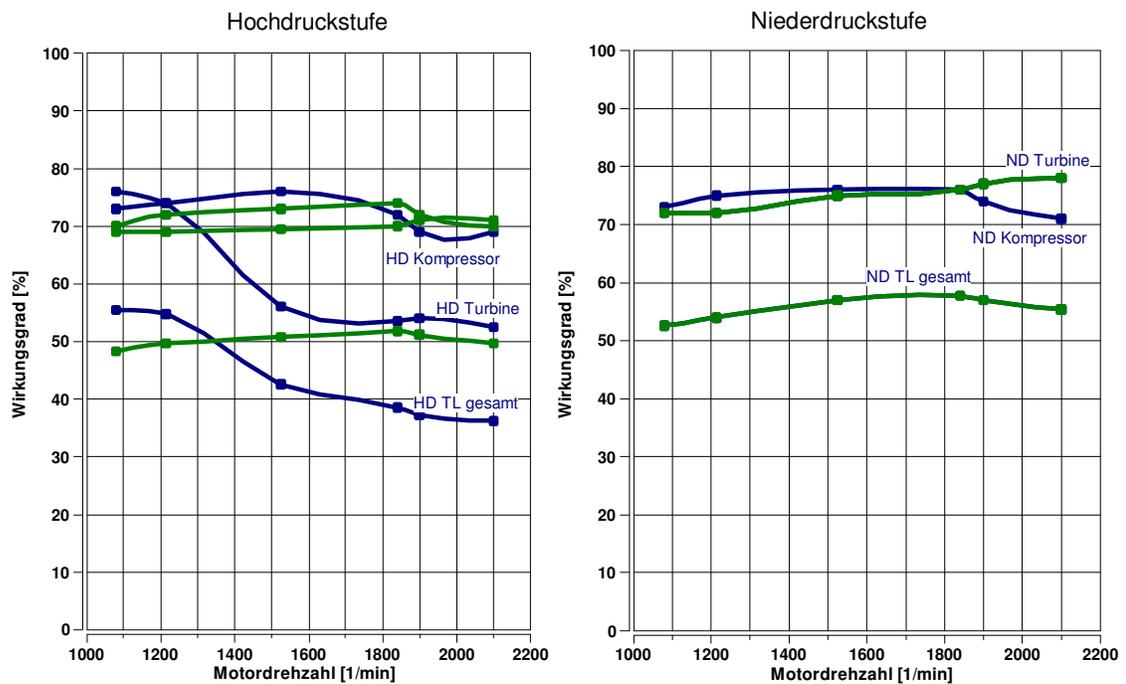


Abbildung B.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

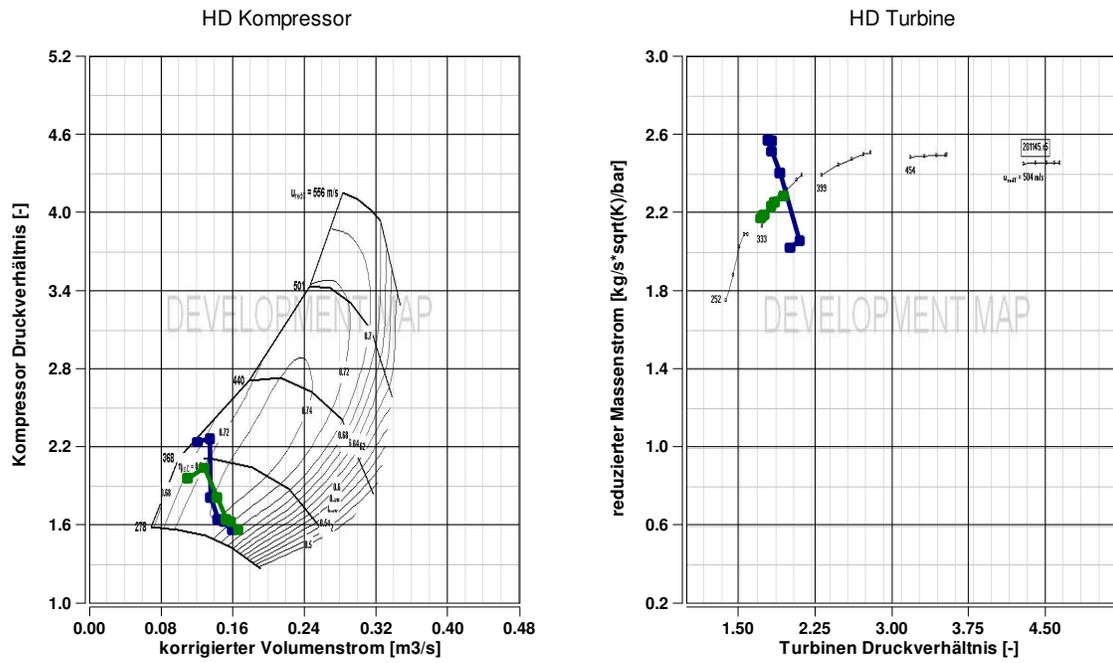


Abbildung B.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

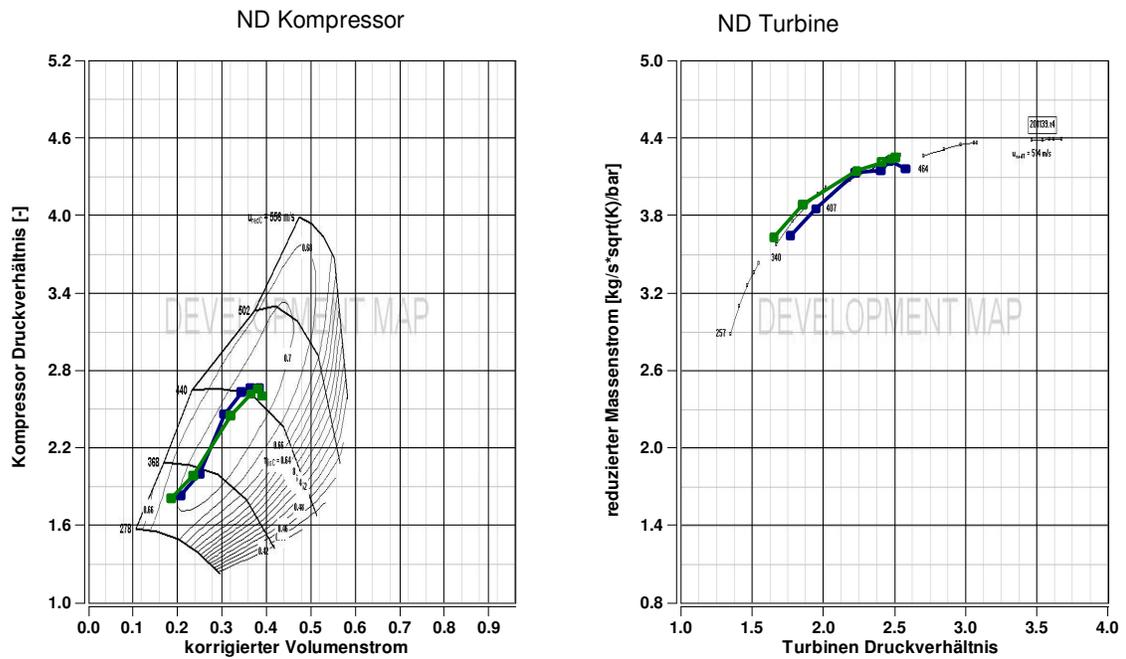


Abbildung B.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

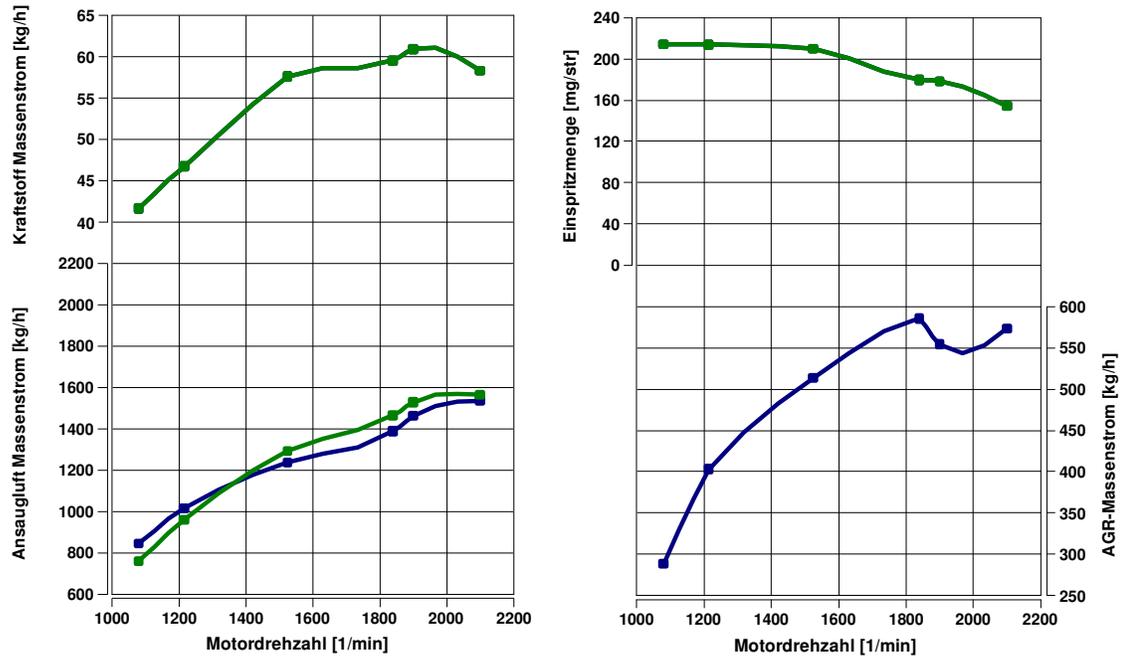


Abbildung B.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

Anhang C – Modellierung der asym. Turbine auf der HD-Stufe

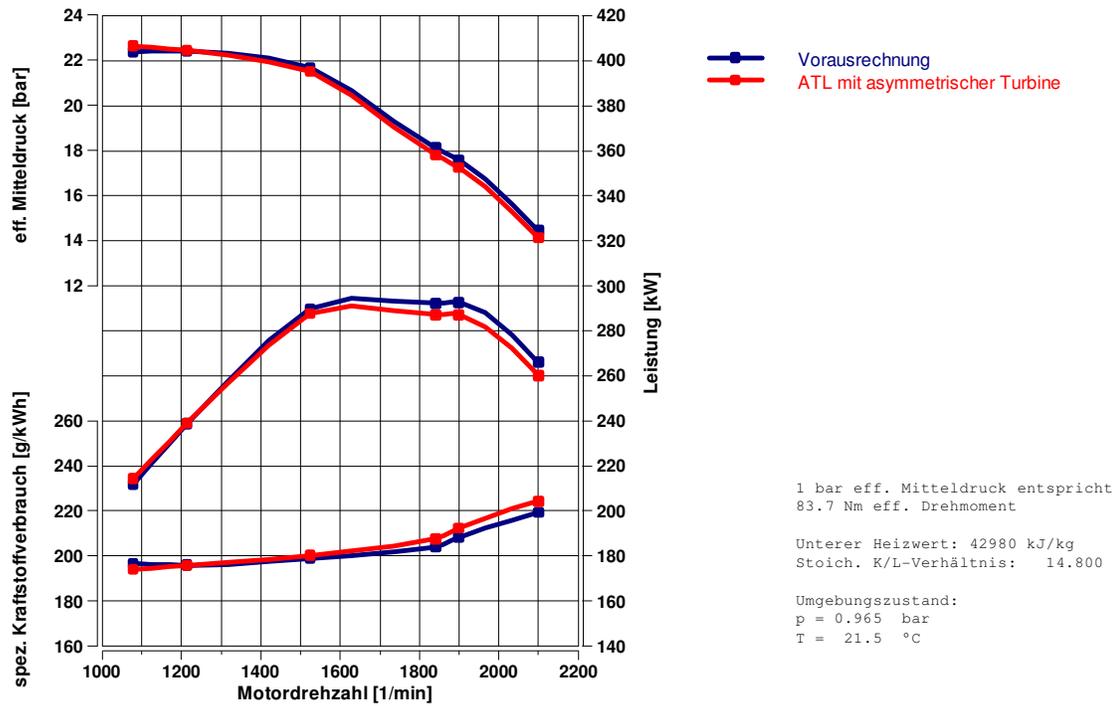


Abbildung C.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

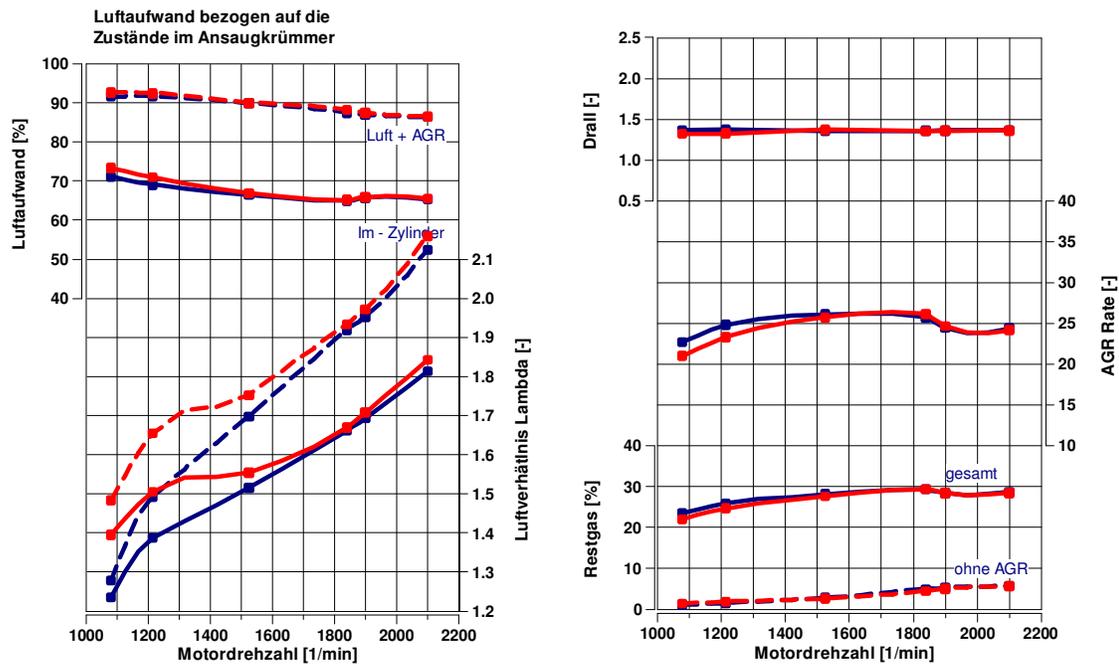


Abbildung C.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

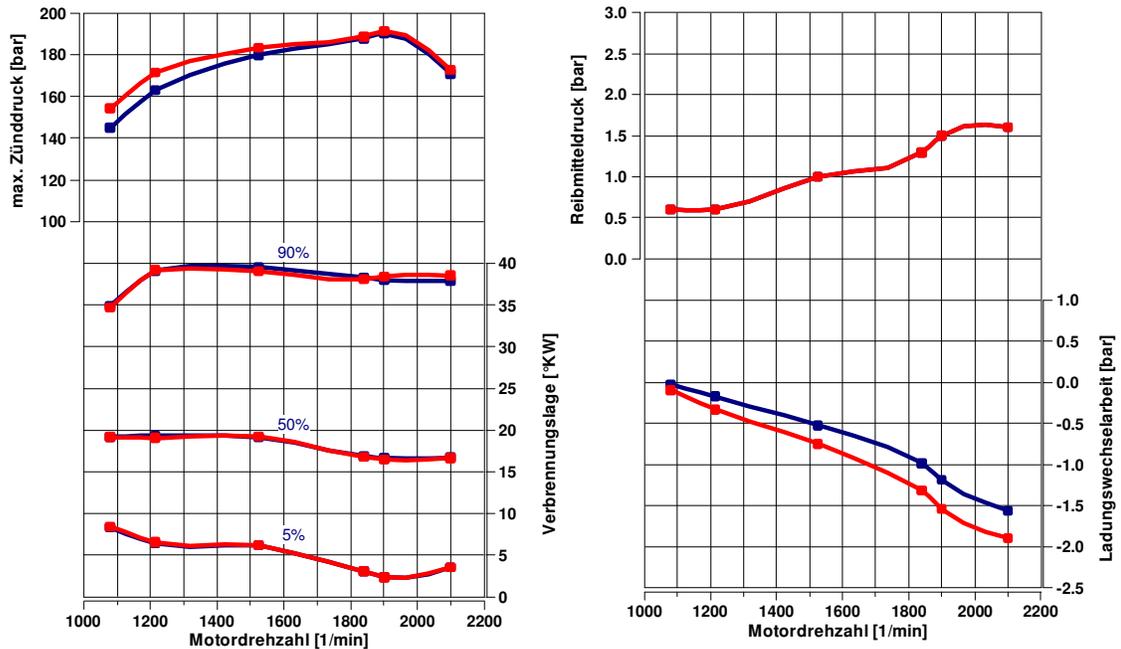


Abbildung C.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit

