

Masterarbeit

BEWERTUNG AKTUELLER KONZEPTE FÜR GROßMOTOREN

Verfasser

Gernot Kammel

Eingereicht am

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
der Technischen Universität Graz

Vorstand: Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Ao. Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer

Dipl.-Ing. Dr. techn. Gerhard Pirker

Graz, 07.05.2013

Vorwort

Diese Masterarbeit entstand am Large Engine Competence Center der TU Graz.

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Ao. Univ. Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Andreas Wimmer, dem Leiter des LEC, für die Ermöglichung meiner Masterarbeit und die Zurverfügungstellung der Ressourcen bedanken.

Weiters möchte ich mich bei meinem Betreuer, Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Gerhard Pirker, sowie Herrn Dipl.-Ing Markus Krenn für ihre tatkräftige Unterstützung und hervorragende Betreuung bedanken.

Außerdem bedanke ich mich bei meinen Kollegen, welche mir bei der Lösung verschiedenster Probleme geholfen haben.

Danke sagen möchte ich auch meiner Freundin Angelika, die mich immer unterstützt hat und mir stets moralischen Rückhalt gab.

Einen großen Dank möchte ich meiner Familie aussprechen, welche mir stets geholfen hat und mir mein Studium ermöglichte.

Inhalt

VORWORT	2
INHALT	3
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	5
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	7
ZUSAMMENFASSUNG	8
ABSTRACT	9
1 EINLEITUNG	10
1.1 ZIEL	10
1.2 VORGEHEN	10
1.3 INHALTE DER KAPITEL	11
2 GRUNDLAGEN	12
2.1 DER GROBGASMOTOR	12
2.1.1 <i>Geschichte des Gasmotors</i>	13
2.2 EMISSIONEN	14
2.2.1 <i>Abgaszusammensetzung</i>	14
2.2.2 <i>Gesetzliche Emissionsrichtlinien</i>	15
2.3 GROBGASMOTOREN IM LEISTUNGSSEGMENT VON 10MW	18
2.3.1 <i>Wärtsilä</i>	19
2.3.2 <i>MAN Diesel & Turbo SE</i>	20
2.3.3 <i>Rolls-Royce Marine Engines – Bergen</i>	21
2.3.4 <i>Kawasaki Heavy Industries</i>	22
2.3.5 <i>Hyundai Heavy Industries</i>	23
2.3.6 <i>GE Jenbacher</i>	24
2.4 KONZEPTE FÜR GROBGASMOTOREN	26
2.4.1 <i>Der Magerbetrieb</i>	26
2.4.2 <i>Aufladekonzepte</i>	27
2.4.3 <i>Miller-Verfahren</i>	29
2.4.4 <i>Leistungsregelungskonzepte</i>	31
3 METHODEN ZUR TECHNOLOGIEBEWERTUNG	33
3.1 COMPUTERGESTÜTZTE SIMULATION	33
3.2 VERLUSTANALYSE	34
3.2.1 <i>Verlust durch reale Ladung</i>	35
3.2.2 <i>Verlust durch unvollkommene Verbrennung</i>	36
3.2.3 <i>Verlust durch reale Verbrennung</i>	37
3.2.4 <i>Verlust durch Wärmeübergang</i>	38
3.2.5 <i>Verlust durch Leckage</i>	39
3.2.6 <i>Verlust durch Überströmen</i>	39
3.2.7 <i>Verluste durch realen Ladungswechsel</i>	40
3.2.8 <i>Verlust durch Reibung</i>	41
3.2.9 <i>Verlust durch den Generator</i>	42
4 SIMULATION – MODELL	43
4.1 DAS GRUNDMODELL	44
4.1.1 <i>Randbedingungen des Simulationsmodells</i>	44
4.1.2 <i>Konvergenzkriterien</i>	45
4.1.3 <i>Regelung</i>	45
4.2 ADAPTION DES GT - MODELLS	48
4.2.1 <i>Reduktion der Drehzahl auf 750 min⁻¹</i>	49
4.2.2 <i>Veränderung der Aufladung auf das einstufige Konzept</i>	50
4.2.3 <i>Veränderung der Leistungsregelung auf Wastegate</i>	53
4.2.4 <i>Veränderung der Leistungsregelung auf variable Turbinengeometrie</i>	54

5	SIMULATION – ERGEBNISSE.....	57
5.1	BASISMOTOR MIT 1000 MIN ⁻¹	57
5.1.1	Vergleich von TSTC mit SSTC bei 1000 min ⁻¹	58
5.1.2	Vergleich von TSTC mit WG bei 1000 min ⁻¹	60
5.1.3	Vergleich von TSTC mit VTG bei 1000 min ⁻¹	60
5.1.4	Verlustanalyse auf Basis von TSTC bei 1000 min ⁻¹	60
5.2	BASISMOTOR MIT 750 MIN ⁻¹	62
5.2.1	Vergleich von TSTC mit SSTC bei 750 min ⁻¹	63
5.2.2	Vergleich von TSTC mit WG bei 750 min ⁻¹	65
5.2.3	Vergleich von TSTC mit VTG bei 750 min ⁻¹	65
5.2.4	Verlustanalyse auf Basis von TSTC bei 1000 min ⁻¹	65
5.3	VERGLEICH 1000 ZU 750 MIN ⁻¹	66
5.4	BASISMOTOR MIT VERÄNDERUNG VON HUB, BOHRUNG UND E.....	68
5.4.1	Vergleich von Basis zu Motormodell mit verändertem Hub und Bohrung.....	69
5.4.2	Auswirkung der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses.....	71
5.4.3	Verlustanalyse.....	71
5.5	VERGLEICH UNTERSCHIEDLICHER MOTORMODELLE.....	72
5.5.1	Verlustanalyse der unterschiedlichen Motormodelle.....	75
6	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	77
6.1	ERGEBNISSE	77
6.2	POTENTIALE UND AUSBLICK	78
7	LITERATURVERZEICHNIS	79
8	ABBILDUNGSVERZEICHNIS.....	81
9	TABELLENVERZEICHNIS	83
10	ANHANG	84
10.1	VERÄNDERUNG VON KOLBENHUB UND BOHRUNGSDURCHMESSERS BEI UNTERSCHIEDLICHEM UMSETZUNGSGRAD.....	84

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche
$c_p; c_v$	$J/(kg \cdot K)$	Spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
c_s	m/s	Schallgeschwindigkeit
H	J	Enthalpie
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	bar	Druck
p_m	bar	Mitteldruck
P	$(k)W$	Leistung
Q	kJ	Wärmemenge
T	K	Thermodynamische Temperatur
u	J/kg	Spezifische innere Energie
V	m^3	Volumen
W	J	Arbeit

Griechische Formelzeichen

α	$W/(m^2 \cdot K)$	Wärmeübergangskoeffizient
ε	–	Leistungszahl; Verdichtungsverhältnis
η	–	Wirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent
λ	–	Luftverhältnis
φ	$^\circ KW$	Kurbelwinkel
ζ_u	–	Umsetzungsgrad

Indizes

2	Zustand vor Einlassventil
3	Zustand nach Auslassventil
B	Brennstoff
b	Burned
e	Effektiv
el	Elektrisch
g	Gütegrad
ges	Gesamt
i	Indiziert, ideal, innere
L	Ladung
Leck	Leckage
LW	Ladungswechsel
m	Mechanisch
max	Maximal
min	Minimal
r	Real, Reibung
st	Stöchiometrisch; Stoff
th	Thermodynamisch

u	Unvollkommen, unburned
Ü	Überströmen
um	Umgesetzt
V	Verbrennung, vollkommen
Ww	Wärmeübergang