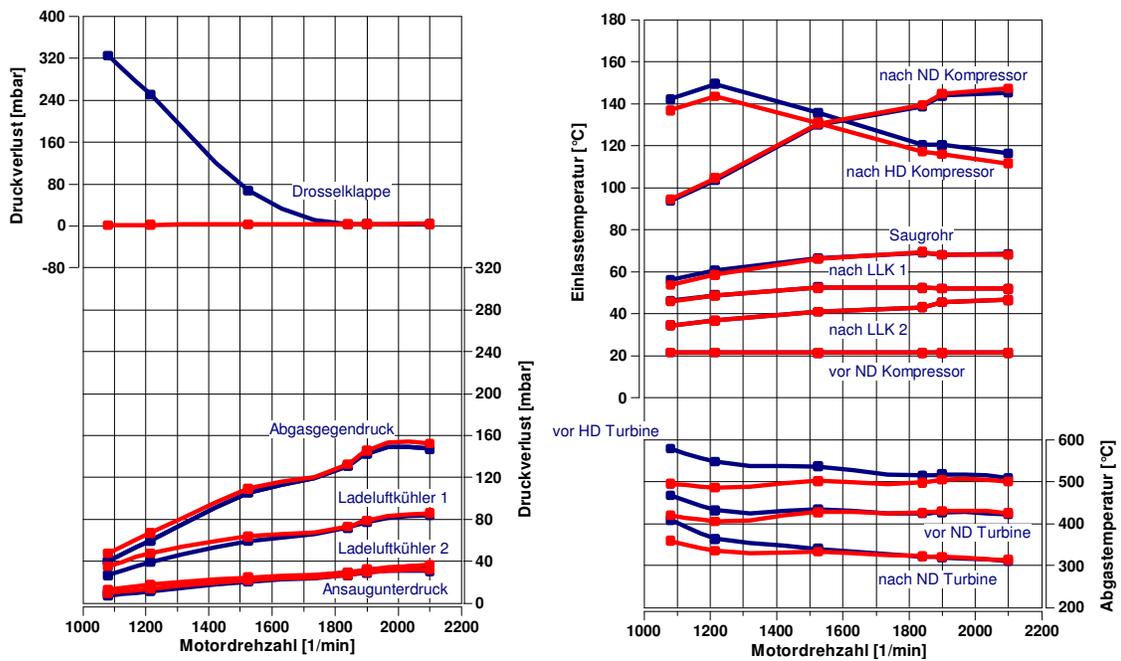


Abbildung C.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

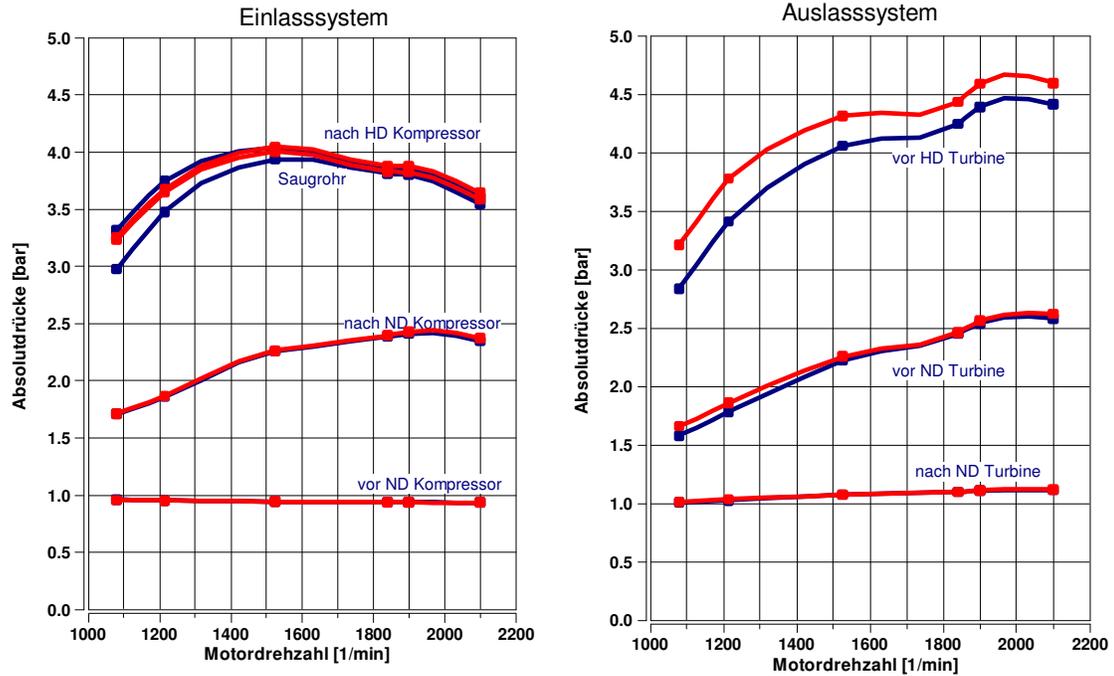


Abbildung C.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

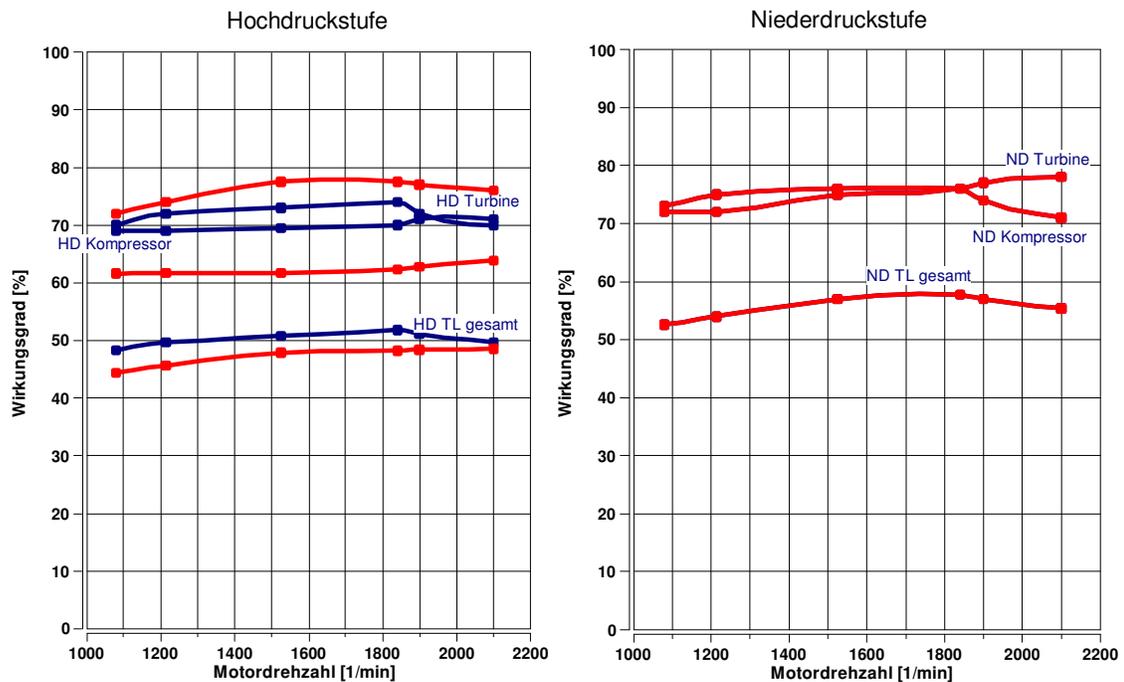


Abbildung C.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

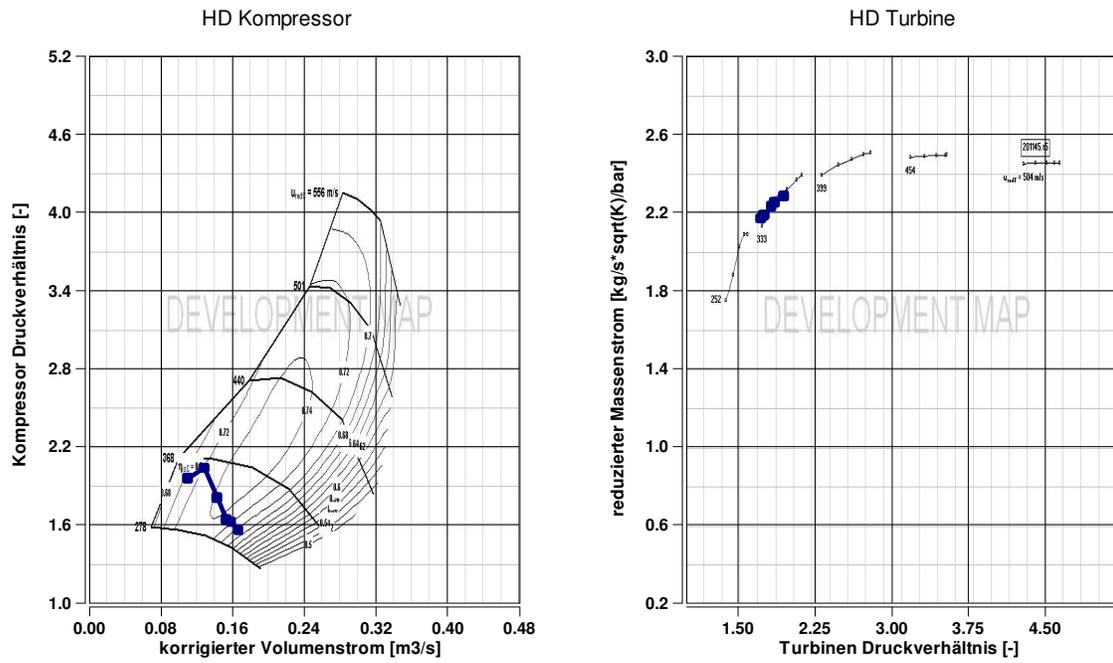


Abbildung C.7: Kompressor- und Turbinenkennfelder der HD-Stufe

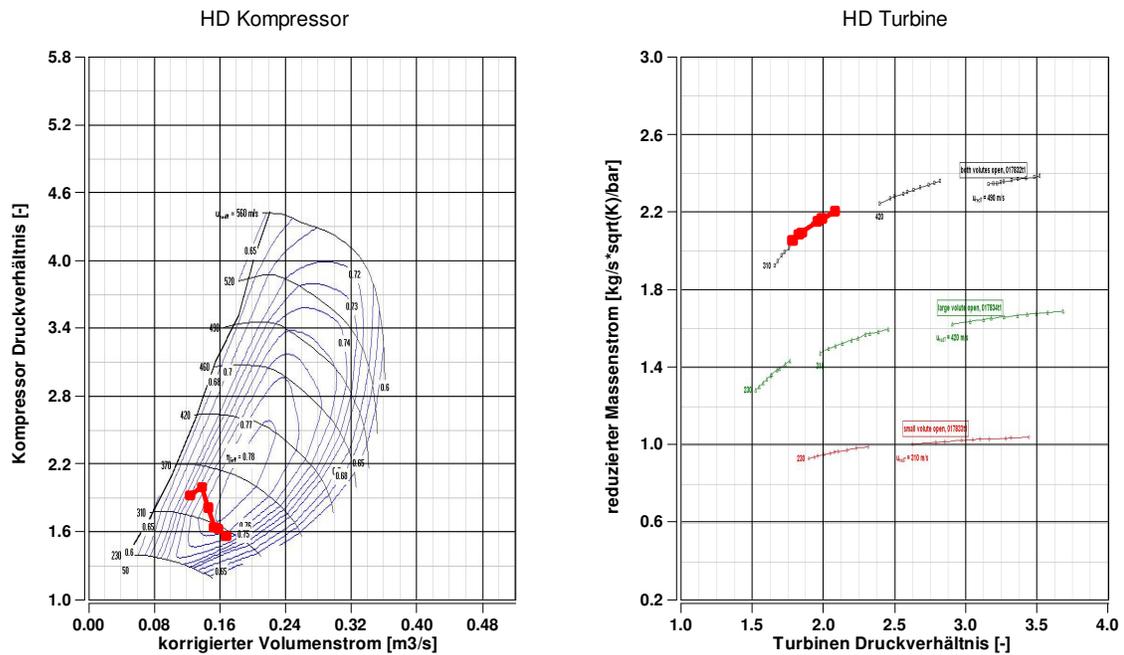


Abbildung C.8: Kompressor- und Turbinenkennfelder der HD-Stufe

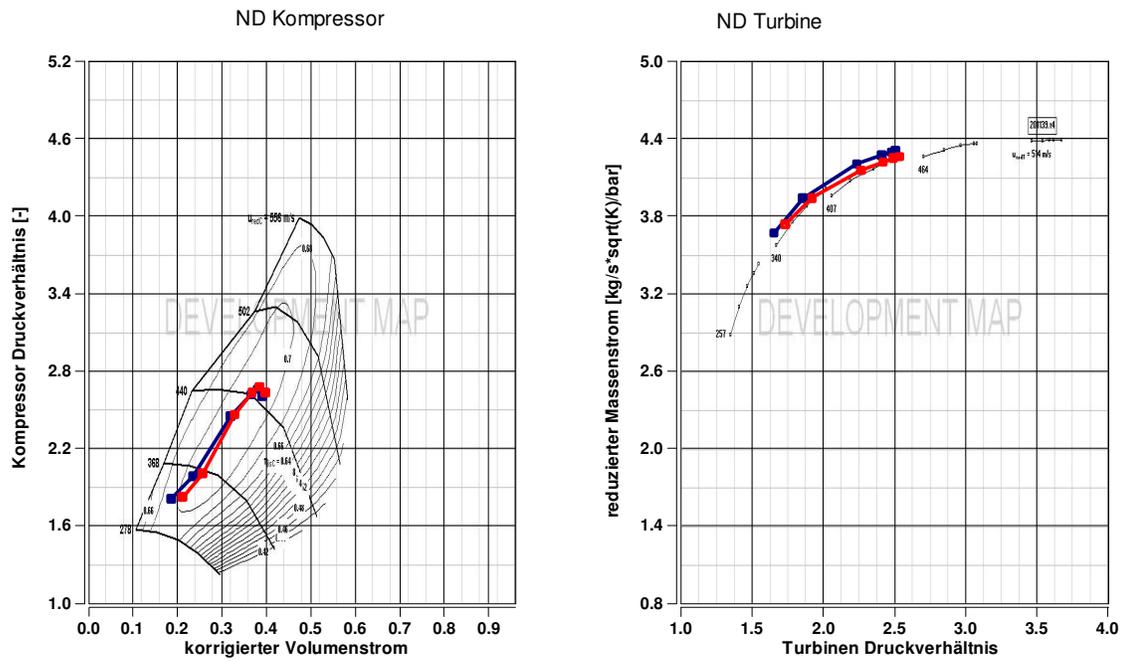


Abbildung C.9: Kompressor- und Turbinenkenfeld der ND-Stufe

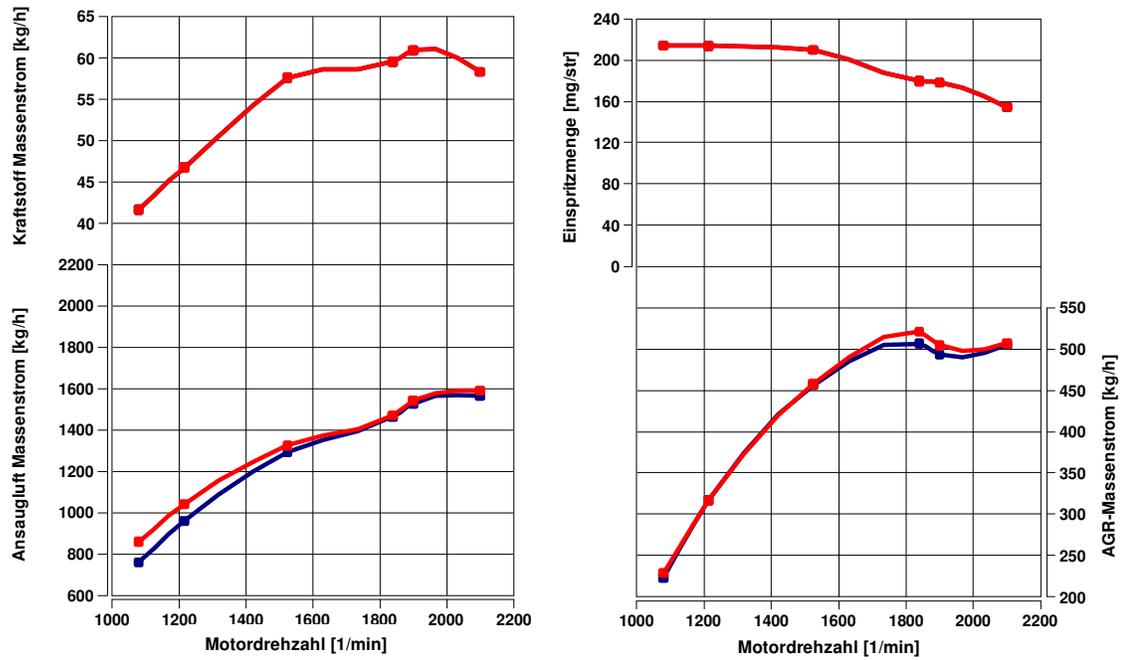


Abbildung C.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

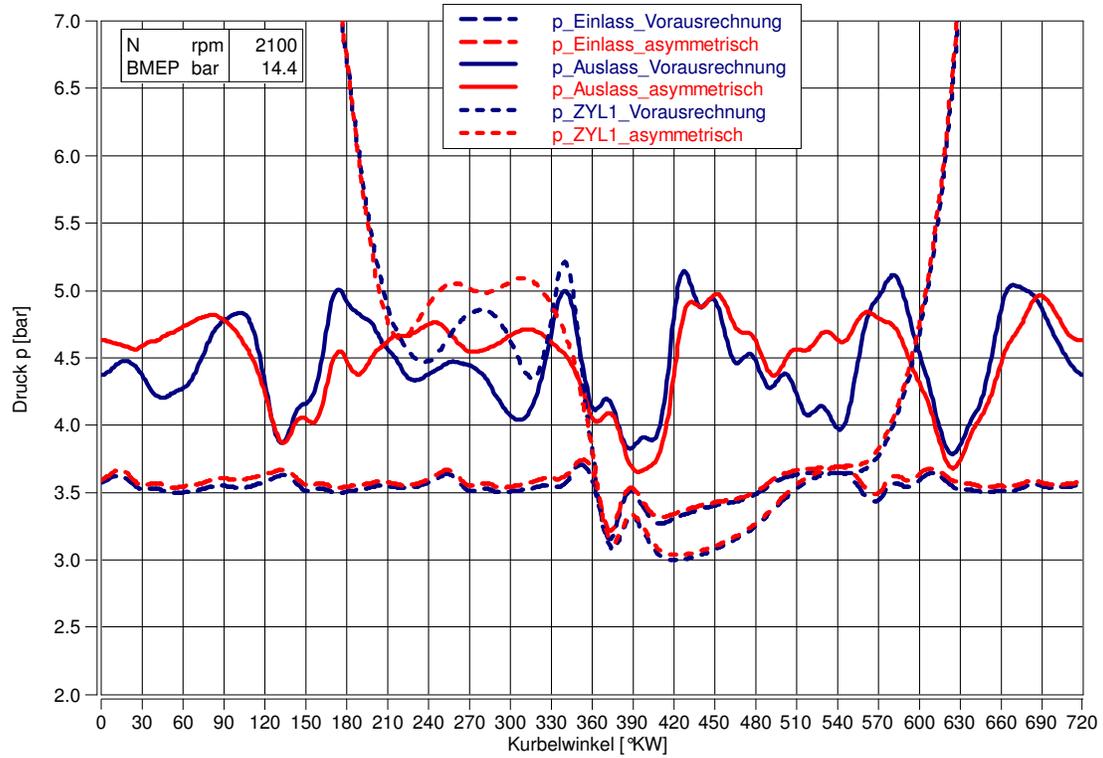


Abbildung C.11: Druckverläufe, Zylinder 1, 2100 [1/min]