Abkürzungen

1D	Eindimensional
AO	Auslass öffnen
ATL	Abgasturbolader
BMEP	Brake Mean Effective Pressure
CFD	Computational Fluid Dynamics
DIN	Deutsches Institut für Normung
ES	Einlassschluss
FMEP	Friction Mean Effective Pressure
HD	Hochdruck
IMEP	Indicated Mean Effective Pressure
ISO	International Organization for Standardization
KWK	Kraft-Wärme-Kopplung
LLK	Ladeluftkühler
MFB50	50% Mass Fraction Burnt
ND	Niederdruck
OT	Oberer Totpunkt
PMEP	Pumping Mean Effective Pressure
SSTC	Single Stage Turbo Compression
T	Turbine
TSTC	Two Stage Turbo Compression
UT	Unterer Totpunkt
V	Verdichter
VK	Vorkammer
VTG	Variable Turbinengeometrie
WG	Wastegate
ZK	Zwischenkühler

In Anlehnung an DIN 1304-1, DIN 1345, DIN 13 345 und ISO 80 0000-5

Eidesstattliche Erklärung

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

Gernot Kammel

Graz am 07.05.2013

Zusammenfassung

Um den Verbrauch an fossilen Brennstoffen zur Stromerzeugung zu verringern wird versucht, einen hohen Wirkungsgrad der Umwandlung zu erreichen. Die Verbrennung von Erdgas in Großgasmotoren erreicht höchste Wirkungsgrade, welche bei Einhaltung der geltenden Abgasgesetzgebung sogar über jenen von Großdieselmotoren liegen. Der Gasmotor verursacht niedrige Emissionen, jedoch müssen durch die immer strenger werdende Abgasgesetzgebung unter anderem die NO_x Emissionen weiter reduziert werden.

Diese Arbeit hat die Aufgabe, den bestehenden Markt an Großgasmotoren zu analysieren und jene Motoren mit einer Leistung von ca. 10 MW genauer zu untersuchen. Durch eine Recherche im Internet sowie in verschiedenen Veröffentlichungen sollen die grundsätzlichen Unterschiede und verwendeten Konzepte dieser Motoren erarbeitet werden. Das Ergebnis dieser Datenerhebung stellt die Einzelheiten der verwendeten Technologien genauer dar.

Aufbauend auf den gefundenen Daten sollen die unterschiedlichen Konzepte durch eine 1D CFD Simulation miteinander verglichen werden. Ausgangsbasis dafür ist ein bestehendes Vollmotormodell mit 20 Zylindern in V-Anordnung. Eine Adaption dieses Modells auf die erarbeiteten Konzepte ist somit nötig. Dafür werden neue Bausteine integriert und die Regelung an die neuen Anforderungen angepasst.

Um die Unterschiede der einzelnen Motormodelle sichtbar zu machen, sind einige Vergleiche nötig. Ein Vergleich der einzelnen Konzepte bei zwei verschiedenen Drehzahlen, soll die Unterschiede zueinander aufzeigen. Weiters sollen die Differenzen jedes Konzepts bei dieser Drehzahländerung sichtbar gemacht werden.

Um die Kolbengeschwindigkeit auf einem konstanten Wert zu halten, ist es nötig, einen neuen Kolbenhub sowie Bohrungsdurchmesser zu berechnen. In einem weiteren Schritt wird eine Variation des Verdichtungsverhältnisses durchgeführt.

Abschließend werden in einer letzten Simulation verschiedene Motorkonzepte mit unterschiedlichem Kolbenhub, Bohrungsdurchmesser und Verdichtungsverhältnis miteinander verglichen.

Als Ergebnis dieser Arbeit ist eine Analyse des Potentials der einzelnen Technologie-Bausteine möglich.

Abstract

To reduce the consumption of fossil fuels for power generation, attempts are being made to achieve high efficiency of conversion. The combustion of natural gas in large gas engines achieves the highest efficiencies, complying with current emission standards while being even higher than those of diesel engines. The gas engine has low emissions, but increasingly stringent emissions legislation requires NO_x emissions to be reduced even further.

This thesis aims to analyse the existing large gas engine market and to examine engines with a power output of around 10 MW in detail. Internet research and a survey of several publications reveal the fundamental differences between these engines and the concepts they use. The result of this review of the literature is a more detailed description of the technologies in use.

Based on this data, a comparison between an existing full-engine model with 20 cylinders in V configuration and the different concepts is made using 1D CFD simulation. This model must be adapted to the concepts. These new components are integrated and the control was adapted to the new requirements.

To illustrate the differences between the individual engine models, several comparisons are necessary. First, the concepts are compared to each other at two different speeds. Next, the differences between the concepts at each speed are illustrated.

In order to keep the value of piston speed constant, it is necessary to calculate a new stroke and bore diameter. In addition, compression ratio is varied.

Finally, selected engine concepts with different strokes, bore diameters and compression ratios are compared in one last simulation.

This work makes an analysis of the potential of each technology possible.

1 Einleitung

Aufgrund der immer knapper werdenden fossilen Energieträger muss mit den derzeitigen Ressourcen schonend umgegangen werden. Diese Brennstoffe werden unter anderem zur Stromerzeugung genutzt. Dabei soll ein möglichst hoher Wirkungsgrad der Energieumwandlung bei gleichzeitiger Erzeugung von so wenigen Emissionen wie möglich, erreicht werden.

Aus diesem Grund geriet der Großgasmotor in den letzten Jahren immer mehr in den Mittelpunkt bei der Stromerzeugung. Mit Hilfe des Magerbetriebs, welcher in Kapitel 2.4.1 näher erklärt wird, ist es möglich, höchste Wirkungsgrade zu erreichen, welche bereits jene von Großdieselmotoren übersteigen. Mit Blockheizkraftwerken, die nach dem Prinzip der Kraftwärmekopplung arbeiten, können Gesamtwirkungsgrade von über 90% erreicht werden. [3]

In Bezug auf die immer strenger werdenden Emissionrichtlinien hat der Großgasmotor einen erkennbaren Vorteil. Mit dem Magerbetrieb ist es möglich, einen geringeren NO_x Ausstoß als bei Dieselmotoren zu erzeugen. Weiters kommt es beim Magerbetrieb zu einer Steigerung des Wirkungsgrades und des indizierten Mitteldrucks.

Außerdem kann in Großgasmotoren nicht nur Erdgas, sondern auch eine Fülle von Sondergasen wie z.B.: Gicht-, Deponie-, Erdöl-, Klär-, und Grubengas wirtschaftlich verbrannt werden.

1.1 Ziel

Ziel dieser Arbeit ist es, den bestehenden Markt an Großgasmotoren zu analysieren. Dabei wird das Suchfeld auf jene Motoren mit einem Leistungsoutput von ca. 10 MW beschränkt.

Als erste Aufgabe müssen die grundlegenden Eigenschaften des Großgasmotors durchleuchtet werden. Daraufhin ist eine Untersuchung der verwendeten Technologien und Konzepte der ausgewählten Hersteller durchzuführen.

Nach dem Analysieren und Herausarbeiten der unterschiedlichen Methoden, soll mit Hilfe eines 1D CFD Simulationsprogrammes ein Vergleich stattfinden. Dabei wird ein bestehendes Simulationsmodell entsprechend den unterschiedlichen Konzepten adaptiert.

Anschließend sollen die Unterschiede mittels einer Verlustanalyse sichtbar gemacht werden um die Potentiale der Technologien aufzuzeigen und vergleichen zu können. Als letzten Schritt werden die Motoren der Hersteller mit ihren Technologien so gut als möglich nachgestellt. Dabei soll verifiziert werden, ob die Wirkungsgrade aus der Simulation mit jenen aus den Prospekten übereinstimmen.

1.2 Vorgehen

Im ersten Schritt sind jene Motorenhersteller, welche einen Großgasmotor mit einer Leistung von ca. 10 MW in ihrem Sortiment besitzen, ausgewählt worden. Nach der Aussortierung der Hersteller und der Motoren wurden alle Informationen zu diesen gesammelt. Hierfür war das Internet, mit all seinen Möglichkeiten zur Suche, das hilfreichste Instrument. Die Durchleuchtung von Veröffentlichungen sowie Beiträge zu Tagungen rundeten die Recherche ab.