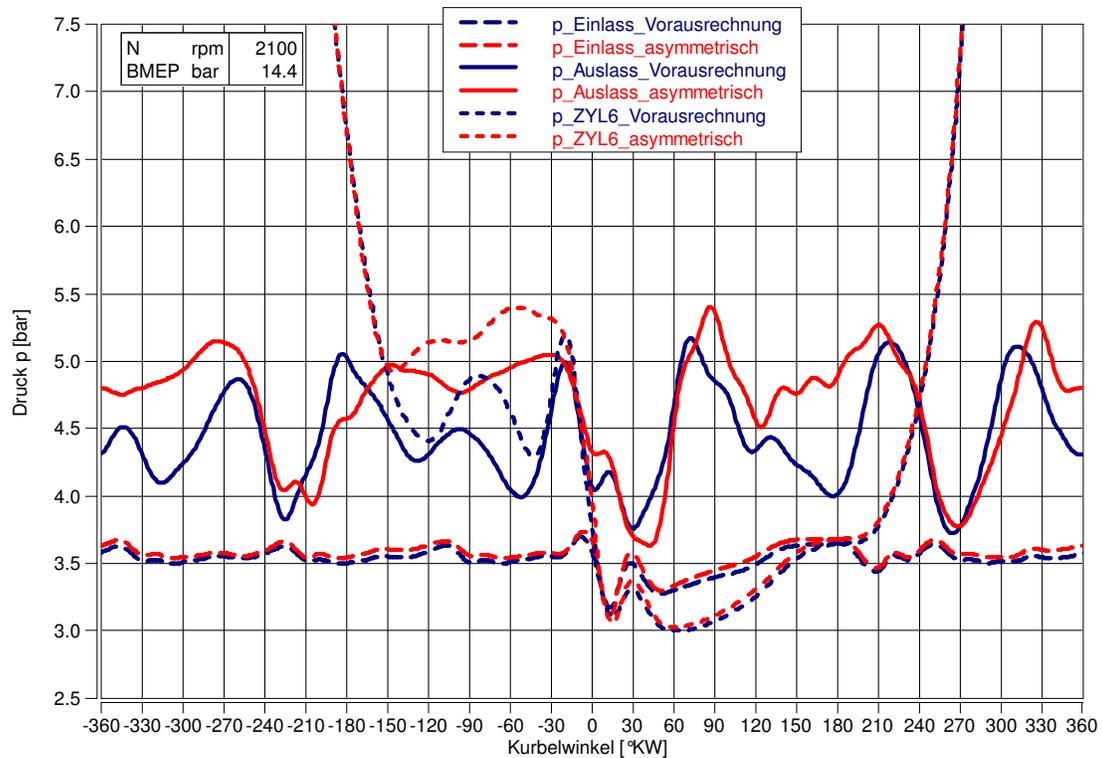


Abbildung C.12: Druckverläufe, Zylinder 6, 2100 [1/min]

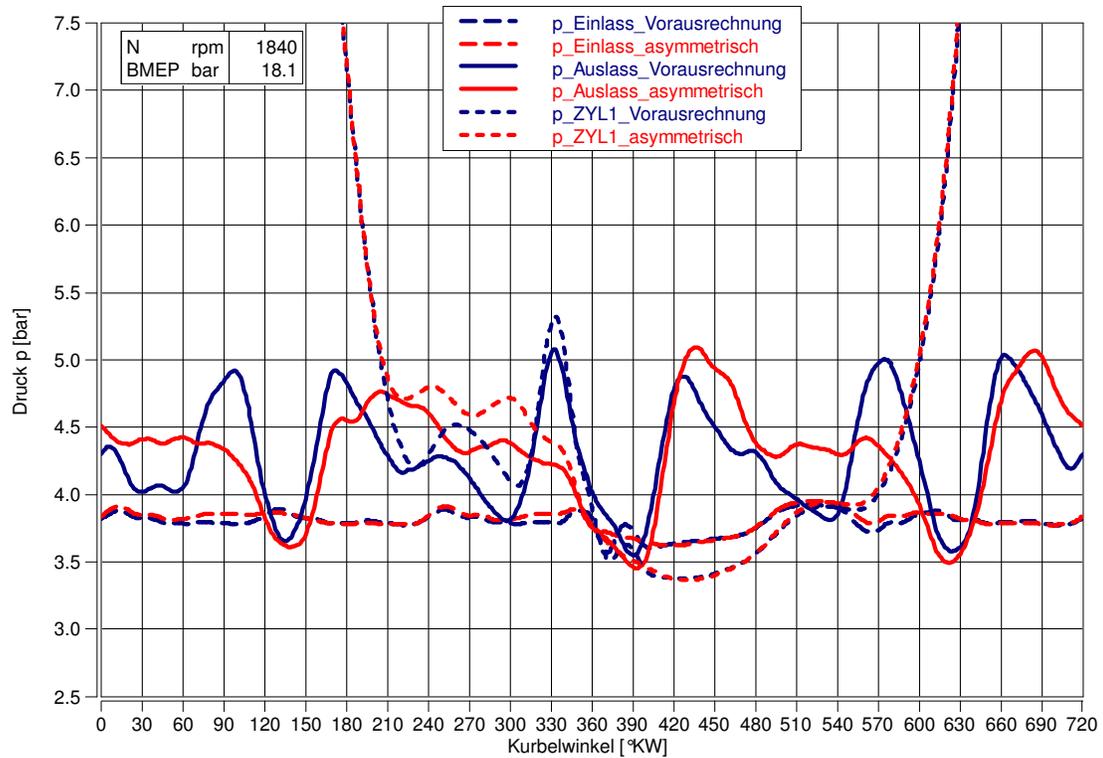


Abbildung C.13: Druckverläufe, Zylinder 1, 1840 [1/min]

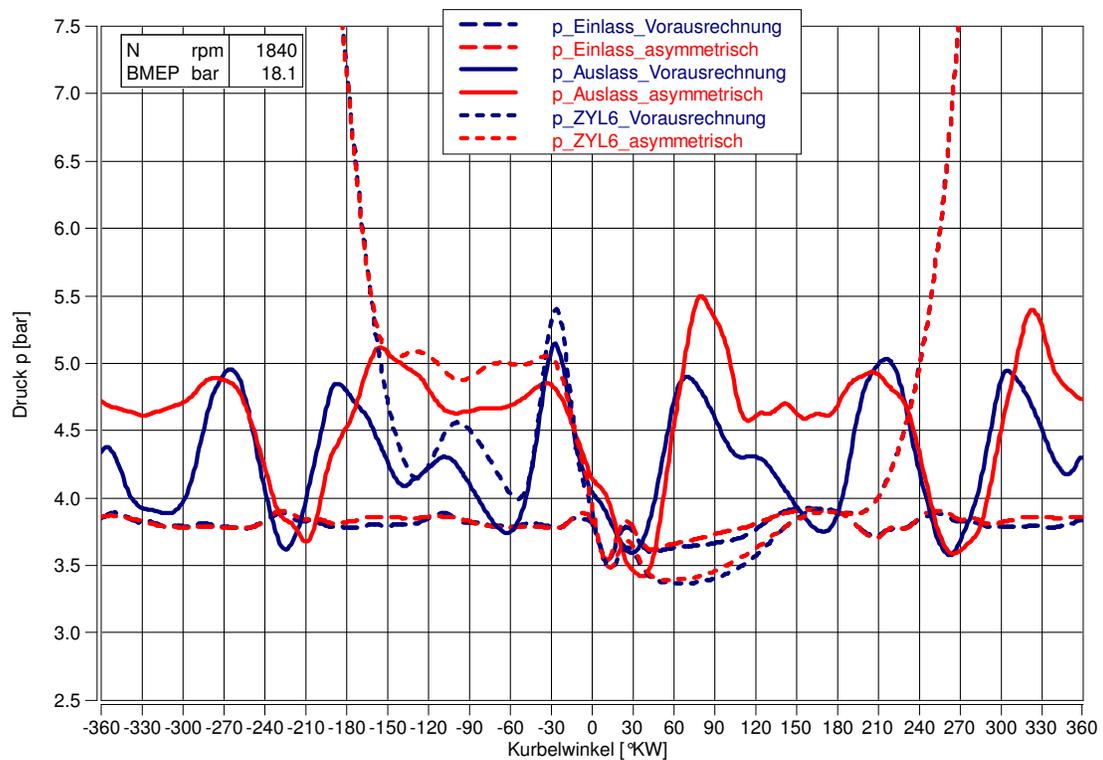


Abbildung C.14: Druckverläufe, Zylinder 6, 1840 [1/min]

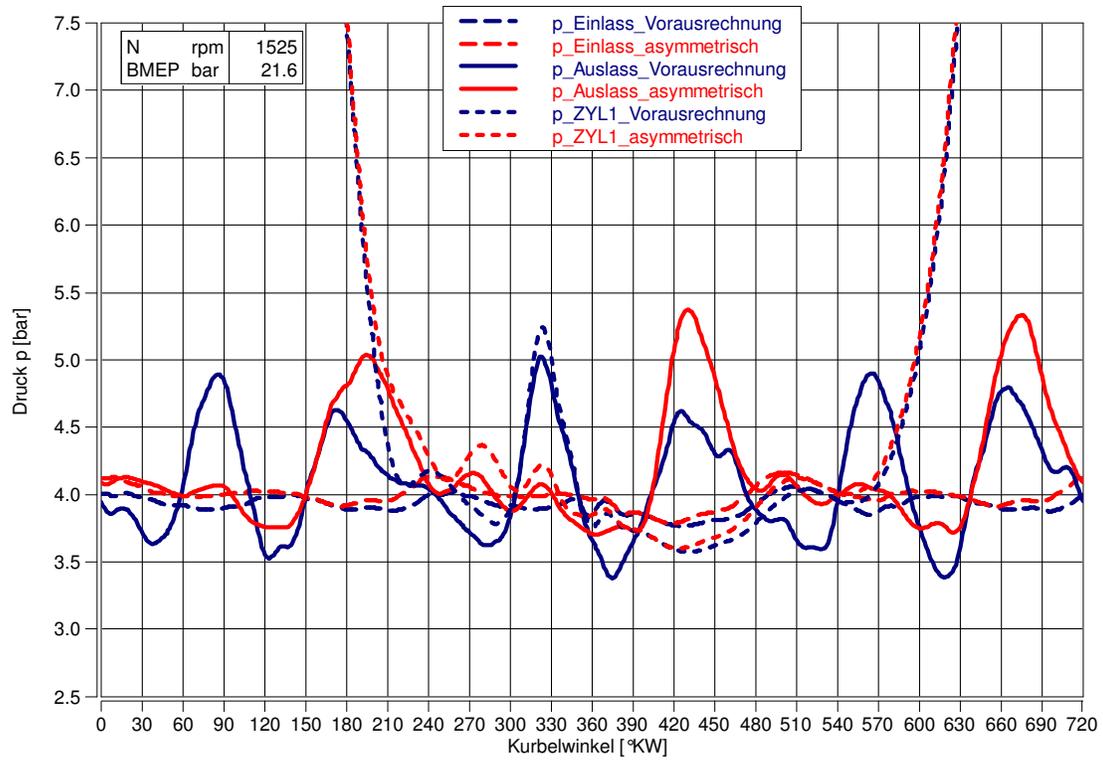


Abbildung C.15: Druckverläufe, Zylinder 1, 1525 [1/min]

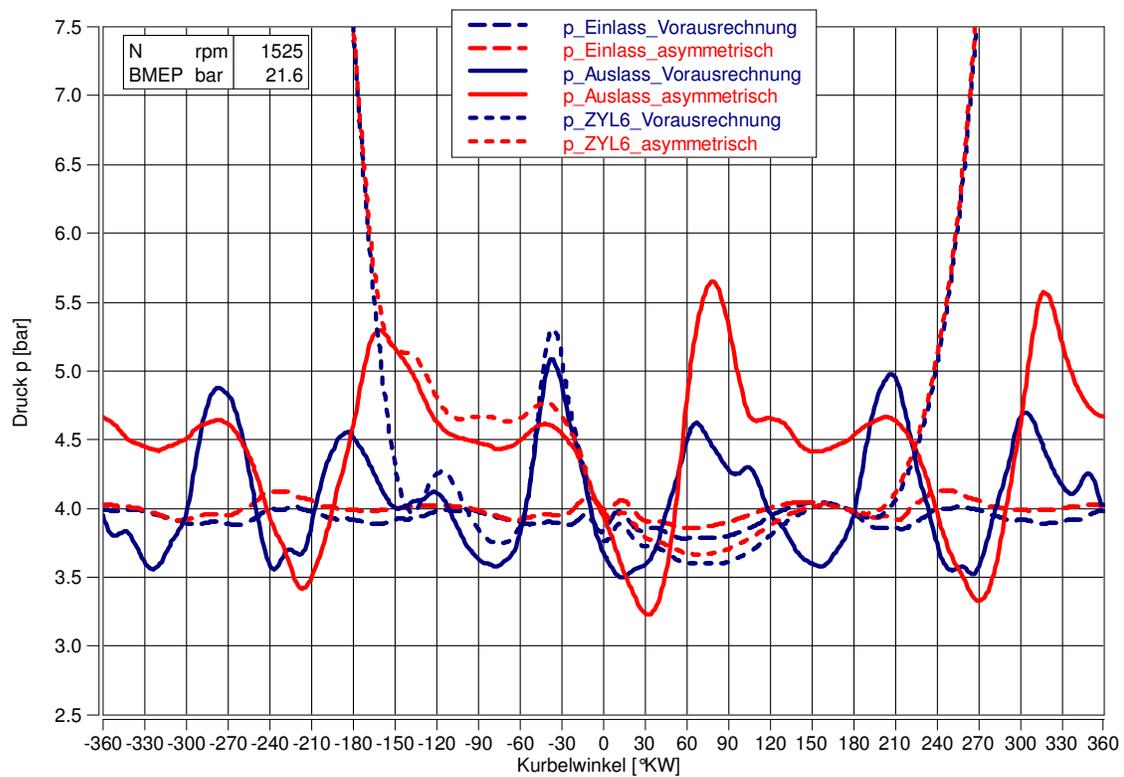


Abbildung C.16: Druckverläufe, Zylinder 6, 1525 [1/min]

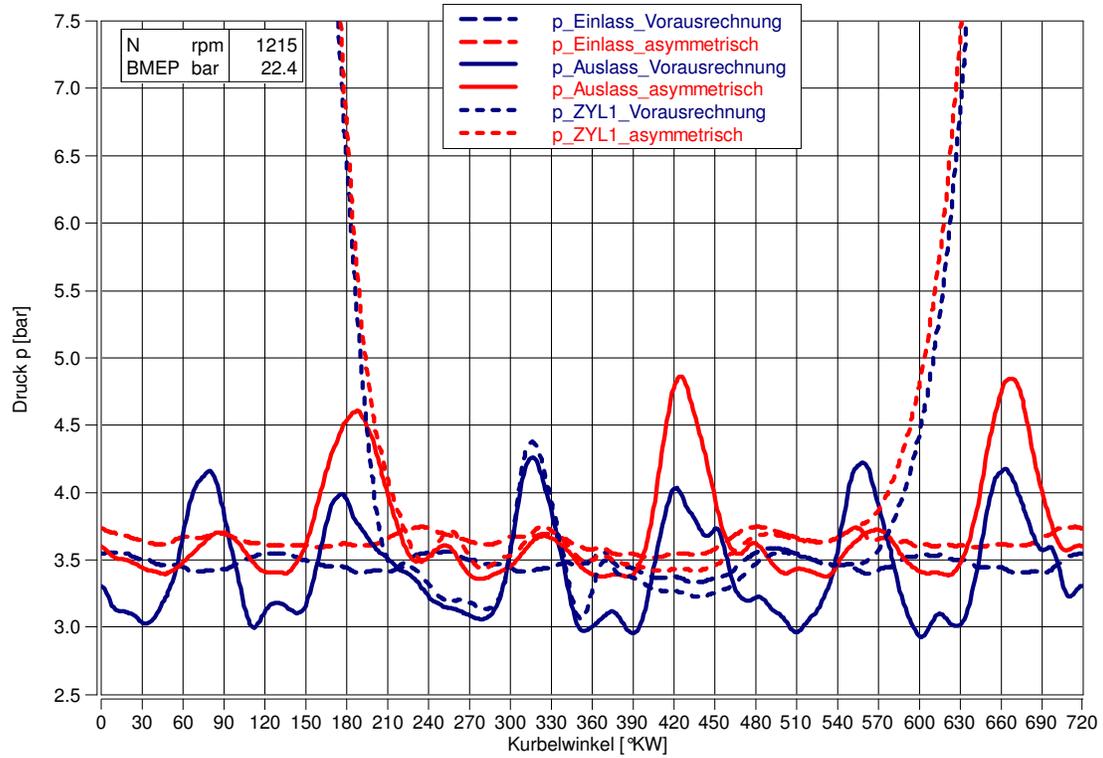


Abbildung C.17: Druckverläufe, Zylinder 1, 1215 [1/min]

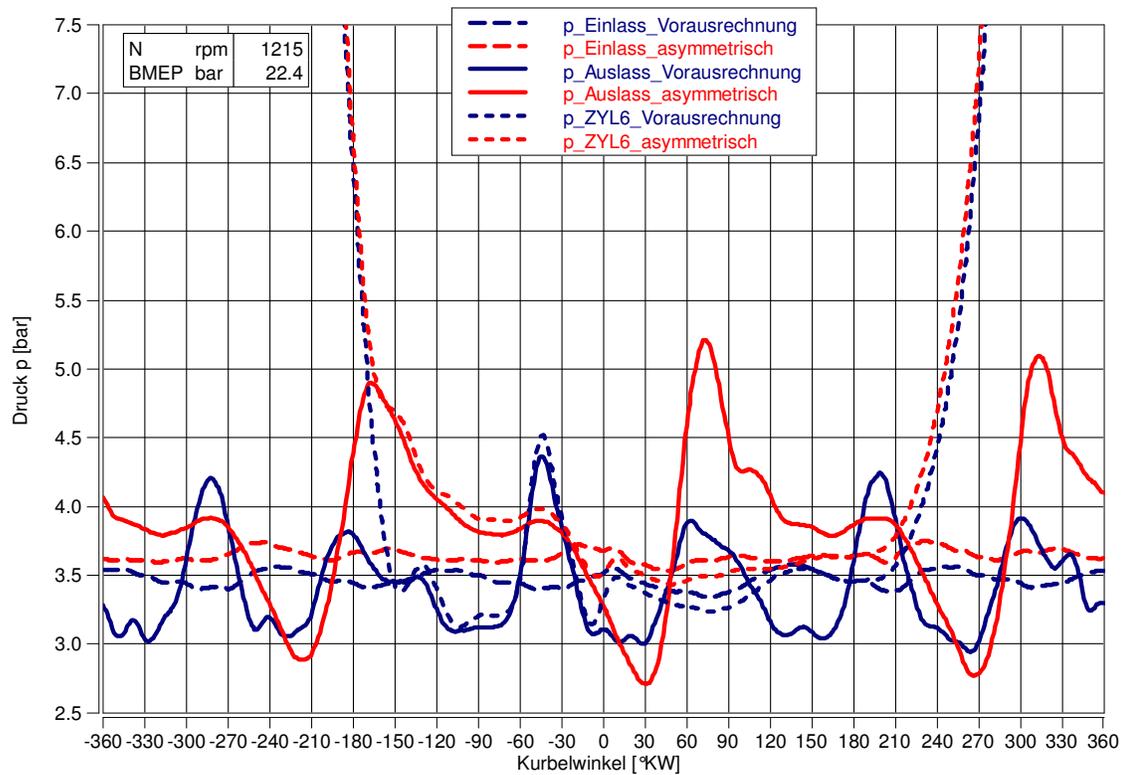


Abbildung C.18: Druckverläufe, Zylinder 6, 1215 [1/min]

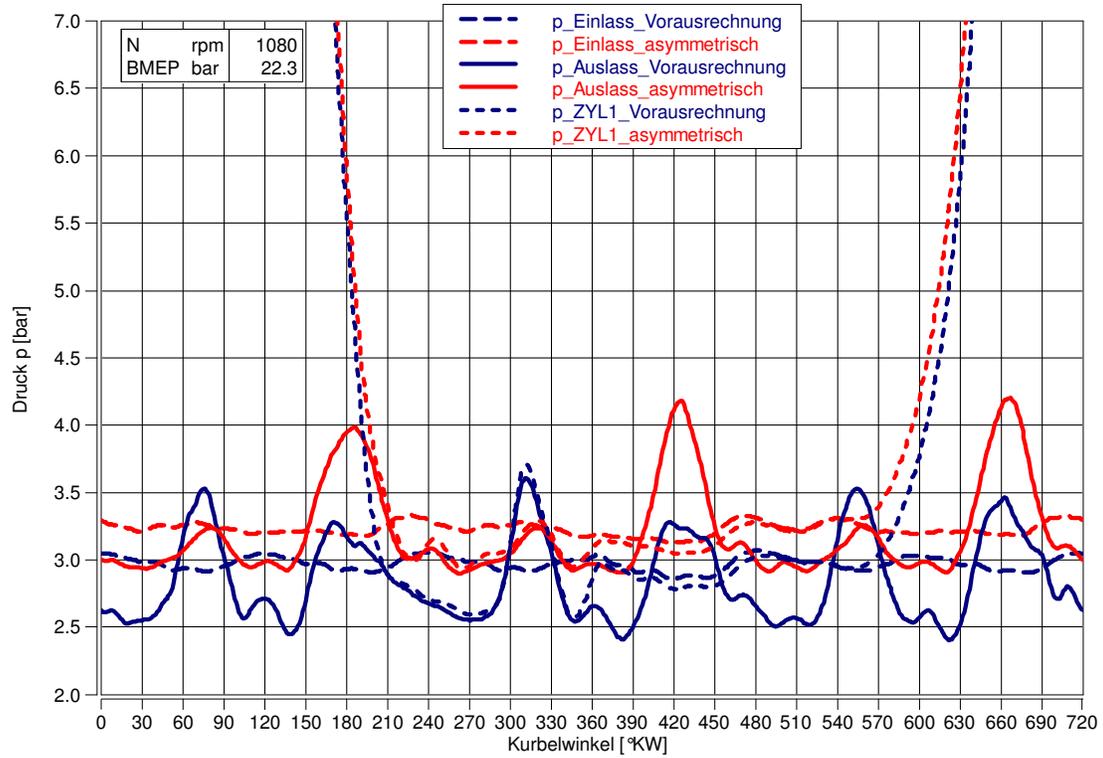


Abbildung C.19: Druckverläufe, Zylinder 1, 1080 [1/min]

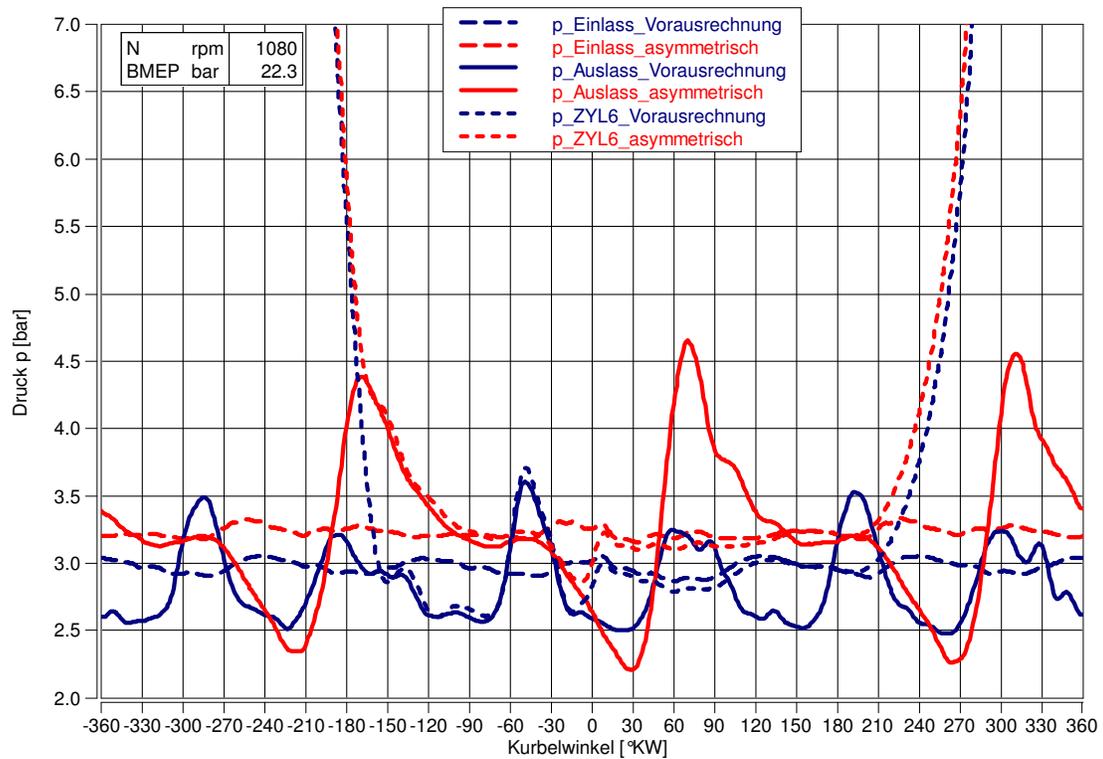


Abbildung C.20: Druckverläufe, Zylinder 6, 1080 [1/min]