Daraufhin wurden alle Informationen sortiert und diejenigen ausgewählt, welche für die Weiterführung der Arbeit nutzbar waren. Da alle Hersteller sehr darauf achten, dass ihre technischen Einzelheiten geheim bleiben, sind einige Annahmen zur Vervollständigung der Daten getroffen worden.

Ausgangspunkt der Simulationen war ein bestehendes Vollmotormodell mit 20 Zylindern in V-Anordnung. In dieses Modell wurden die verwendeten Technologien bezüglich der Aufladung und der Leistungsregelung implementiert. Dazu wurde das Modell umgebaut und die Regelung des Systems an die neuen Bausteine angepasst. Alle Start- und Initialisierungswerte wurden auf die neuen Bedingungen eingestellt, um die Regelzeit so kurz wie möglich zu halten.

Anschließend fand eine Simulation der verschiedenen Variationen der Motormodelle statt. Dabei wurde eine Untersuchung der verschiedenen Konzepte mit einer Drehzahl von 1000 min^{-1} sowie 750 min^{-1} durchgeführt. Daraufhin wurden die Ergebnisse dieser beiden Varianten miteinander verglichen. Die Bewertung der Resultate erfolgte dabei mittels einer Verlustanalyse, welche in Kapitel 3.2 näher erläutert wird.

Um die Kolbengeschwindigkeit des Motors auf einem konstanten Wert zu halten, wurde eine Änderung des Hubes und der Bohrung durchgeführt. Eine Variation des Verdichtungsverhältnisses fand im Anschluss daran statt.

In der letzten Variation konzentrierte sich der Schwerpunkt auf einen Vergleich der verschiedenen Motorkonzepte mit unterschiedlichem Kolbenhub, Bohrungsdurchmesser und Verdichtungsverhältnis.

1.3 Inhalte der Kapitel

Grundsätzlich orientiert sich die Struktur der Arbeit an der oben beschriebenen Vorgehensweise.

Die Grundlagen des Großgasmotors werden in Kapitel 2 dargelegt. Dabei wird auf die Geschichte, die Emissionen und die Grenzwerte eingegangen. Weiters sind die einzelnen Hersteller von Großmotoren mit einer Leistung von ca. 10 MW aufgelistet. Am Ende dieses Kapitels werden die derzeitig verwendeten Konzepte für Großgasmotoren ausführlich durchleuchtet.

Kapitel 3 beschäftigt sich mit den Methoden zur Technologiebewertung. Die genaue Beschreibung der verwendeten Verlustanalyse und der Erklärung der computergestützten Simulation sind darin zu finden.

Auf die verwendeten Simulationsmodelle wird in Kapitel 4 eingegangen. Dazu werden die nötigen Randbedingungen und Konvergenzkriterien aufgezählt, die Funktion der Regelung beschrieben und alle nötigen Änderungen am Grundmodell dargestellt.

Kapitel 5 beinhaltet alle durchgeführten Variationen mit den dazugehörigen Simulationsergebnissen. Ergänzend ist für jede Variation eine Verlustanalyse enthalten.

Abschließend werden in Kapitel 6 eine Zusammenfassung der Ergebnisse und ein Ausblick gegeben.

2 Grundlagen

Auf den folgenden Seiten sollen die wichtigsten Grundlagen des Großgasmotors, die zum Verständnis dieser Arbeit nötig sind, erläutert werden. Am Anfang wird kurz auf die Geschichte und die möglichen Einsatzbereiche von Großgasmotoren eingegangen. Des Weiteren werden die durch eine Verbrennung von Gas entstehenden Emissionen sowie die dazugehörige Gesetzgebung verschiedener Länder erklärt. Daraufhin kommt es zu einer kurzen Auflistung einiger Hersteller von Großgasmotoren mit einer Leistung von ungefähr 10 MW mit einer anschließenden Beschreibung der technischen Einzelheiten dieser Motoren. Die Auflistung inkludiert ebenfalls eine knappe Darstellung des Werdegangs jedes Erzeugers. Ebenso wird in diesem Kapitel näher auf die verschiedenen Parameter eingegangen, welche eine Veränderung des Wirkungsgrades, der Emissionen und der Leistung verursachen. Die praktischen Ergebnisse der Veränderungen dieser Parameter sollen in Kapitel 5 Simulation – Ergebnisse deutlich gemacht werden.

2.1 Der Großgasmotor

Das mögliche Anwendungsgebiet eines Gasmotors ist sehr weitläufig. Ein Grund dafür, dass der Gasmotor in den letzten Jahren verstärkt das Interesse der Industrie weckt, ist die Vielzahl an einsetzbaren Kraftstoffen. Es kann nicht nur das meist in Großgasmotoren verwendete Erdgas, sondern auch eine Fülle von Sondergasen wie z.B.: Gicht-, Deponie-, Erdöl-, Klär-, und Grubengas genutzt werden. Diese Gase können meist nur in Gasmotoren wirtschaftlich verbrannt werden. Die meist gute Verfügbarkeit des Primärenergieträgers Erdgas sorgt dafür, dass der Gasmotor sehr gut für eine dezentrale Energieerzeugung bzw. Wärmeerzeugung genutzt werden kann. Mit solchen Blockheizkraftwerken nach dem Prinzip der Kraftwärmekopplung können Gesamtwirkungsgrade der Anlage von über 90% erreicht werden. [6]

Im Vergleich zu den Motoren, welche mit flüssigem Kraftstoff wie Benzin oder Diesel betrieben werden, gibt es beim Gasmotor einige Unterschiede. Grundsätzlich sind der Verfahrensablauf, die Prozesssteuerung und die Gemischaufbereitung sowie die Bauteilbelastung abweichend zum flüssigen Kraftstoff.

Aufgrund der raschen Entwicklung der Großgasmotoren erreichen diese heutzutage denselben Wirkungsgrad wie Dieselmotoren oder übertreffen ihn sogar. Außerdem hat der Gasmotor geringe Schadstoffemissionen. Der Grund dafür ist vor allem die Entwicklung des Magerbetriebs, mit dem eine Steigerung des Wirkungsgrades und niedrige Stickoxidemissionen realisierbar sind. In Abbildung 2.1 ist der Wirkungsgrad aktueller Großdiesel- und Großgasmotoren mit einer konstanten Drehzahl von 1000 min^{-1} über die NO_x Emission zu sehen.

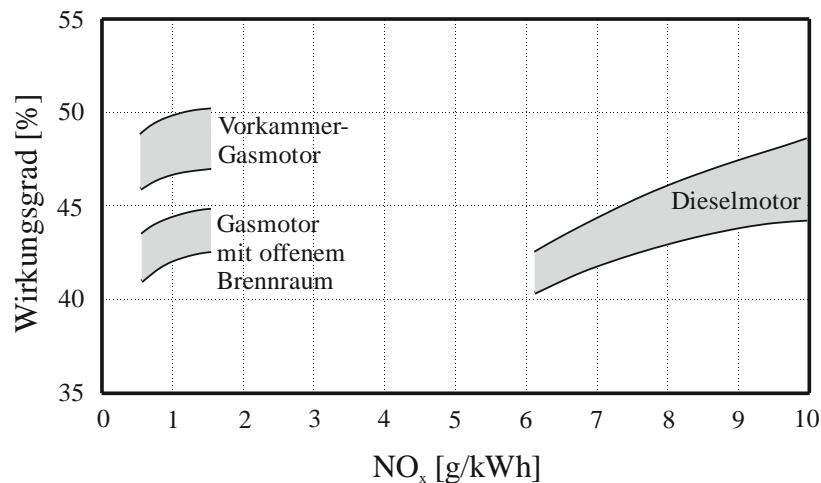


Abbildung 2.1: Wirkungsgrade moderner schnell- bzw. mittelschnelllaufender Großmotoren [3]

Definition eines Großmotors [4]:

- Zylinderbohrung 140 – 980 mm
- Kolbenhub 140 – 3.000 mm
- Hubvolumen / Zylinder 2,0 – 2.300 lt.
- Effektiver Mitteldruck bis zu 30 bar
- Drehzahl 70 – 1.500 min⁻¹
- Leistung 500 – 80.000 kW
- Gewicht bis zu 2.400 t

2.1.1 Geschichte des Gasmotors

Die Geschichte des Gasmotors beginnt mit der Erfindung der ersten Verbrennungskraftmaschine im Jahre 1860 durch Jean-Joseph-Etienne Lenoir. Der Lenoir-Motor nutzte, wie die Dampfmaschine, einen Kurbeltrieb mit Kreuzkolben. Er besaß keine Verdichtung des Gas/Luft-Gemisches, jedoch nutzte er schon eine elektrische Zündkerze. Die erste Anwendung einer Verdichtung, welche die Leistung der Motoren steigert, wurde durch Nicolaus August Otto 1861 beim Nachbau des Lenoir-Motors entdeckt. Er war es auch, der 1876 den ersten 4-Takt-Motor mit Verdichtung baute. Dieser Gasmotor für Leuchtgas, hatte 3 PS und einen Wirkungsgrad von 16%. 1898 erfand Carl Benz den 2-Takt Gasmotor für Leuchtgas mit Kurbeltrieb. Rudolf Diesel patentierte den ersten Gas-Diesel Motor 1898. Bei dieser Verbrennungskraftmaschine wurde Leuchtgas der Ansaugluft beigemischt und dieses Gemisch entzündete sich im Brennraum durch einen Petroleumstrahl. Anfang des 19. Jhdt. wurde der Gasmotor vom Dieselmotor vor allem dadurch verdrängt, dass dieser einen höheren

Wirkungsgrad besaß. 1975 nutzte Karl Hein als Erster den Gasmotor zur dezentralen Energiegewinnung mit gleichzeitiger Wärmeerzeugung in einem Blockheizkraftwerk. Aufgrund des Betriebs bei einer konstanten Drehzahl und über längere Zeit hinweg musste der Gasmotor auf diese neuen Anforderungen eingestellt werden. Durch weitere Entwicklungen wie z.B. die Gemischaufladung, die Verbrennungsregelung, die Vorkammerzündung, die vorgespülte Vorkammer und vor allem durch den Magerbetrieb wurde der Gasmotor immer leistungsfähiger und umweltschonender.[6]

Aus eben diesen Gründen wie Steigerung des Wirkungsgrades, Senkung der Emissionen, Reduktion der Serviceanforderungen und einer genaueren Regelung muss permanent an der Verbesserung des Gasmotors gearbeitet werden. Diese Weiterentwicklung ist unter anderem dafür nötig, um am bestehenden Markt der Energieerzeugung bestehen zu können.

2.2 Emissionen

Grundsätzlich ist jeder Hersteller eines Gasmotors daran interessiert, dass seine Maschine einen möglichst hohen Wirkungsgrad erreicht. Jedoch produziert jeder Motor auch Schadstoffe. Das Optimum des Wirkungsgrades und der Punkt, an dem die wenigsten Emissionen entstehen, sind meist nicht identisch. Der Gesetzgeber schreibt einen gewissen Höchstwert an Emissionen vor, an den sich der Motorenhersteller zu halten hat. Somit muss jeder Hersteller versuchen, den bestmöglichen Wirkungsgrad unter Einhaltung der gesetzlichen Vorgaben zu erreichen.

2.2.1 Abgaszusammensetzung

Bei der vollständigen motorischen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen in Luft, wie beispielsweise Benzin, Diesel oder Gasen, entstehen H_2O und CO_2 .

Stattdessen entstehen bei der unvollständigen Verbrennung CO sowie HC und Ruß. Bei der übervollständigen Verbrennung entstehen NO_x Emissionen. Diese HC , CO und NO_x Emissionen stellen für den Menschen eine große gesundheitliche Gefahr dar.

- Kohlenmonoxid CO :

Dieses farb-, geruchs- und geschmackslose Gas entsteht bei der Verbrennung unter Luftmangel. Es ist ein Atemgift und wirkt besonders auf das Zentralnervensystem und das Herz-Kreislaufsystem.

- Stickoxide NO_x :

Diese entstehen bei sehr hohen Temperaturen und bei Luftüberschuss. Das im Motor entstehende NO oxidiert bei atmosphärischen Bedingungen zu Stickstoffdioxid (NO_2), welches ein gelbliches, wasserlösliches Gas ist. NO_2 ist ein Reizgift und kann Atemerkrankungen hervorrufen. Außerdem kann im Brennraum N_2O entstehen, aus welchem wiederum NO erzeugt wird.

- Kohlenwasserstoff HC:

Diese treten unter anderem bei Verbrennungsaussetzern und bei unvollständiger Verbrennung auf. Kohlenwasserstoffe sind sehr gesundheitsschädliche Gase und bilden mit Stickoxiden im Sonnenlicht irritierende Oxide, welche auch Smog genannt werden.

Ein weiterer Bestandteil der Abgase, welcher nicht vergessen werden darf, ist der Ruß. Die Rußbildung ist abhängig von der lokalen Temperatur und vom lokal vorherrschenden Luftverhältnis.

2.2.2 Gesetzliche Emissionsrichtlinien

Die Emissionsrichtlinien des Gesetzgebers schreiben die zulässigen Höchstwerte von CO, NO_x, HC, NH₃, NMHC und Staub vor.

Bei Diesel-Großmotoren werden die Grenzwerte üblicherweise, bezogen auf die spezifische Arbeit, in g/kWh angegeben. Die Grenzwerte für Gas-Großmotoren werden jedoch auf den Volumendurchsatz in g/Nm³ bei einem definierten O₂ Gehalt von 5% im Abgas angegeben.

Oft werden die NO_x Emissionen auch in ppm (parts per million) angegeben. Formel 2.1 gibt eine Umrechnungsformel für trockenes Abgas von ppm auf mg/Nm³ an. [2]

$$NO_x [mg / Nm^3 @ 5\% O_2] = \frac{NO_x [ppm] M_{NO_x}}{22.41} \frac{0.21 - 0.05}{0.21 - v_{O_2}} \quad \text{Formel 2.1}$$

Dabei muss unterschieden werden, ob es sich um trockenes oder feuchtes Abgas handelt. In Formel 2.2 und Formel 2.3 sind $HB = \frac{h}{1.008}$ und $CB = \frac{c}{12}$, wobei h und c die Massenanteile darstellen.

Trockenes Abgas

$$v_{O_2} = \frac{\lambda - 1}{4.76 \lambda - \frac{HB}{CB} + 4} \quad \text{Formel 2.2}$$

Feuchtes Abgas

$$v_{O_2} = \frac{\lambda - 1}{\frac{HB}{4.76 \lambda + \frac{CB}{\frac{HB}{CB} + 4}}}$$

Formel 2.3

In Deutschland werden die Emissionsgrenzwerte durch die TA-Luft 2002 (Technische Anleitung zur Reinhaltung der Luft vom 24.07.2002) festgelegt. Die Grenzwerte bei Magermotoren für NO_x Emissionen betragen 500 mg/Nm³. Die österreichischen Grenzwerte werden durch das BMWA festgelegt und sind der TA-Luft nachempfunden.

Das Göteborg-Protokoll beinhaltet die seit 2010 geltenden Emissionshöchstmengen an Schwefelverbindungen, Stickstoffoxiden, VOCs (volatile organic compounds) und Ammoniak. Weiteres beinhaltet dieses Abkommen Emissionsgrenzwerte für Luftschadstoffe aus bestimmten Emissionsquellen. Eine Kategorie ist die NO_x-Emission aus neuen Stationärmotoren > 1MW_{th}, deren Grenzwerte für Magerbetrieb 250 mg/Nm³ beträgt.