Anhang D – Untersuchung unterschiedlicher Asymmetrie-Verhältnisse

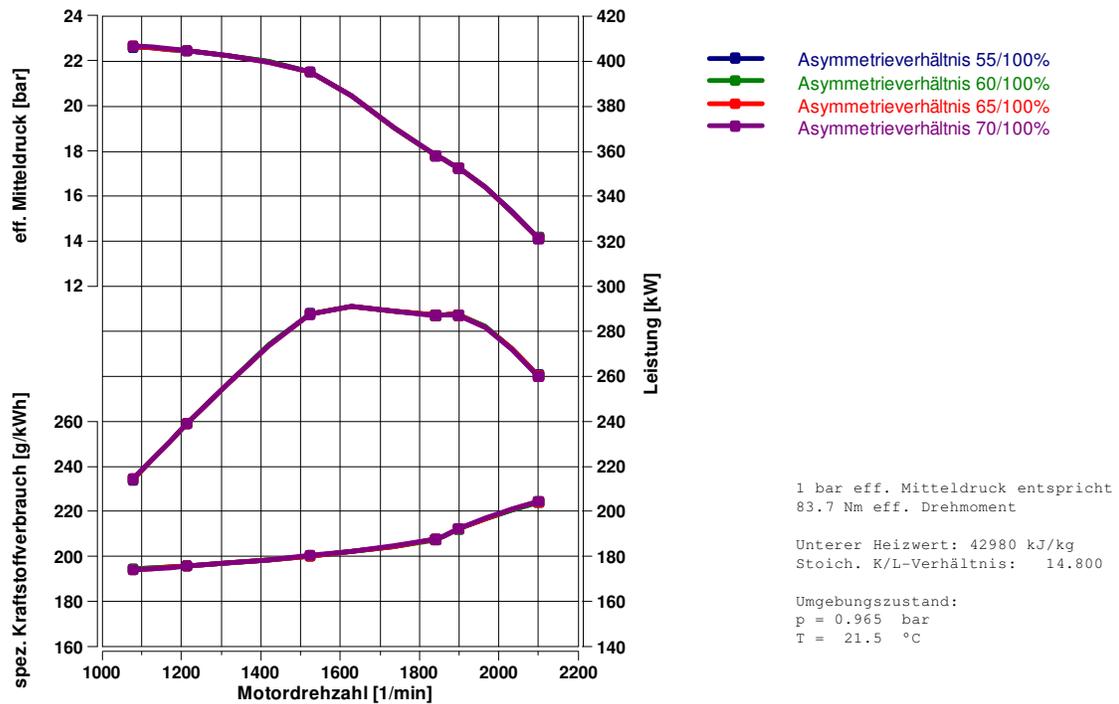


Abbildung D.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

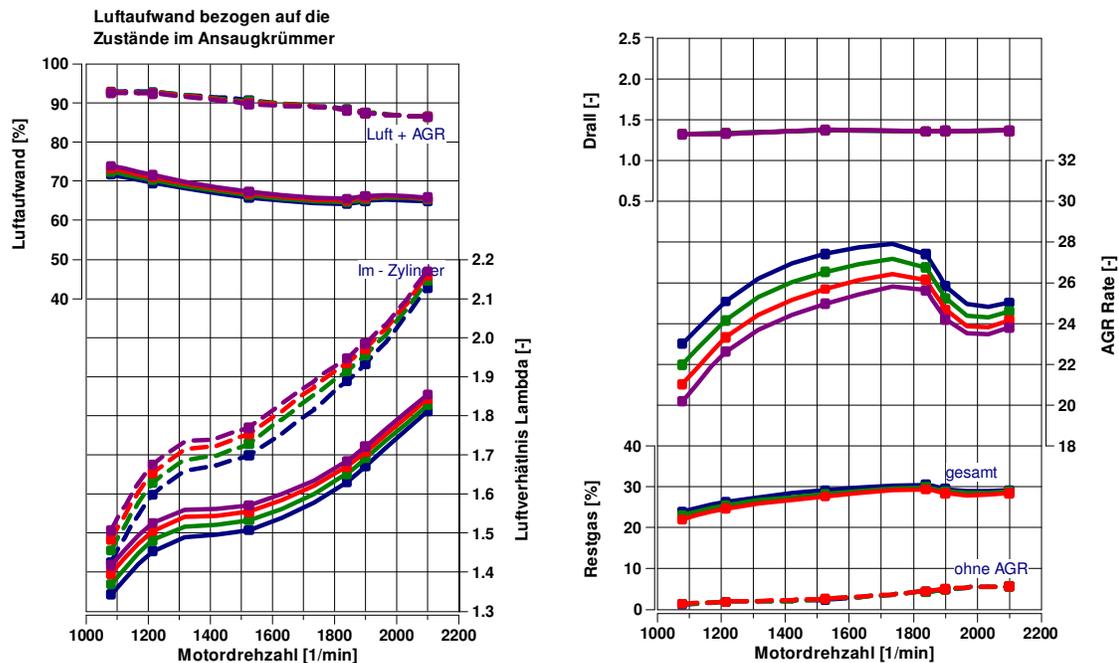


Abbildung D.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

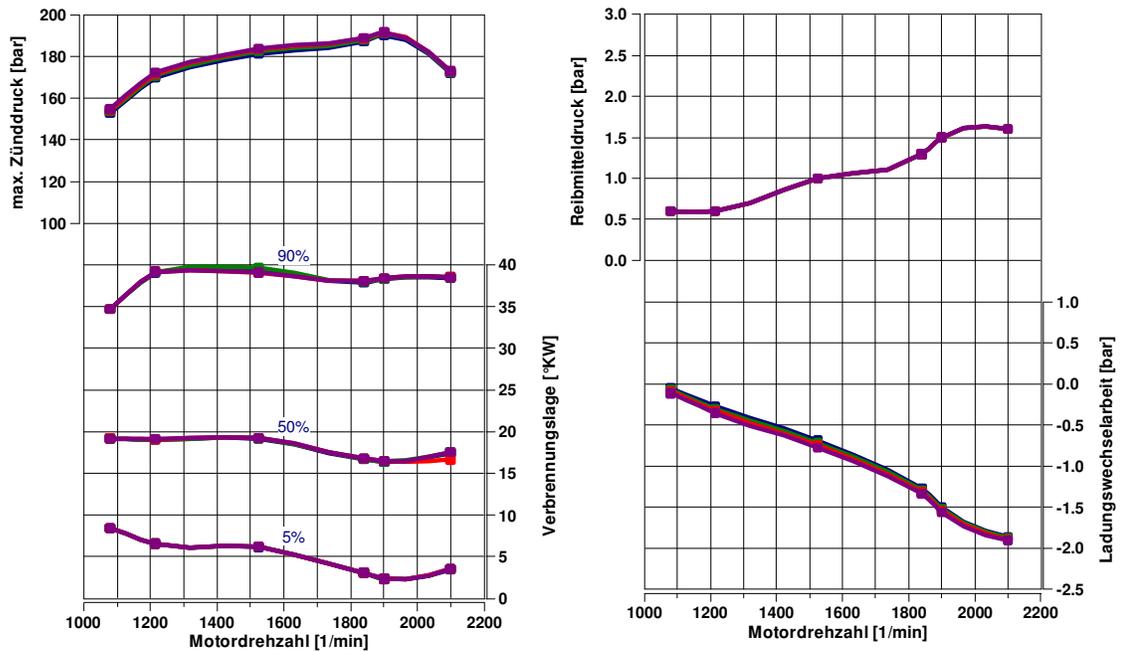


Abbildung D.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselarbeit

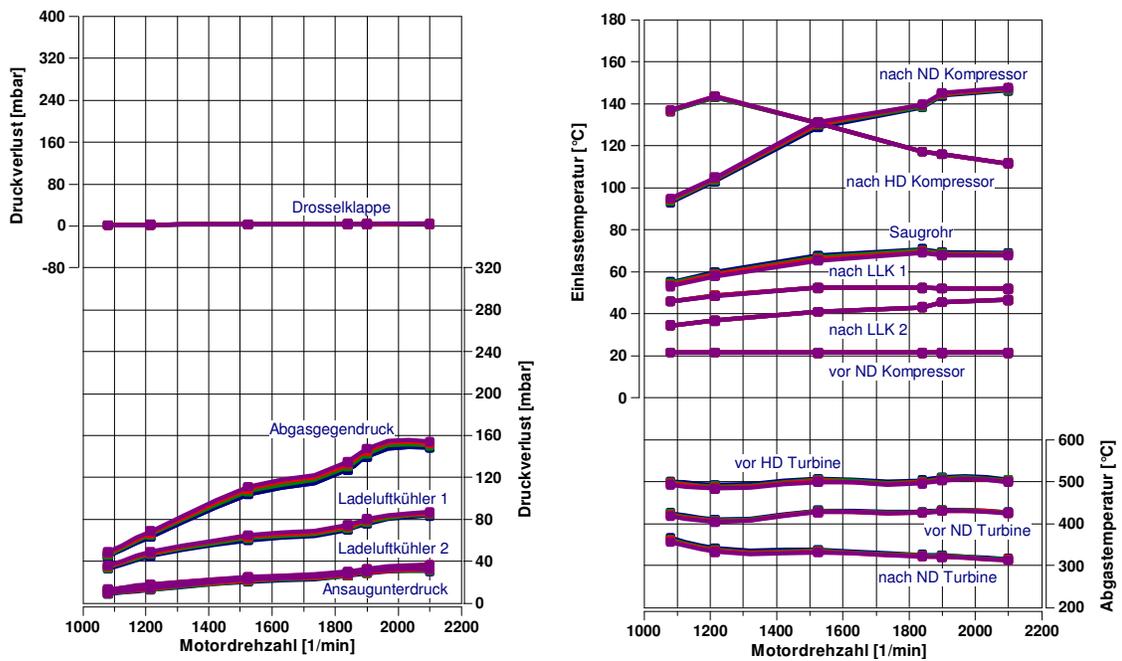


Abbildung D.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

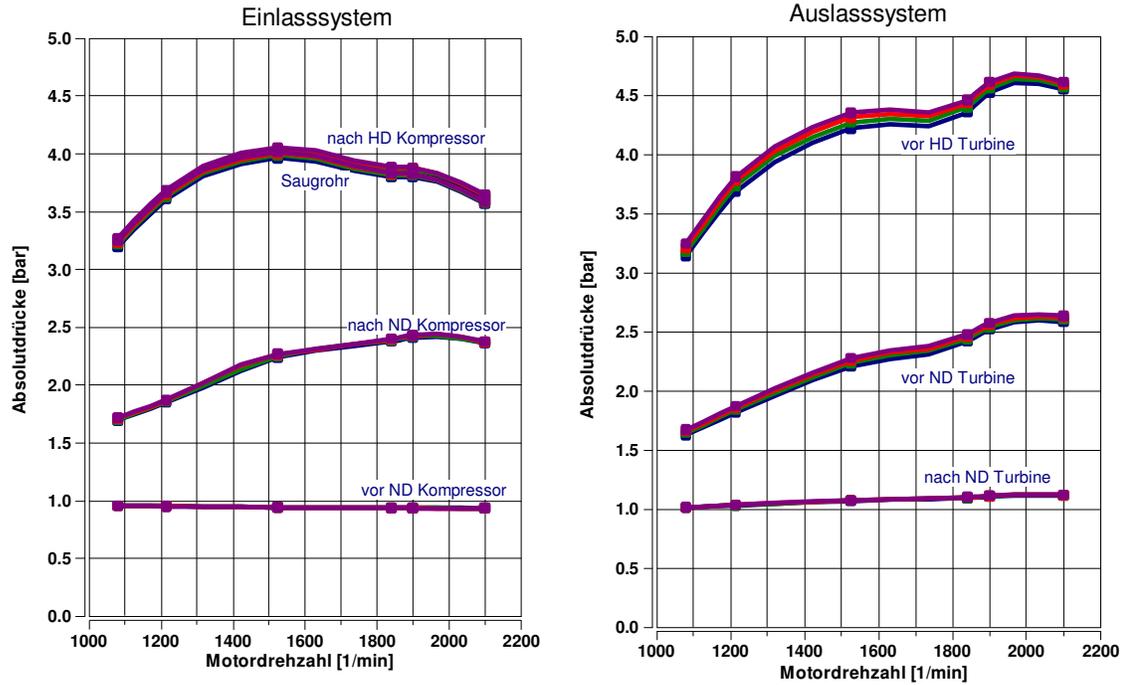


Abbildung D.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

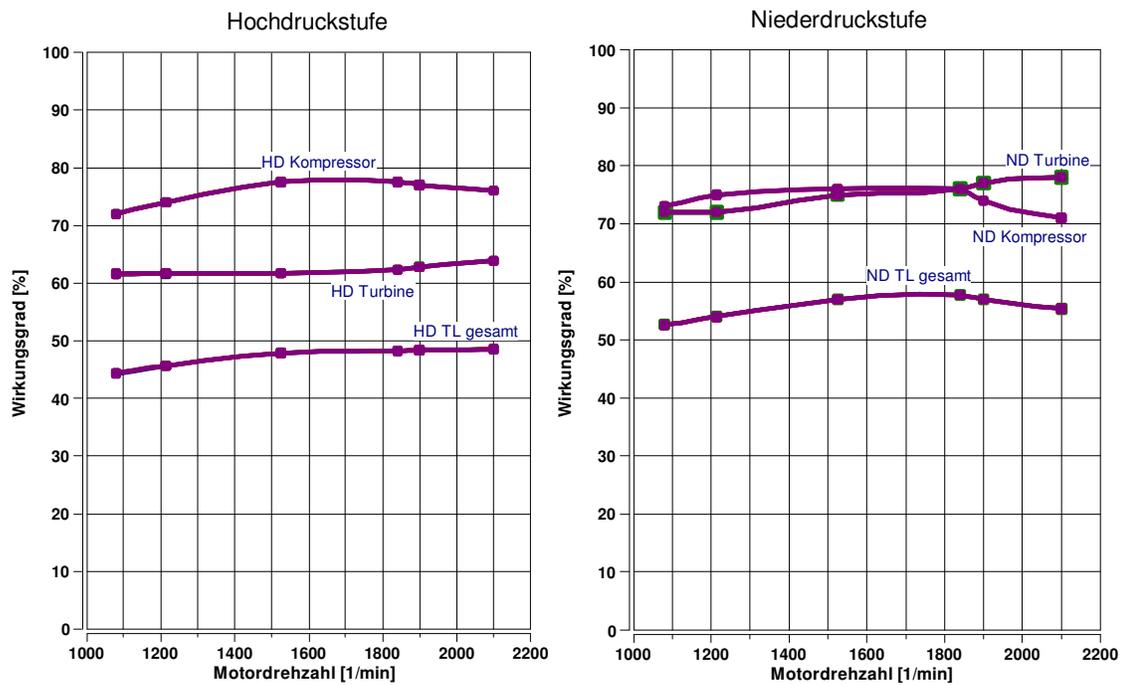


Abbildung D.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

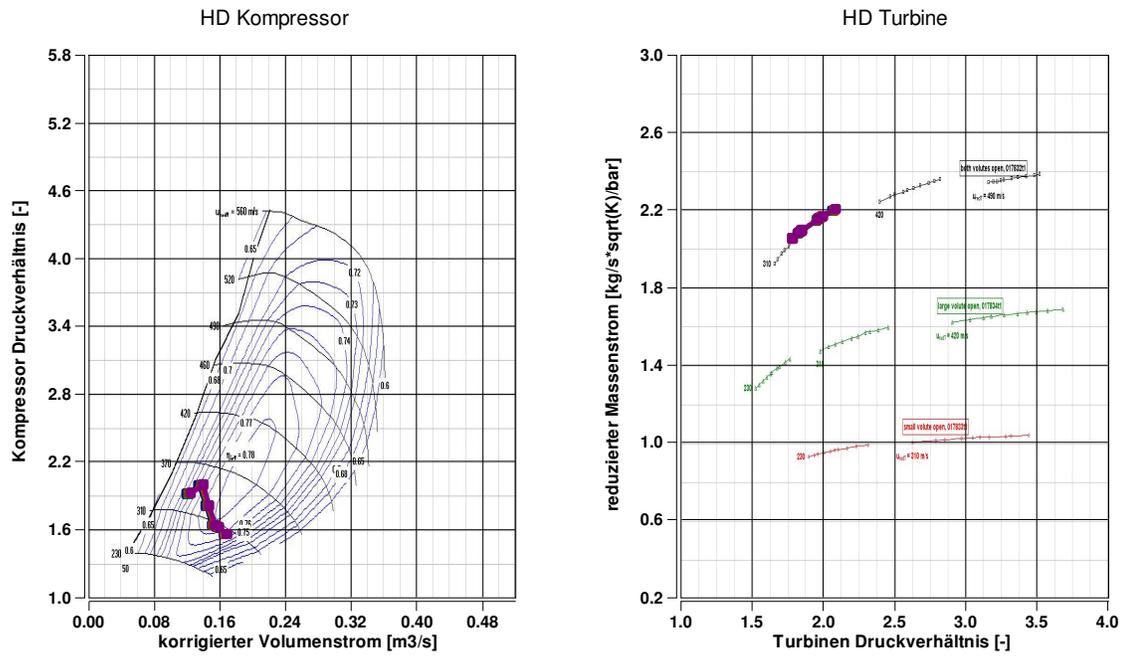


Abbildung D.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

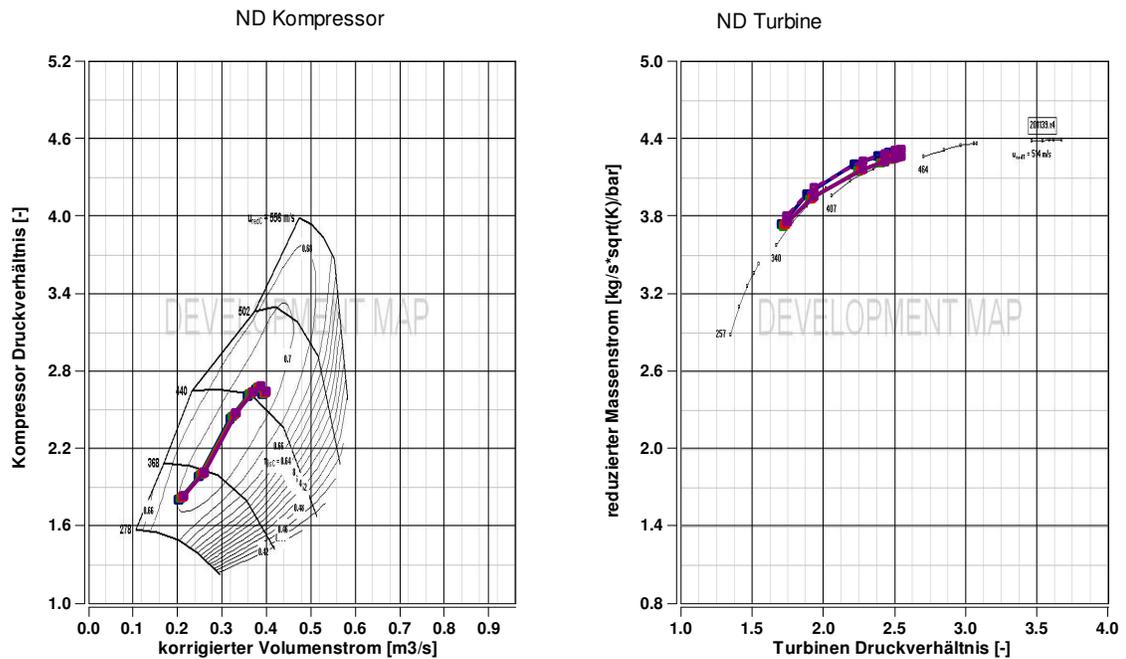


Abbildung D.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

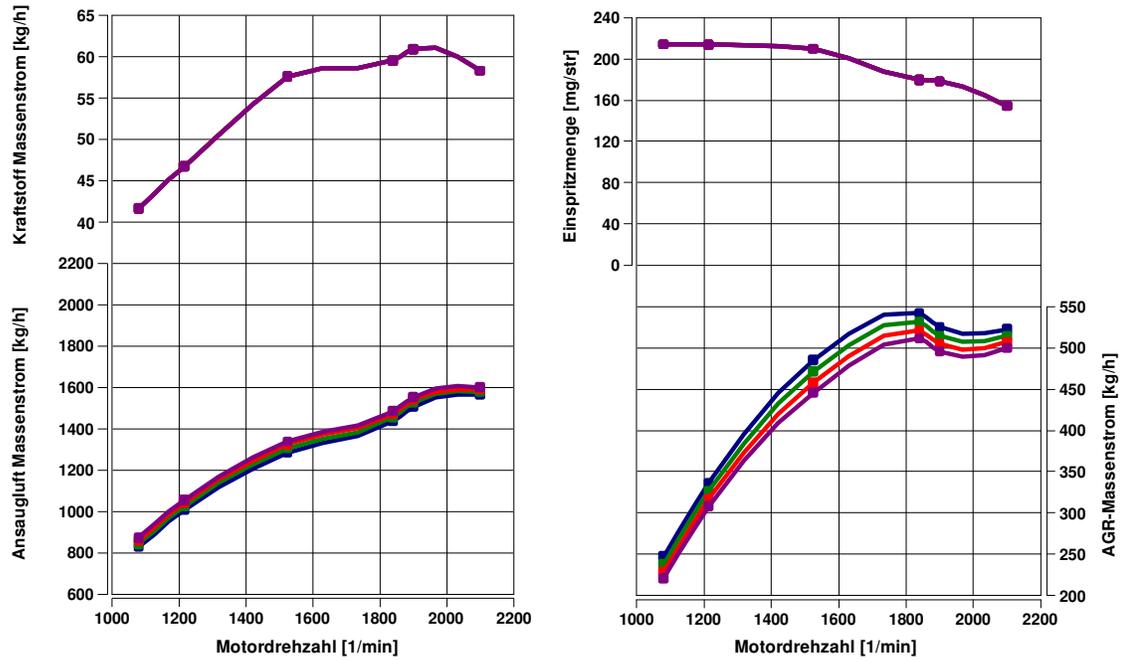


Abbildung D.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

Anhang E – Vergleich Basis zu 55/100% Querschnittsverhältnis

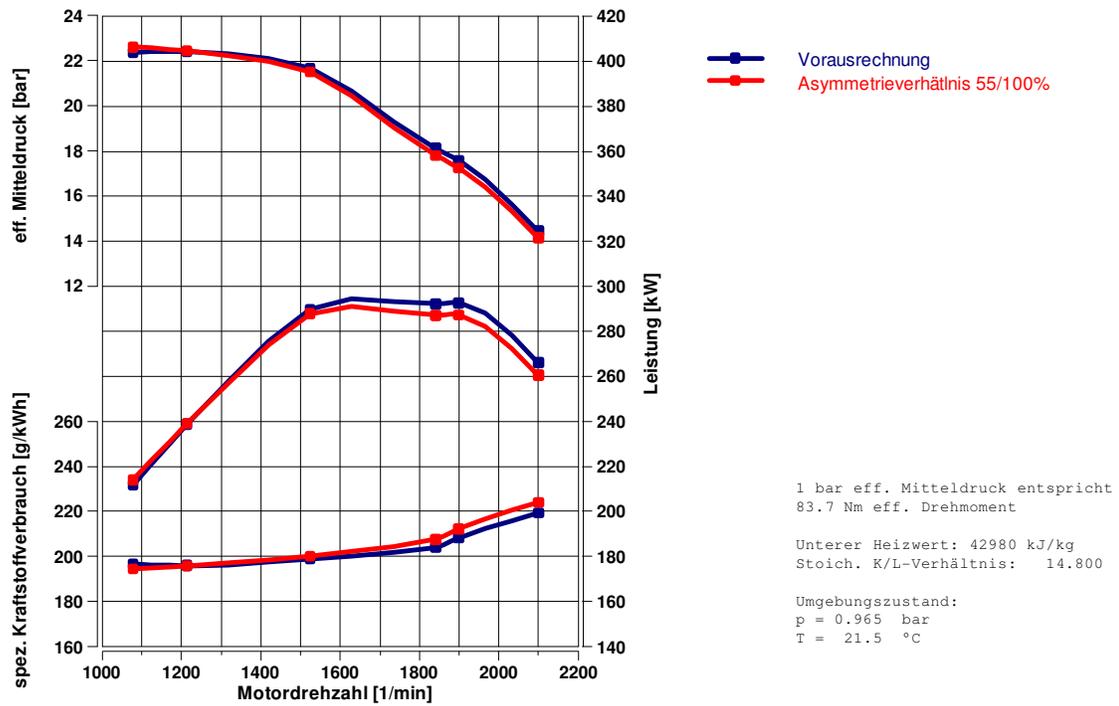


Abbildung E.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

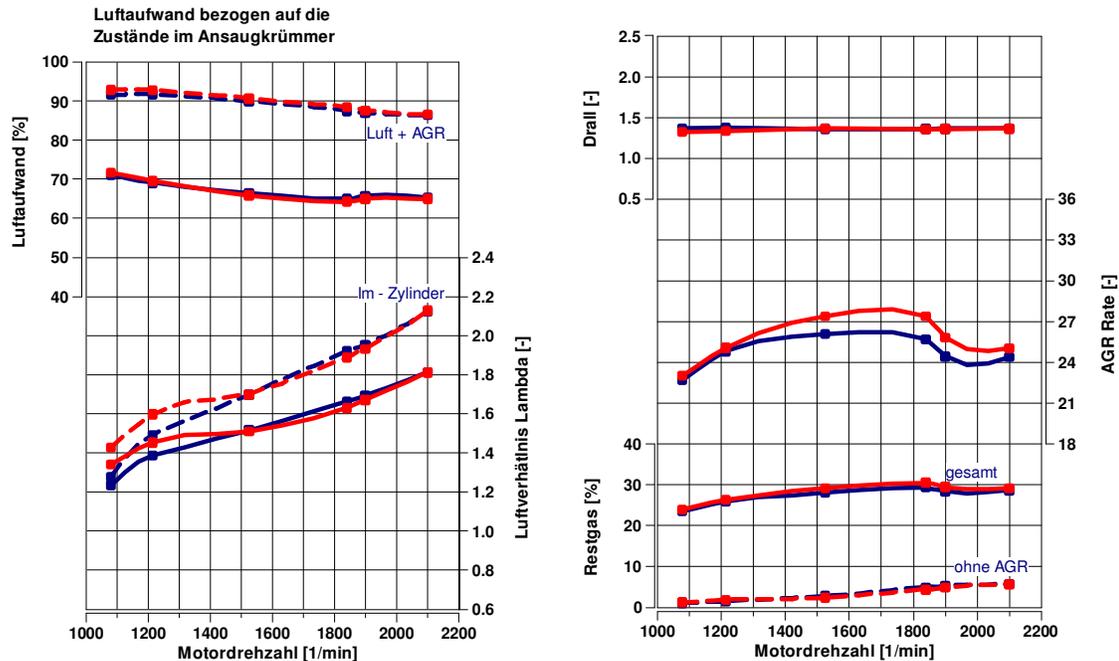


Abbildung E.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

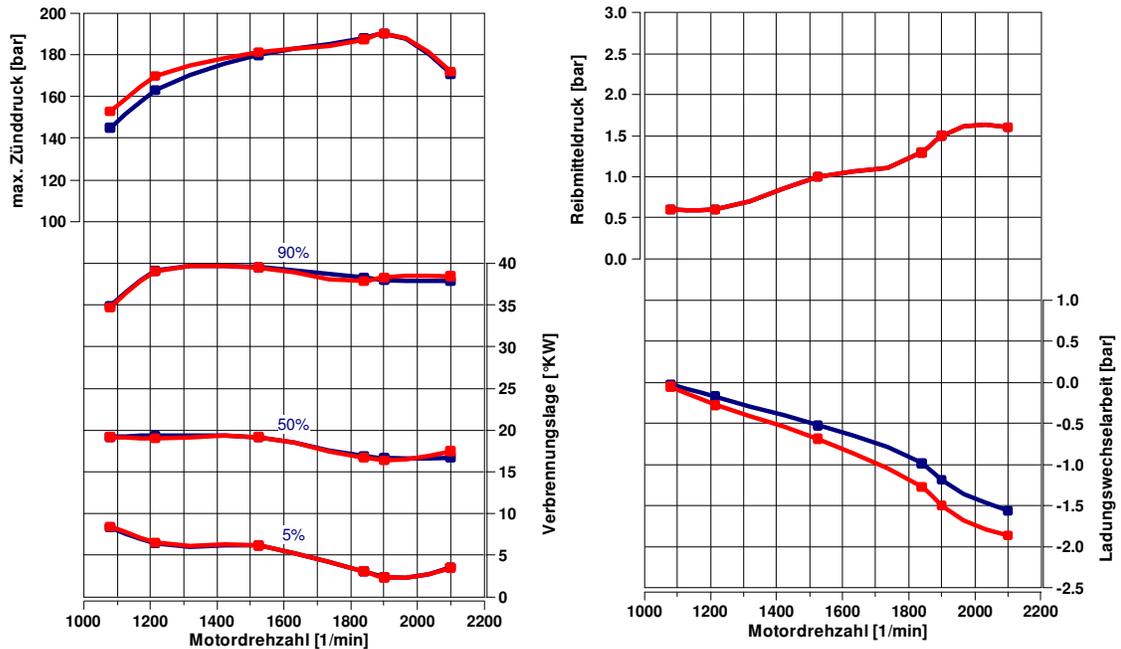


Abbildung E.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselerbeit

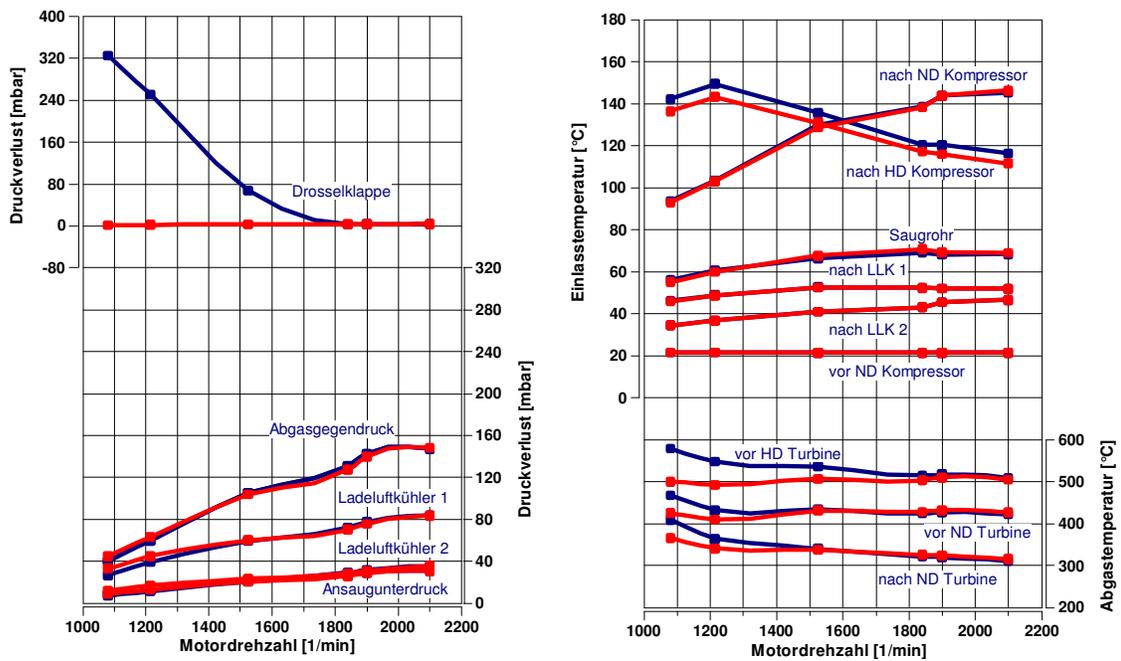


Abbildung E.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

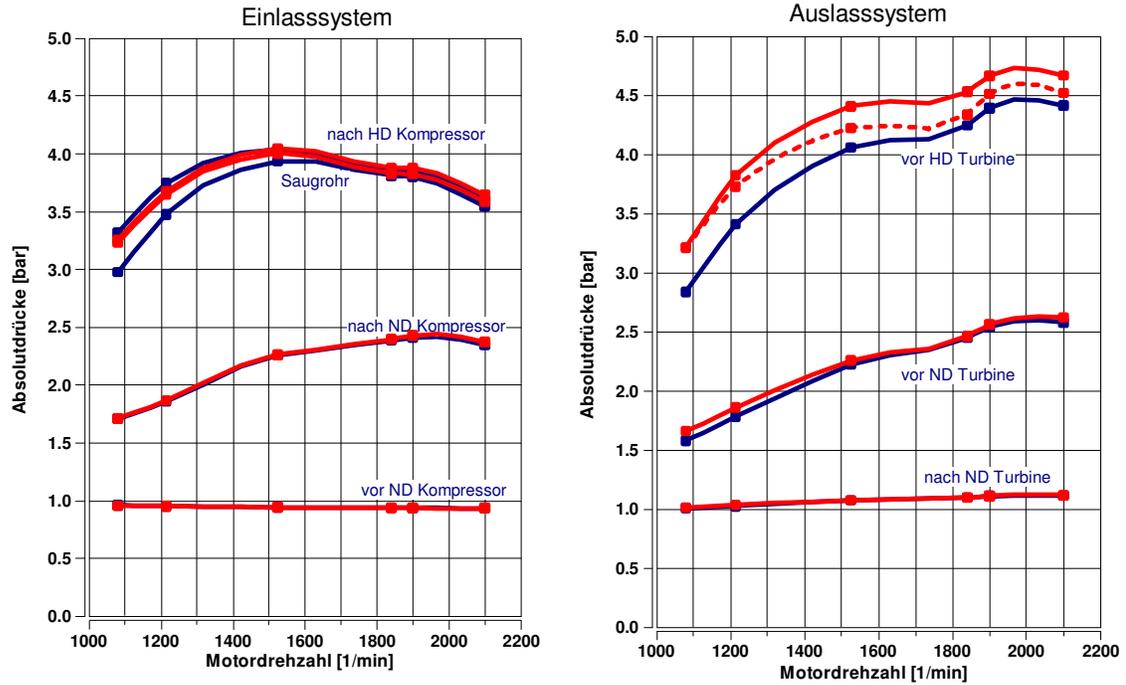


Abbildung E.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

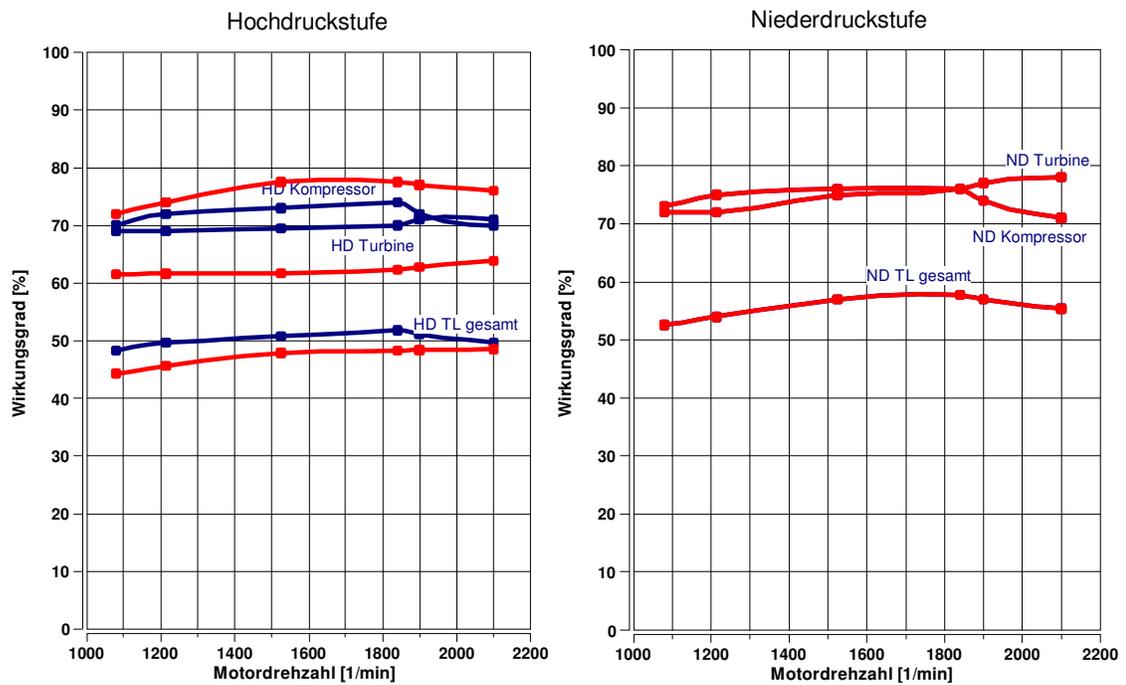


Abbildung E.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

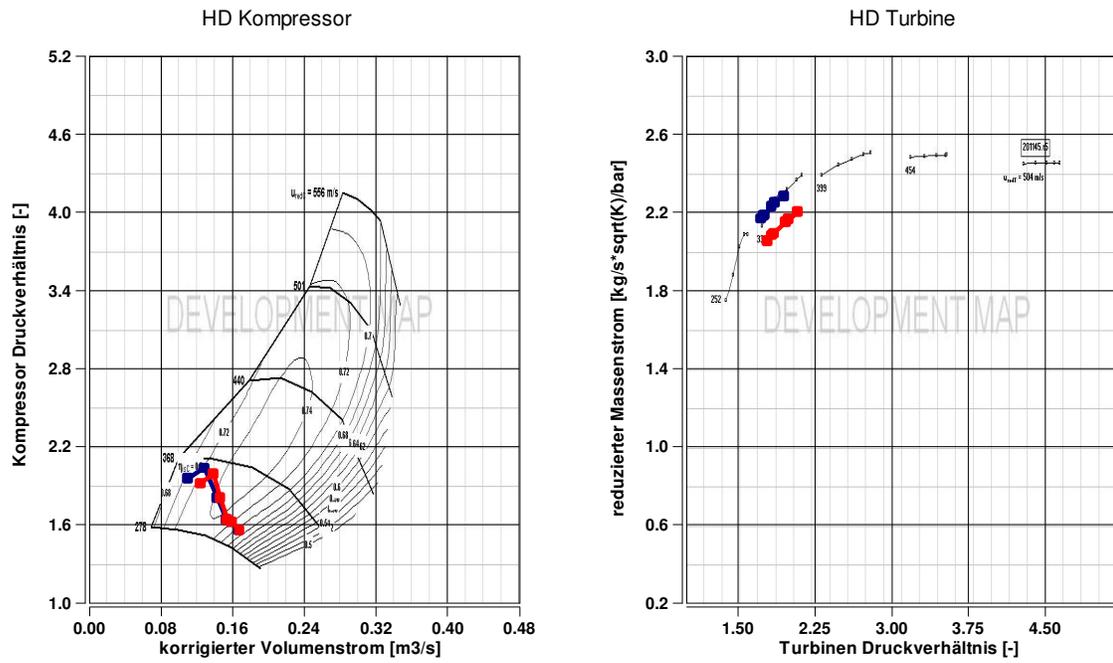


Abbildung E.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

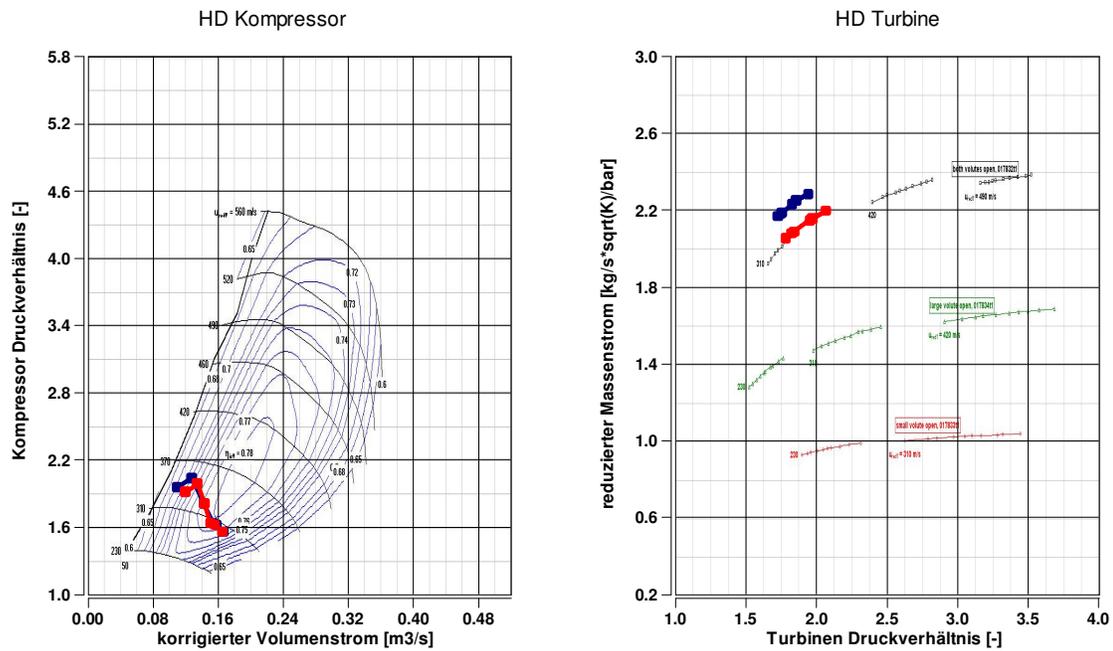


Abbildung E.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

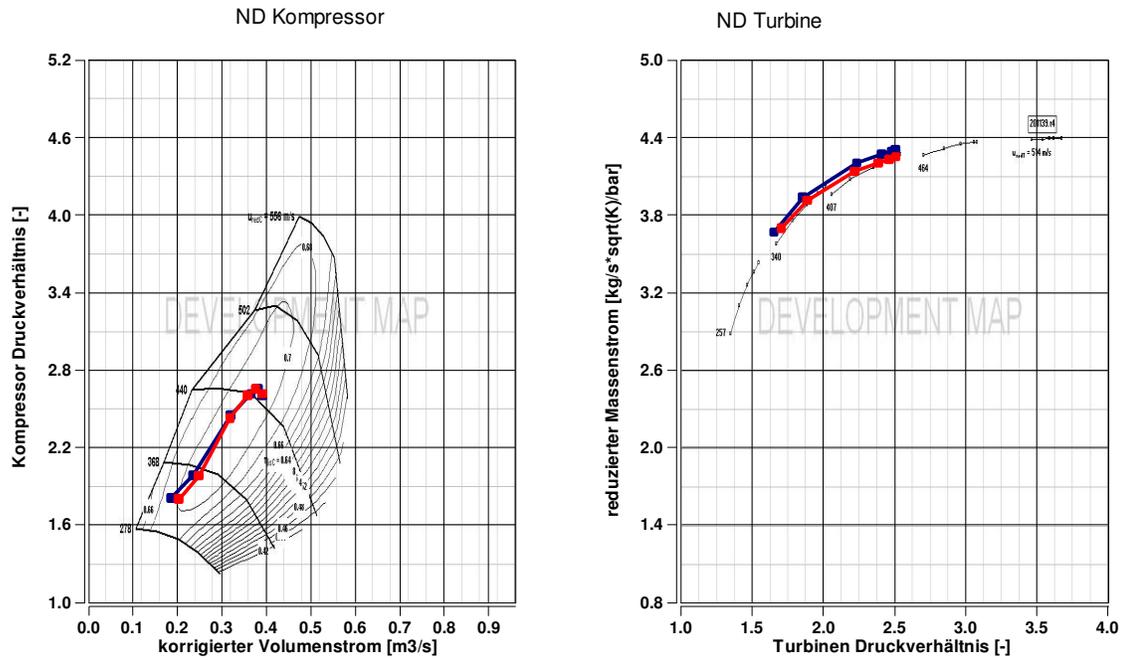


Abbildung E.9: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