Die Grenzwerte der Europäischen Union für den NO_x Ausstoß sind mit 200 mg/Nm³ festgelegt. In der Abbildung 2.2 sind die oben genannten Grenzwerte der NO_x Emission in mg/Nm³ nochmals grafisch dargestellt. Abbildung 2.3 zeigt hingegen die NO_x-Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive, Marine und Generator Set) im Vergleich zum EU-Vorschlag für Gasmotoren in g/kWh.

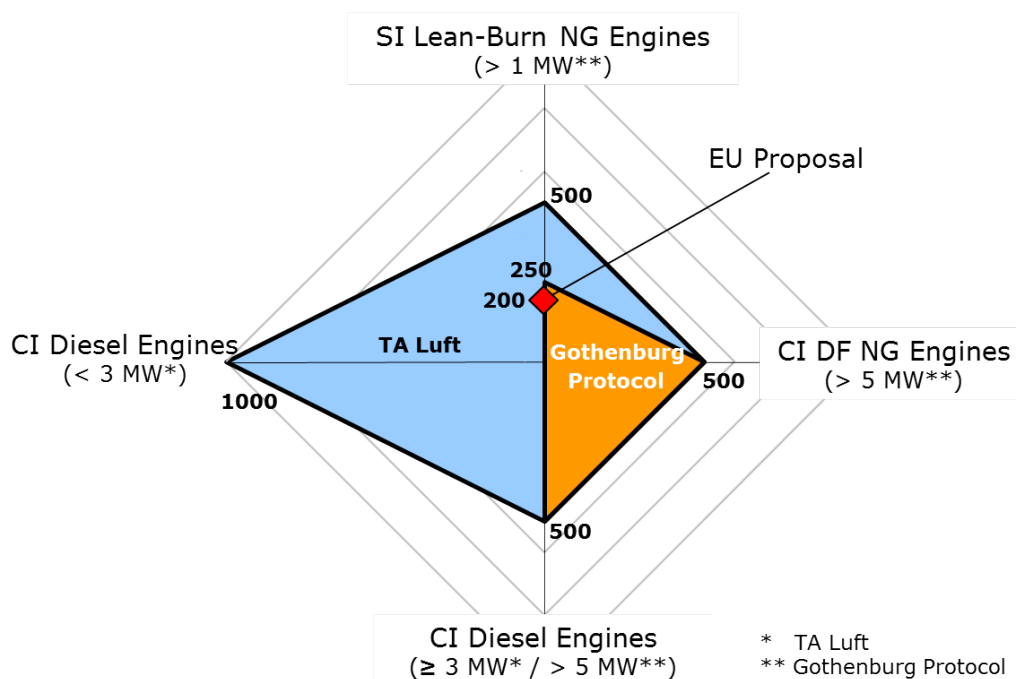


Abbildung 2.2: NO_x – Emissionsgrenzwerte der TA Luft, des Gothenburg Protocols und der EU in mg/Nm³ [7]

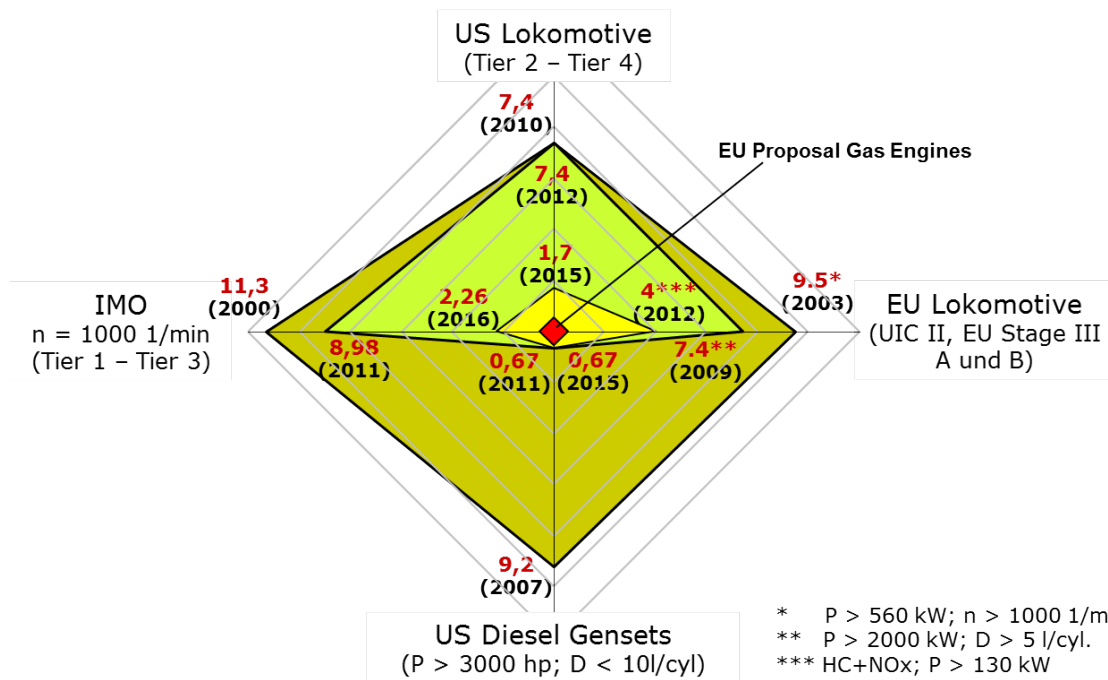


Abbildung 2.3: NO_x – Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive, Marine und Generator Set) im Vergleich zum EU-Vorschlag für Gasmotoren in g/kWh [7]

2.3 Großgasmotoren im Leistungssegment von 10MW

In diesem Abschnitt wird eine grobe Übersicht über die derzeitigen Hersteller von Großgasmotoren mit einer elektrischen Leistung um 10MW gegeben. Aufgrund des starken Wettbewerbs in der Branche kommt es zu einer permanenten Weiterentwicklung der Technologien. Aus diesem Grund veröffentlichen die Hersteller auch nicht alle Daten ihrer Motoren, um ihren technologischen Vorsprung, und somit ihren Marktwert, nicht zu verlieren. Zu jedem Großgasmotor werden die folgenden Daten, falls publiziert, aufgelistet:

- Hersteller
- Motor Typ
- Gas Typ
- NO_x - Emissionen in mg/Nm³
- Elektrische Leistung in kW
- Drehzahl in min⁻¹
- Stromfrequenz in Hz
- Effektiver Mitteldruck in bar
- Zylinderanzahl und Zylinderanordnung
- Bohrung und Hub in mm
- Elektrischer Wirkungsgrad
- Abmessungen des Genset
- Verwendete Technologien
- Weitere Daten

Bei der Veröffentlichung von Daten können oder müssen einige Bedingungen bzw. Toleranzgrenzen berücksichtigt werden. So wird bei der Einhaltung der NO_x-Grenzwerte auf die TA-Luft oder das Göteborg-Protokoll verwiesen.