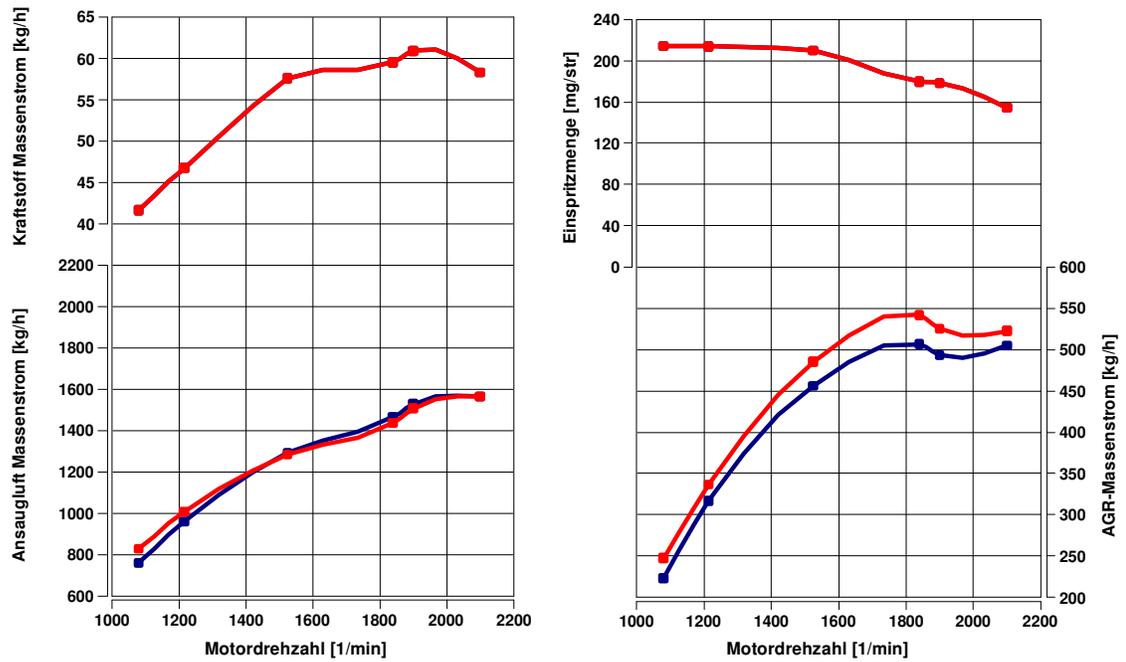


Abbildung E.10: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

Anhang F – Wastegate Positionen

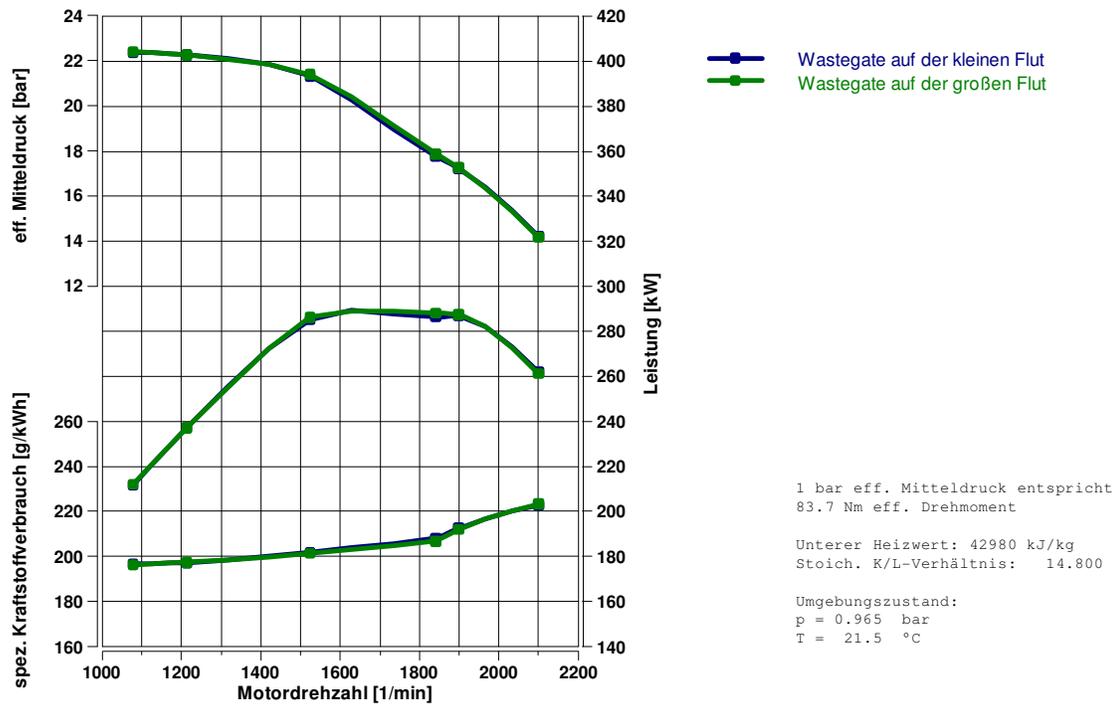


Abbildung F.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

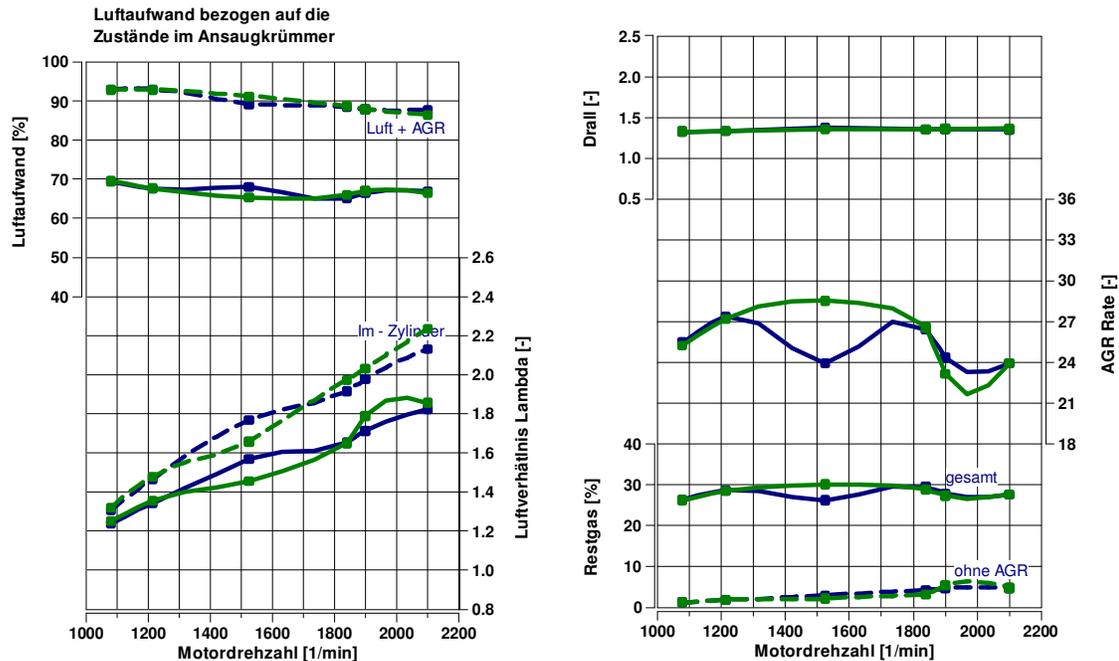


Abbildung F.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

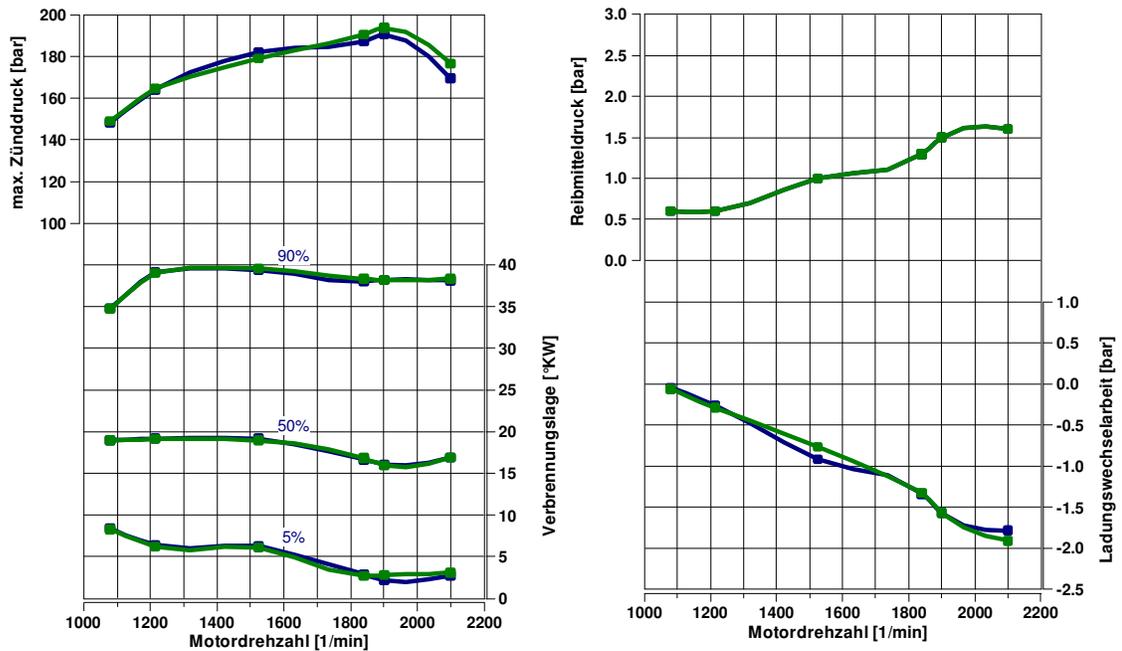


Abbildung F.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechsellarbeit

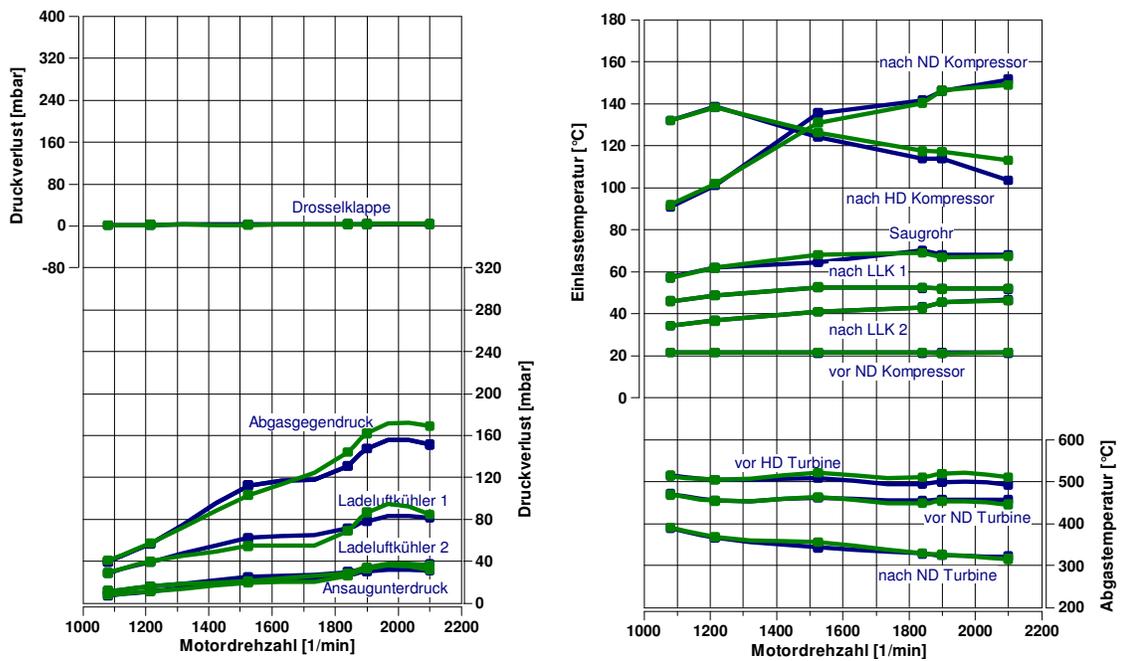


Abbildung F.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

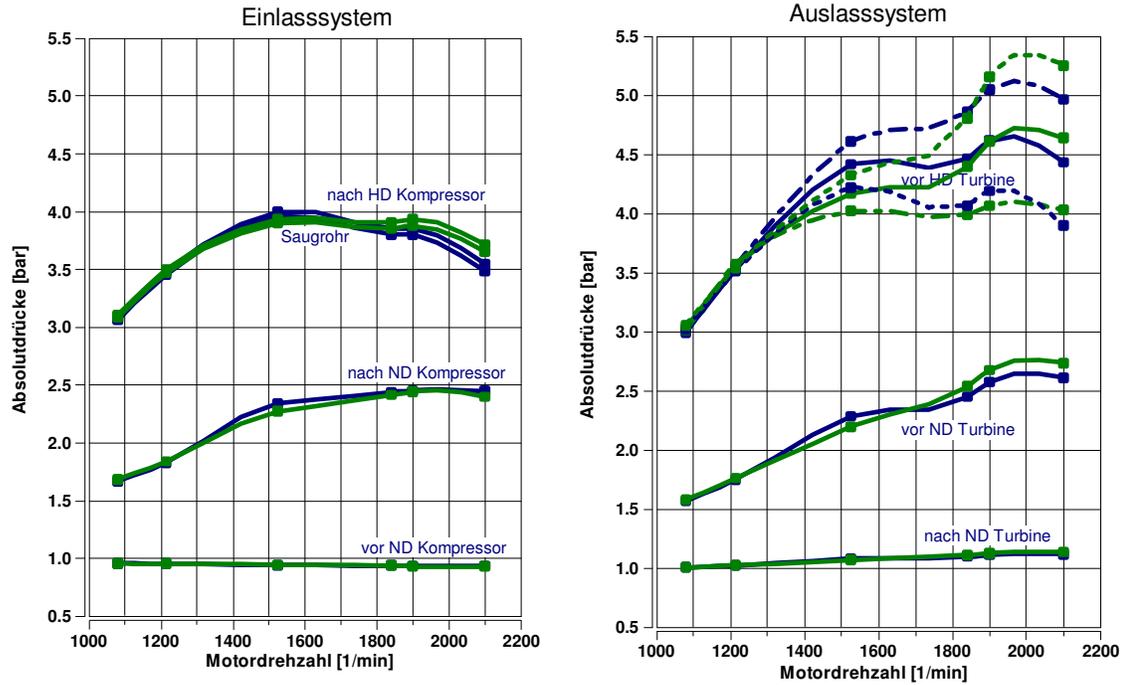


Abbildung F.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

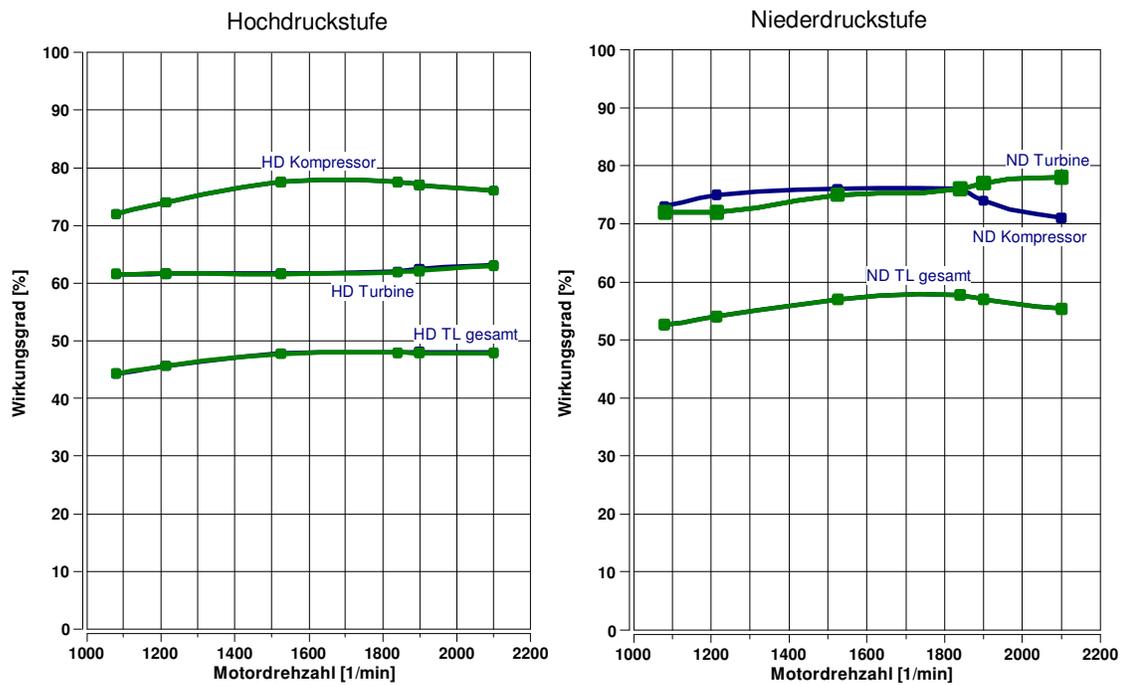


Abbildung F.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

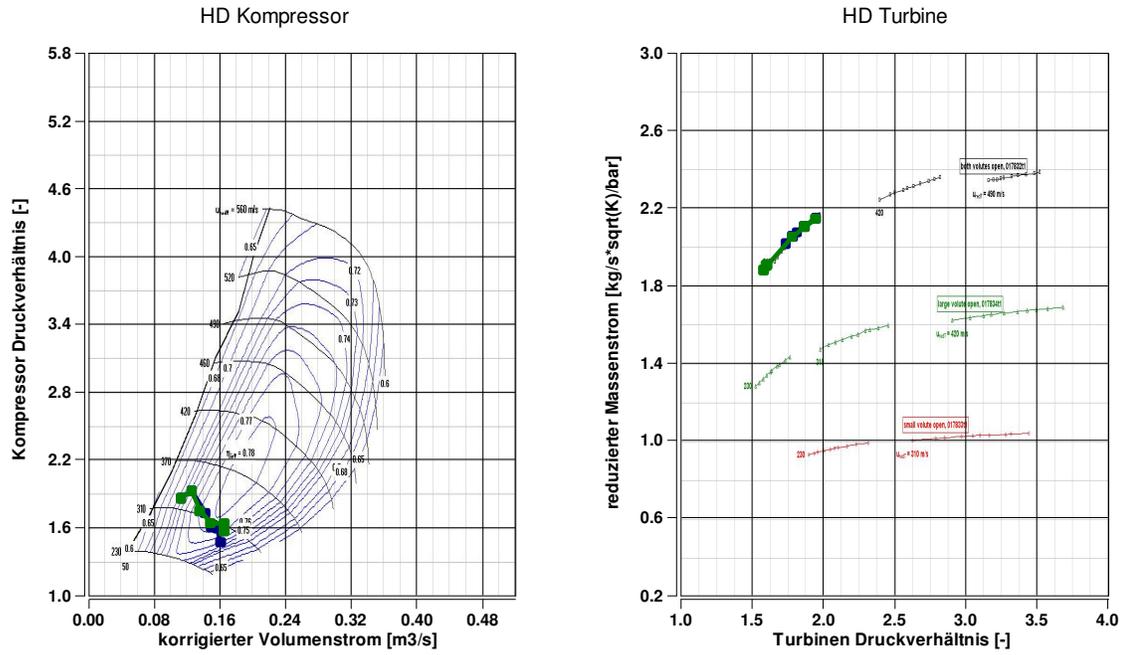


Abbildung F.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

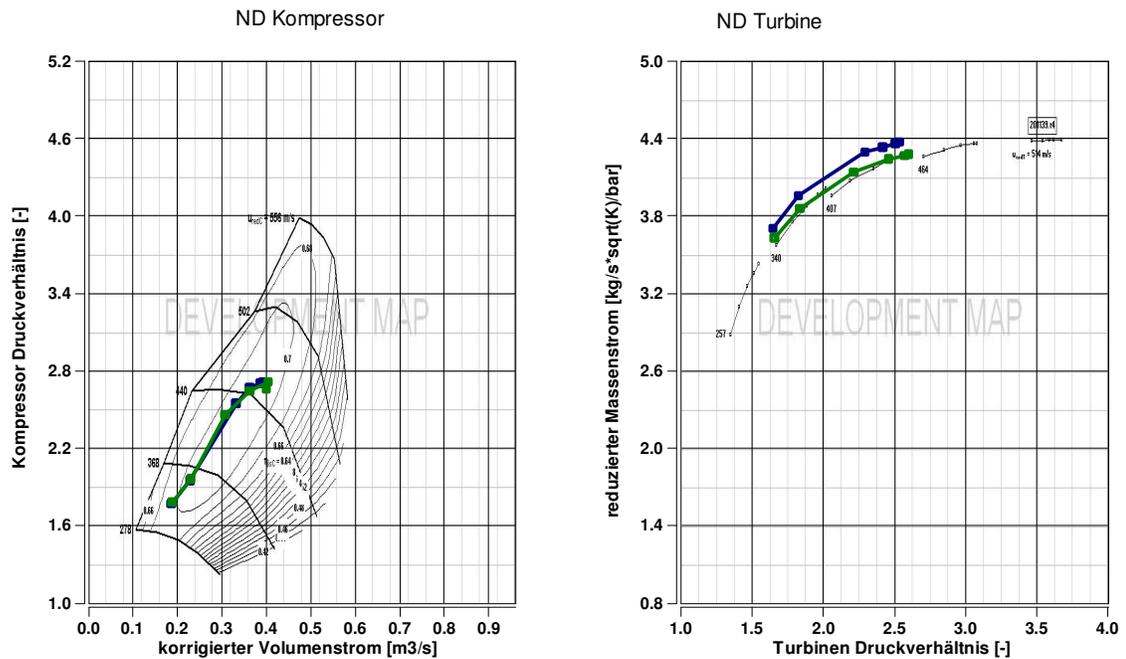


Abbildung F.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

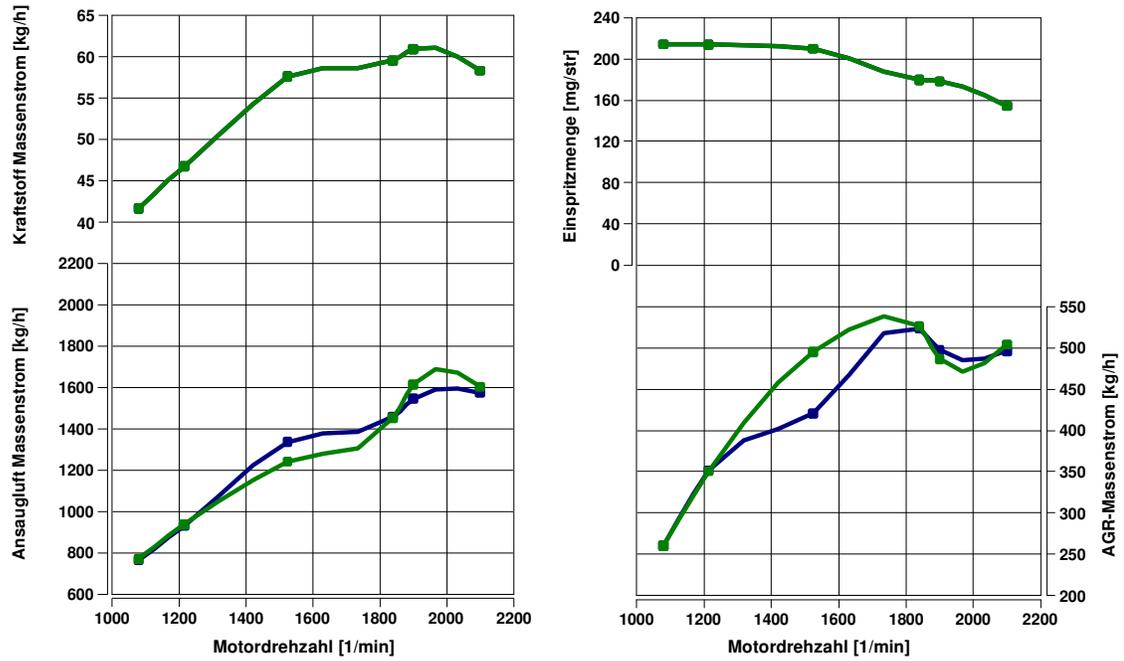


Abbildung F.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge

Anhang G – Auswirkung der Flutterventile

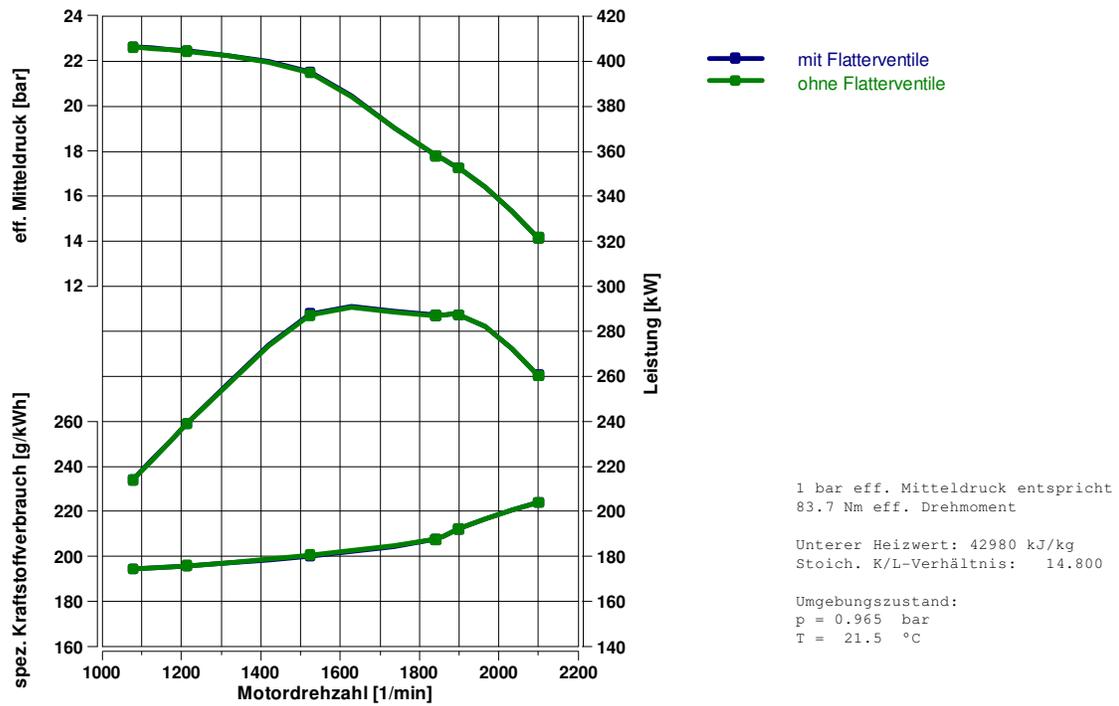


Abbildung G.1: eff. Mitteldruck, spez. Kraftstoffverbrauch, Leistung

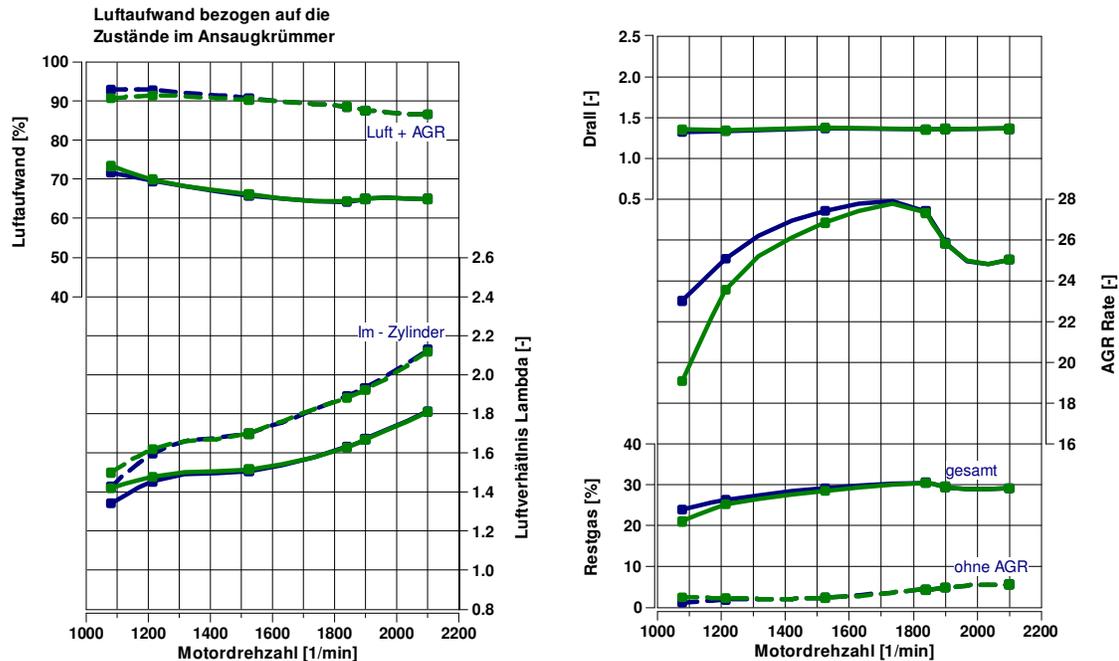


Abbildung G.2: Luftaufwand, Lambda, Drall, AGR-Rate, Restgas

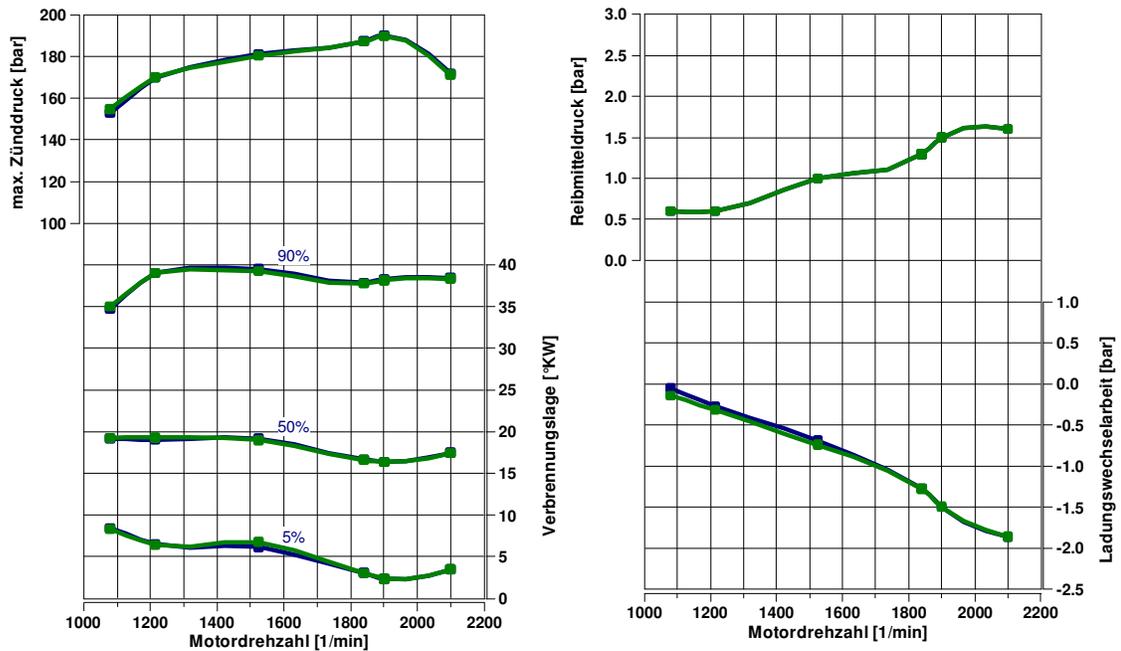


Abbildung G.3: max. Zünddruck, Verbrennungslage, Reibmitteldruck, Ladungswechselarbeit

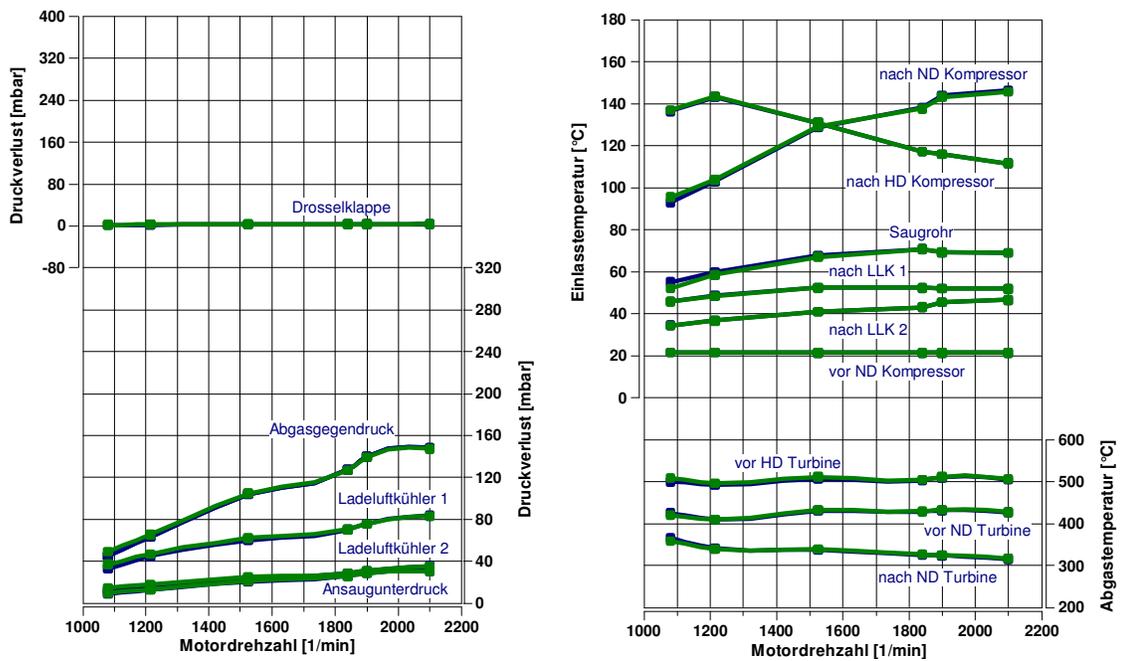


Abbildung G.4: Druckverluste, Einlasstemperaturen, Abgastemperaturen

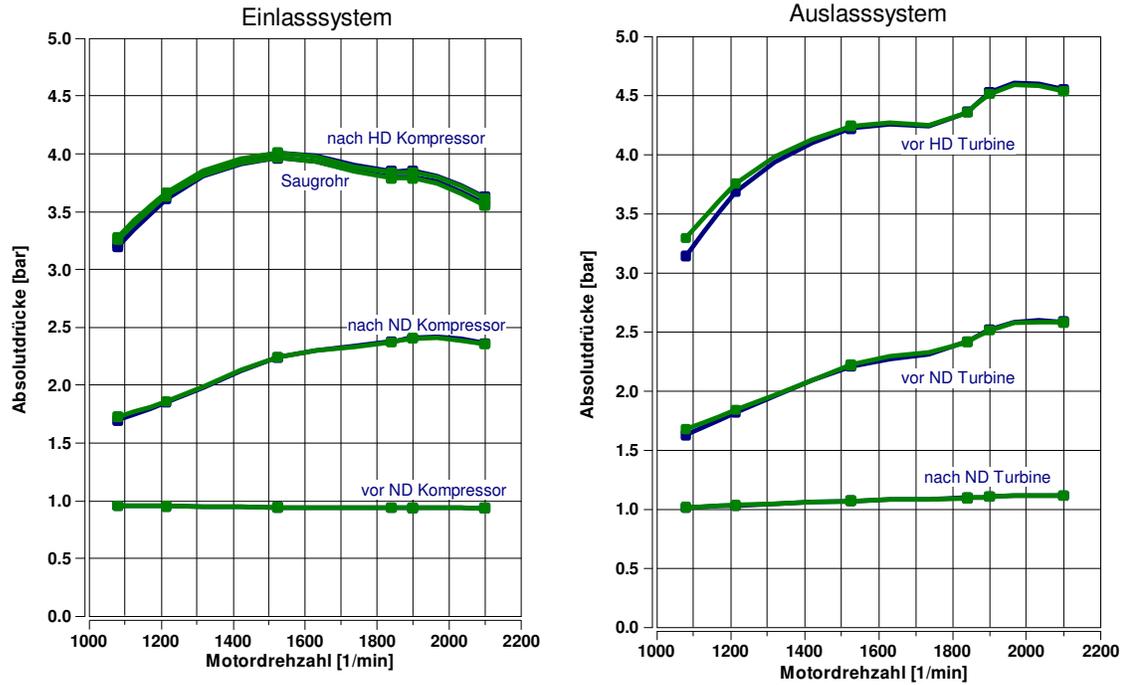


Abbildung G.5: Absolutdrücke Ein- und Auslasssystem

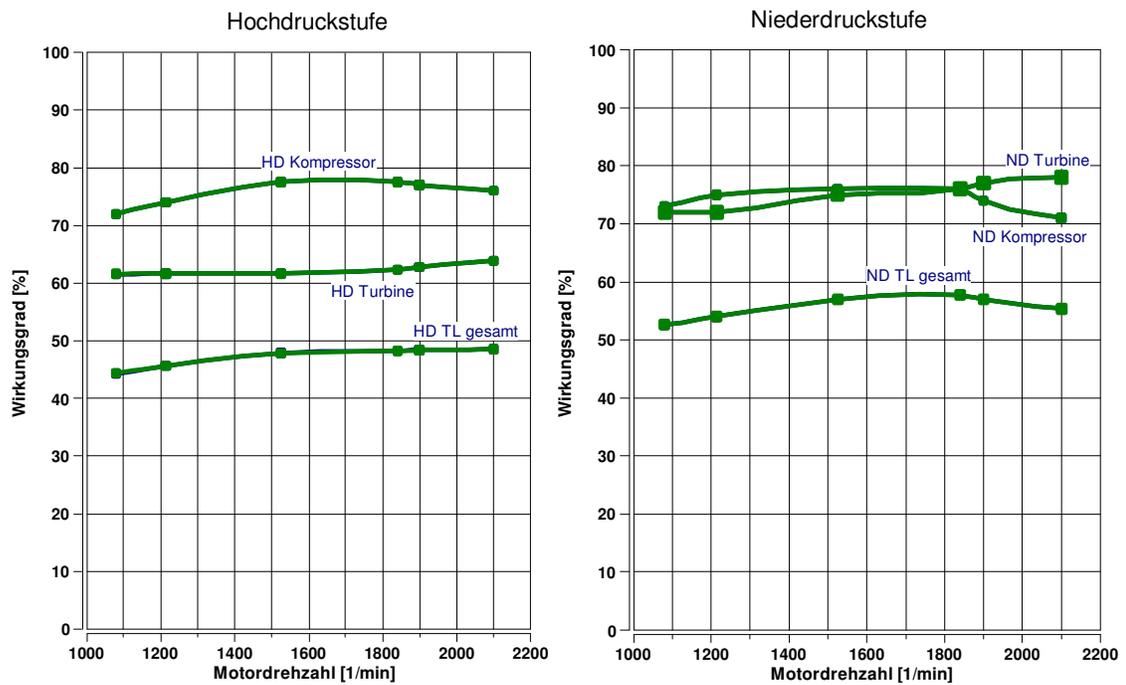


Abbildung G.6: ATL-Wirkungsgrade HD- und ND-Stufe

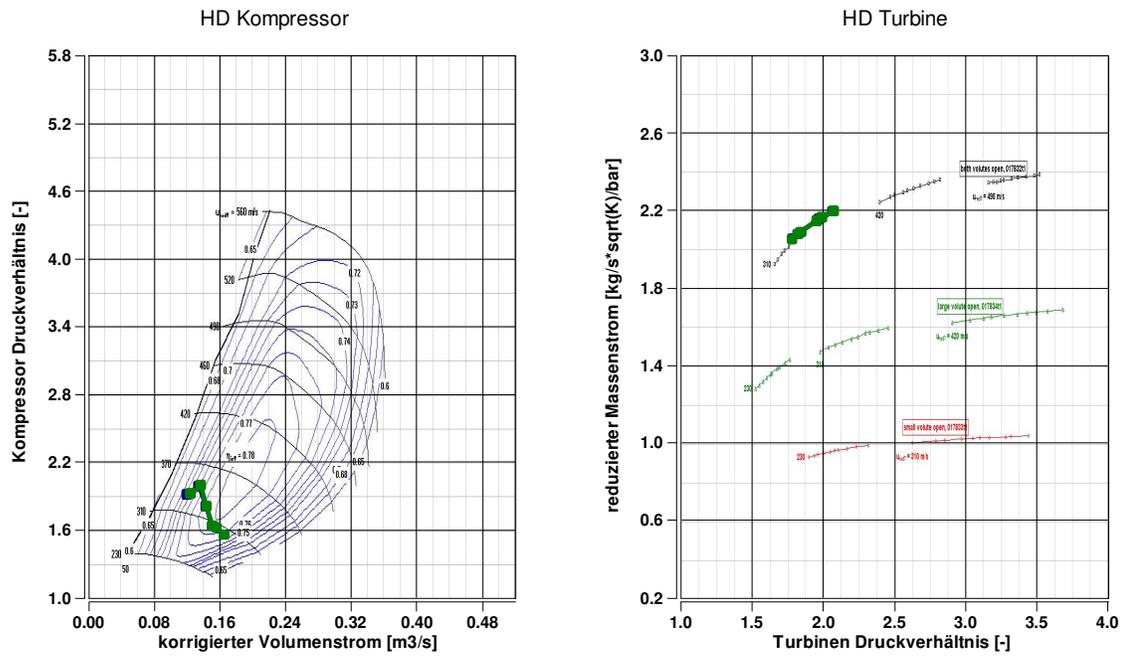


Abbildung G.7: Kompressor- und Turbinenkennfeld der HD-Stufe

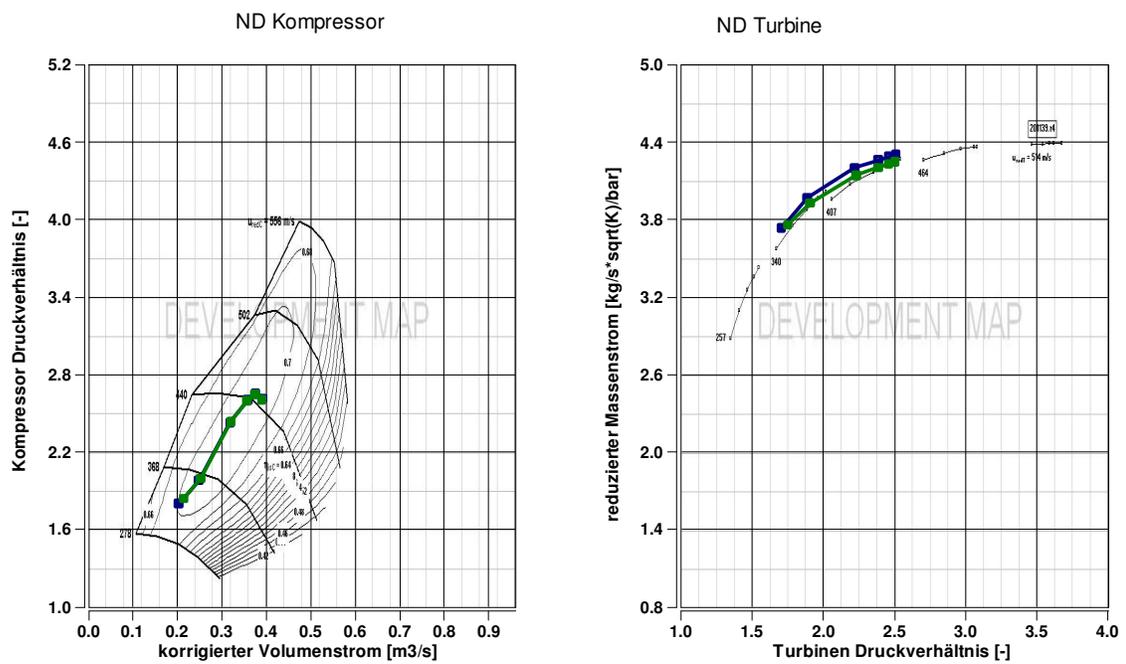


Abbildung G.8: Kompressor- und Turbinenkennfeld der ND-Stufe

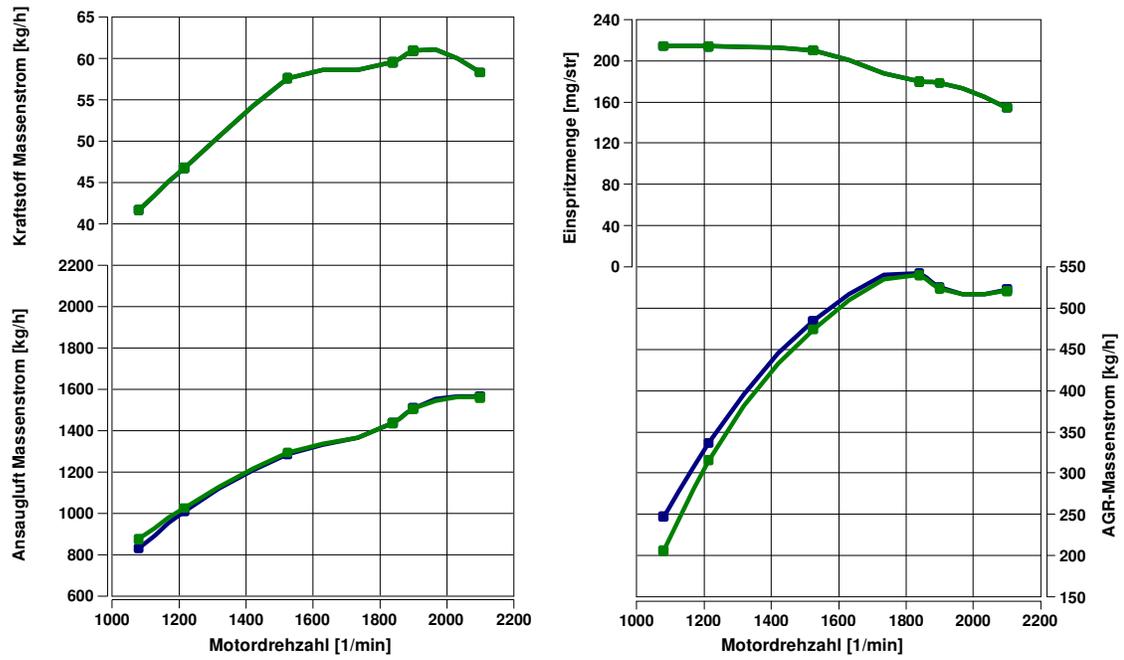


Abbildung G.9: Kraftstoff-, Ansaugluft-, AGR-Massenstrom, Einspritzmenge