Weiters wird sehr oft auf die Norm DIN ISO 3046 zurückgegriffen. In ihr werden die Normbezugsbedingungen für Hubkolben-Verbrennungsmotoren sowie die Leistung, der Kraftstoff und Schmierölverbrauch, festgelegt. Die Testmethode, welche sich an der DIN ISO 15550 orientiert, wird ebenfalls festgelegt. Die Normbezugsbedingungen sind 100m über Meeresspiegel, 1000mbar Luftdruck, 298K Lufttemperatur und 30% relative Luftfeuchte. Diese Norm erlaubt den Herstellern, 5% Toleranz für elektrische Leistung und Wärmemenge in Anspruch zu nehmen. [21]

2.3.1 Wärtsilä

Die Firma Wärtsilä wurde 1834 in der Stadt Wärtsilä als ein Sägewerksbetrieb gegründet, später zu einer Eisenhütte umstrukturiert, bis schließlich der erste Motor 1942 als Lizenzbau vom Band lief. 1990 kam es zu einer Fusion mit Lohja und 1995 zum Zusammenschluss mit Cummins. Im darauffolgenden Jahr kam es zur Vereinigung mit dem italienischen Schiffsbaukonzern Fincatieri. Die Wärtsilä Corporation, mit Hauptsitz in Helsinki, Finnland, ist heute ein führender Hersteller von Zwei- und Viertakt- Großmotoren, Schiffspropellern und Kraftwerken. Es ist ein börsennotierter Konzern mit Niederlassungen in über 70 Ländern.[23]

- Daten des Großgasmotors **34SG** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[11]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[11]
elektrische Leistung	kW	9.730	[12]
Drehzahl	min ⁻¹	750	[12]
Frequenz	Hz	50	[12]
effektiver Mitteldruck	bar	22,0	[11]
elektrischer Wirkungsgrad	%	46,3	[12]
Zylinderanzahl und Anordnung		V20	[11]
Bohrung	mm	340	[12]
Hub	mm	400	[12]

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[12]
Aufladungskonzept	einstufig	[12]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[12]
Regelungskonzept	Wastegate	[11]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	12.890	[12]
Breite in mm	3.300	[12]
Höhe in mm	4.440	[12]
Gewicht in kg	130.000	[12]

2.3.2 MAN Diesel & Turbo SE

Das Unternehmen mit Sitz in Augsburg, Deutschland, ist ein Hersteller für Zwei- und Viertakt Großmotoren sowie Turbomaschinen für stationäre und maritime Anwendungen. Darüber hinaus werden Gasturbinen, Dampfturbinen, Turbolader und Verstellpropeller erzeugt. Die MAN Diesel & Turbo SE ist 2010 durch eine Fusion der MAN Diesel SE und MAN Turbo AG entstanden. Die Firma MAN Diesel SE hatte eine weitreichende Tradition im Motorenbau. Unter Rudolf Diesel wurde 1897 der erste Dieselmotor in Augsburg gebaut. Bereits 1814 wurde die erste Dampfmaschine im Betrieb MAN Turbo AG hergestellt und 1904 die erste Dampfturbine.[24]

- Daten des Großgasmotors **V35/44G** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[13]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[13]
elektrische Leistung	kW	10.600	[13]
Drehzahl	min ⁻¹	750	[13]
Frequenz	Hz	50	[13]
effektiver Mitteldruck	bar	20,0	[13]
elektrischer Wirkungsgrad	%	48,4	[13]
Zylinderanzahl und Anordnung		V20	[13]
Bohrung	mm	350	[13]
Hub	mm	440	[13]

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[13]
Aufladungskonzept	einstufig	[13]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[13]
Regelungskonzept	variable Turbinengeometrie	[13]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	13.975	[14]
Breite in mm	3.845	[14]
Höhe in mm	4.520	[14]
Gewicht in kg	144.000	[14]

2.3.3 Rolls-Royce Marine Engines – Bergen

Die Firma wurde als Bergen Mekaniske Verksted, im Jahre 1855 in Bergen, Norwegen gegründet. Damals wurden Schiffe und Dampfmaschinen gebaut. 1984 wurde die Dieselmotorenherstellung unter dem Namen Bergen Diesel AS ausgekoppelt. 1999 wurde Rolls-Royce Marine und Bergen Diesel unter dem Namen Rolls-Royce Marine Engines-Bergen zusammengeführt. Heute reicht die Produktpalette von Propellern und Großmotoren bis hin zu Schiffdesign und Steuerungen.[25]

- Daten des Großgasmotors **B35/40V** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[15]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[15]
elektrische Leistung	kW	9.330	[15]
Drehzahl	min ⁻¹	750	[15]
Frequenz	Hz	50	[15]
effektiver Mitteldruck	bar	20,0	[15]
elektrischer Wirkungsgrad	%	48,4	[15]
Zylinderanzahl und Anordnung		V20	[15]
Bohrung	mm	350	[15]
Hub	mm	440	[15]

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[15]
Aufladungskonzept	einstufig	[15]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[15]
Regelungskonzept	variable Turbinengeometrie	[15]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	13.160	[15]
Breite in mm	3.306	[15]
Höhe in mm	4.700	[15]
Gewicht in kg	105.580	[15]

2.3.4 Kawasaki Heavy Industries

1878 wurde die erste Schiffswerft unter dem Namen Kawasaki Tsukiji Zösenjo in Tokio, Japan gegründet. Die Firma Kawasaki entwarf 1901 die erste japanische Dampflokomotive. Nach dem 2. Weltkrieg wurden vorwiegend Einzylinder Viertaktmotoren gebaut, bis 1961 das erste Motorrad ausgeliefert wurde. Heutzutage wird in dem Konzern Schiff-, Fahrzeug-, Maschinen- sowie Hoch- und Tiefbau betrieben. Außerdem wird in Luft- und Raumfahrttechnik investiert und Energieerzeugungsanlagen betrieben.[26]

- Daten des Großgasmotors **KG-18** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[17]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[17]
elektrische Leistung	kW	7.800	[17]
Drehzahl	min ⁻¹	750	[17]
Frequenz	Hz	50	[17]
effektiver Mitteldruck	bar	21,0	[17]
elektrischer Wirkungsgrad	%	48,5	[17]
Zylinderanzahl und Anordnung		V18	[17]
Bohrung	mm	300	[17]
Hub	mm	keine Info	[17]

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[16]
Aufladungskonzept	einstufig	[16]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[16]
Regelungskonzept	Wastegate	[16]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	13.340	[17]
Breite in mm	3.200	[17]
Höhe in mm	5.200	[17]
Gewicht in kg	139.000	[17]

2.3.5 Hyundai Heavy Industries

Das Unternehmen mit Hauptsitz in Ulsan, Südkorea, ist eine der weltweit größten Reedereien. Die erste Werft wurde 1973 gegründet. Außerdem gehören zur HHI Group die Spartan Electric Systems, Offshore, Green Energy usw. Die Abteilung HHI Engine and Machinery wurde 1978 ins Leben gerufen. Diese stellt unter anderem Großmotoren für stationären und maritimen Einsatz her. Außerdem werden Roboter und Pumpen sowie Turbinen produziert.[27]

- Daten des Großgasmotors **HiMSEN 35/40GV** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[18]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[18]
elektrische Leistung	kW	9.600	[18]
Drehzahl	min ⁻¹	750	[18]
Frequenz	Hz	50	[18]
effektiver Mitteldruck	bar	20,0	[18]
elektrischer Wirkungsgrad	%	46,9	[18]
Zylinderanzahl und Anordnung		V20	[18]
Bohrung	mm	350	[18]
Hub	mm	400	[18]

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[18]
Aufladungskonzept	einstufig	[18]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[18]
Regelungskonzept	Wastegate	[18]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	13.003	[19]
Breite in mm	2.650	[19]
Höhe in mm	4.794	[19]
Gewicht in kg	153.900	[19]

2.3.6 GE Jenbacher

Die ersten Aufzeichnungen der Firma gehen bis in das 15. Jhdt. zurück. Zu dieser Zeit würde sie in Jenbach, Österreich, als Hüttenbetrieb gegründet. Später wurden Zwei-Takt-Dieselmotoren und Lokomotivmotoren gebaut. Weiters entstand 1959 der Firmename Jenbacher Werke AG. Im Jahre 2003 wurden Firmenanteile an General Electric verkauft und der Name in GE Jenbacher umgetauft. Heute ist der Betrieb einer der führenden Hersteller von Blockheizkraftwerken und Gasmotoren.[28]

- Daten des Großgasmotors **J920** mit den Literaturquellen

Gas Typ		Erdgas	[20]
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	[20]
elektrische Leistung	kW	9.500	[20]
Drehzahl	min ⁻¹	1.000	[20]
Frequenz	Hz	50	[20]
effektiver Mitteldruck	bar	keine Info	
elektrischer Wirkungsgrad	%	48,7	[20]
Zylinderanzahl und Anordnung		V20	[20]
Bohrung	mm	keine Info	
Hub	mm	keine Info	

- Technologien und Konzepte

Miller-Verfahren	ja	[20]
Aufladungskonzept	zweistufig	[20]
Gasgespülte Vorkammer	ja	[20]
Regelungskonzept	Verdichterbypass	[20]

- Abmessungen des Gensets

Länge in mm	16.600	[20]
Breite in mm	6.400	[20]
Höhe in mm	3.400	[20]
Gewicht in kg	177.000	[20]

Da dieser Stelle werden noch einmal alle Motoren gemeinsam aufgelistet um die Unterschiede sichtbar zu machen.

	34SG	V35/44G	B35/40V	KG-18	35/40GV	J920
Gas Typ	Erdgas	Erdgas	Erdgas	Erdgas	Erdgas	Erdgas
NOx - Emissionen	500	500	500	500	500	500
elekttrische Leistung	9.730	10.600	9.330	7.800	9.600	9.500
Drehzahl	750	750	750	750	750	1.000
Frequenz	50	50	50	50	50	50
effektiver Mitteldruck	22	20	20	21	20	keine Info
elektrischer Wirkungsgrad	46,3	48,4	48,4	48,5	46,9	48,7
Zylinderanzahl und Anordnung	V20	V20	V20	V18	V20	V20
Bohrung	340	350	350	300	350	keine Info
Hub	400	440	440	keine Info	400	keine Info
Miller-Verfahren	ja	ja	ja	ja	ja	ja
Aufladungskonzept	einstufig	einstufig	einstufig	einstufig	einstufig	zweistufig
Gasespülte Vorkammer	ja	ja	ja	ja	ja	ja
Regelungskonzept	Wastegate	variable Turbinen - geometrie	variable Turbinen - geometrie	Wastegate	Wastegate	Verdichter bypass

2.4 Konzepte für Großgasmotoren

In diesem Unterpunkt sollen die grundlegenden Eigenheiten des Großgasmotors erklärt sowie die verwendeten Technologien und Konzepte der einzelnen Hersteller untersucht werden.

2.4.1 Der Magerbetrieb

Von einem Magermotor spricht man, wenn ein Luftverhältnis von 1,6 oder höher zur Verbrennung zur Verfügung steht. Dieses Verfahren ist das momentan gebräuchlichste Konzept bei Großgasmotoren. Mit ihm ist es möglich, rein innermotorisch, ohne eine Abgasnachbehandlung, die derzeitigen Emissionsgrenzwerte einzuhalten. In Abbildung 2.4 sind die Emissionen von NO_x , CO und HC über das Luftverhältnis zu sehen.

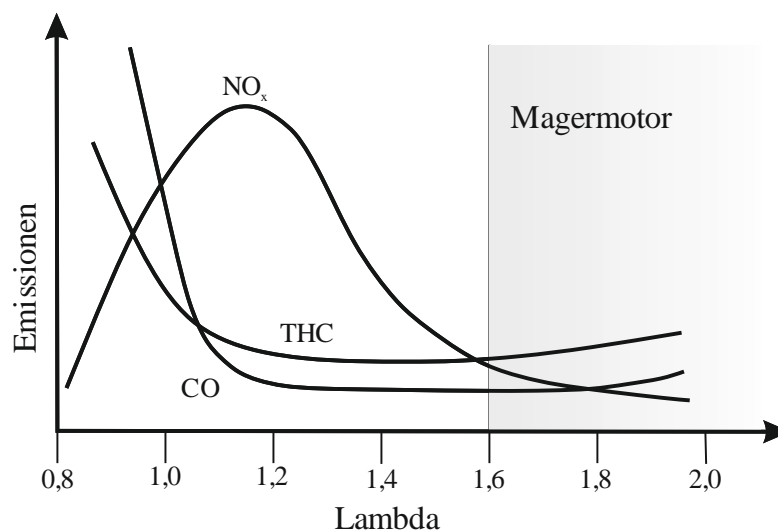


Abbildung 2.4: Emissionen über Luftverhältnis [9]

Aufgrund des hohen Luftverhältnisses wird die Entzündung des Gemisches erschwert. Weiter reduziert das hohe λ die Verbrennungsgeschwindigkeit. Um dennoch eine erfolgreiche Zündung zu bewerkstelligen, versucht man eine höhere Ladungsbewegung zu erreichen oder eine Vorkammer (VK) zu verwenden.

Es gibt verschiedene Vorkammerv Verfahren, welche ihre Anwendung finden. Bei der gemischgespülten VK, wird die VK mit demselben Gasgemisch versorgt, welches auch im Hauptbrennraum für die Verbrennung verwendet wird. Die gasgespülte VK hingegen verwendet eine separate Leitung, um die VK mit reinem Gas zu befüllen.

Eine weitere Vorkammervariante ist die ungespülte VK. Bei ihr wird das Luftverhältnis jedoch nicht bzw. nur gering erhöht. Die Befüllung der VK mit dem Gemisch des Hauptbrennraumes erfolgt durch den Verdichtungshub des Kolbens.

Der fahrbare λ -Bereich, der für einen stabilen Motorbetrieb nötig ist, ist in Abbildung 2.5 dargestellt. Der Fahrbereich wird mit zunehmender Last sowie mit höherer Verdichtung, welche für einen höheren Wirkungsgrad nötig ist, enger. Außerdem ist er durch die Klopf- und Aussetzergrenze abgetrennt.

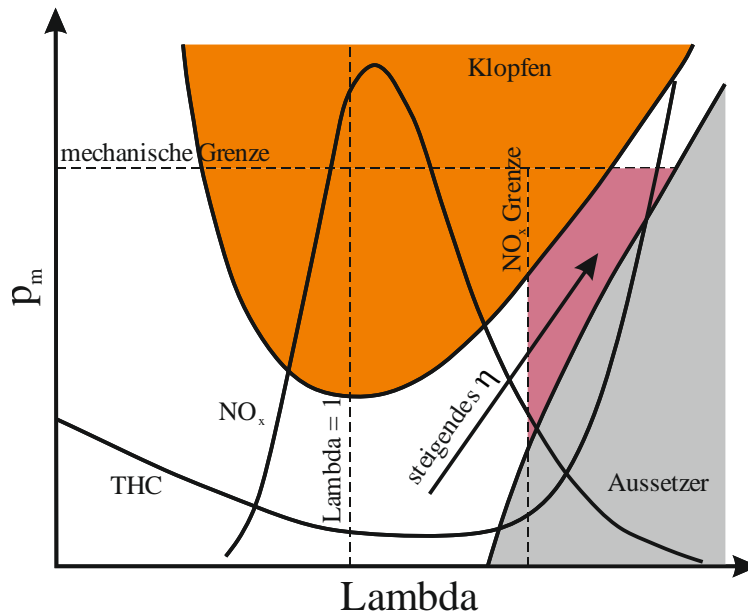


Abbildung 2.5: Klopfgrenze und Aussetzergrenze des Magermotors [9]

Durch das hohe Luftverhältnis des Magermotors ist die Verwendung eines höheren Verdichtungsverhältnisses möglich. Außerdem wird durch ein steigendes λ bei Erdgas der Isentropenexponent größer. Diese beiden Faktoren sorgen dafür, dass der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses erhöht wird. Dieser Zusammenhang ist in Formel 2.4 zu sehen. [2]

$$\eta_{th,v} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}}$$

Formel 2.4

Die Möglichkeit der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses und somit des Wirkungsgrades hat nicht nur Vorteile. Mit größerem ε steigt die Verdichtungstemperatur sowie die Prozessspitztemperatur an, die Abgastemperatur sinkt im Gegenzug. Durch diese hohe Spitztemperatur wird die Gefahr des Klopfens stärker. Um trotzdem ein hohes Verdichtungsverhältnis zu ermöglichen, werden Abgasturbolader, Zwischenkühler und das Millerverfahren eingesetzt. Diese Methoden werden nun im Anschluss näher erläutert.

2.4.2 Aufladekonzepte

Unter Aufladung versteht man die Verdichtung der Frischladung, bevor sie in den Zylinder strömt. Dadurch ist es möglich, eine größere Menge Brennstoff der Verbrennung zuzuführen und somit eine Steigerung des Mitteldrucks zu erreichen. Aus diesem Grund wird das Aufladekonzept zur Verbesserung des Drehmoments und der Leistung bei Verbrennungskraftmaschinen eingesetzt.

Es gibt grundsätzlich verschiedene Konzepte der Aufladung. Eine mechanische Aufladung, bei der der Verdichter direkt über die Kurbelwelle des Motors angetrieben wird, und eine Aufladung über einen Abgasturbolader (ATL). In dieser Arbeit wird nur das Konzept des Abgasturboladers erläutert, da nur dieses bei den zuvor erwähnten Gasmotoren Anwendung findet.

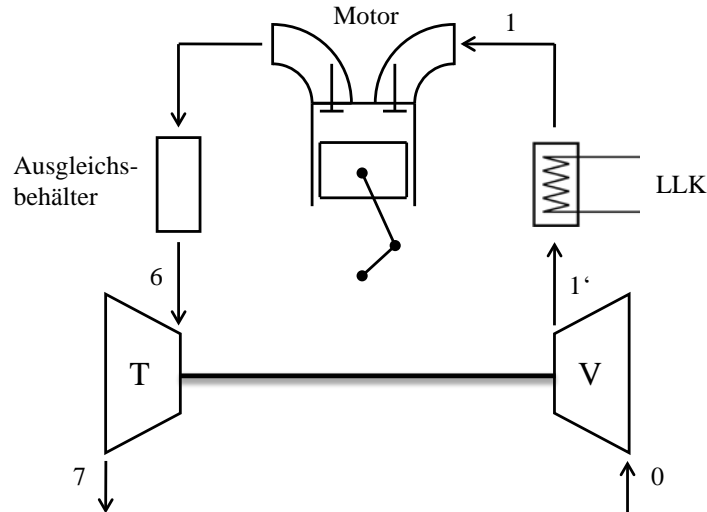


Abbildung 2.6: Schema der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [4]

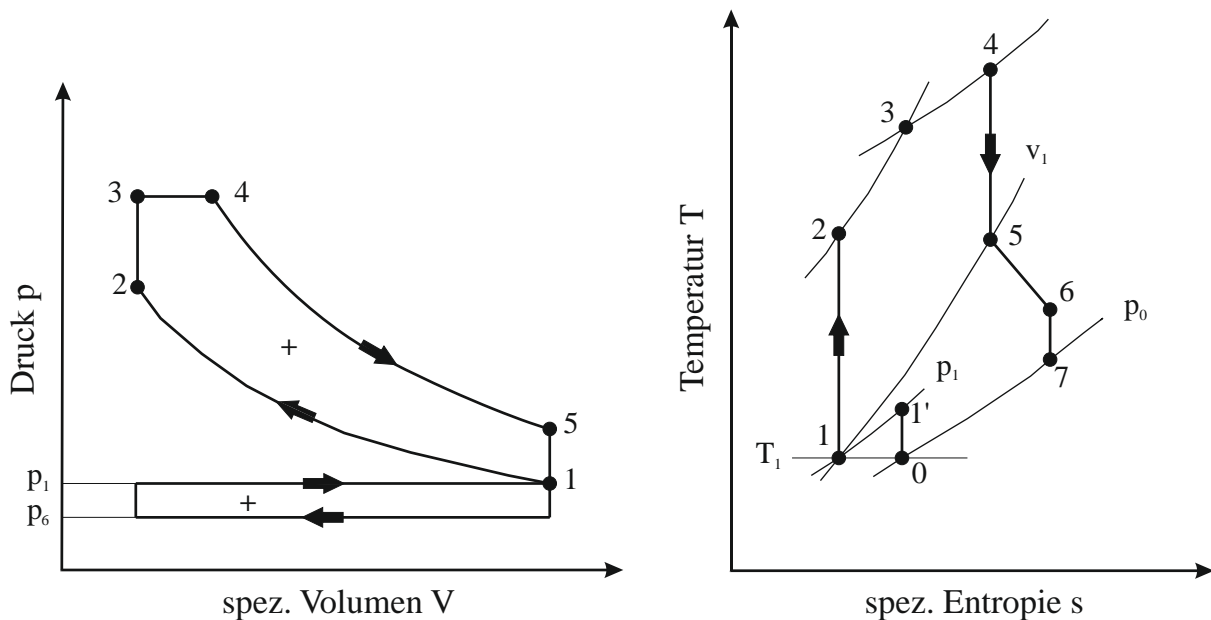


Abbildung 2.7: pv- und Ts-Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [4]

In Abbildung 2.6 ist ein Schema eines Abgasturboladers mit Ladeluftkühlung zu sehen. Abbildung 2.7 zeigt das dazugehörige pv und Ts Diagramm. Beim ATL wird der Energieinhalt des Abgases genutzt, um die Turbine anzutreiben. Diese Arbeit wird über eine mechanische Verbindung an den Verdichter übertragen, mit dessen Hilfe die Frischladung auf ein höheres Druckniveau gebracht wird. Jedoch kommt es dadurch zur Erhöhung der Temperatur des durchströmenden Mediums. Die Folge dieser höheren Temperatur ist eine steigende Klopfgefahr. Aus diesem Grund wird ein Ladeluftkühler unmittelbar nach dem Verdichteraustritt installiert und somit die Ladung auf Anfangstemperatur $T_1 = T_0$ rückgekühlt. Um den optimalen Wirkungsgrad des Abgasturboladers zu erreichen, muss dieser auf den Betriebspunkt und somit auf die durchströmende Gasmasse abgestimmt werden.

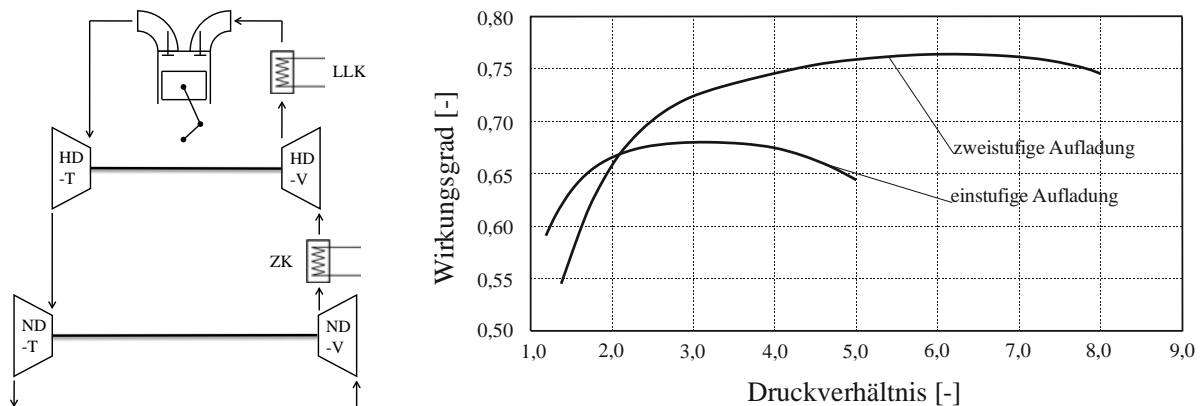


Abbildung 2.8: Schema (links) und Wirkungsgrad einer zweistufigen Aufladung (rechts) [10]

Eine zusätzliche Methode der Aufladung ist das zweistufige Konzept. Abbildung 2.8 zeigt das Prinzip, bei dem zwei Abgasturbolader mit Ladeluft- und Zwischenkühlern in Serie geschaltet werden. Dabei wird die Turbine der Niederdruckstufe vom ausströmenden Abgasstrom der Hochdruckturbine angetrieben.

Es ergeben sich einige Vorteile dieser zweistufigen Aufladung. Hierbei können zwei kleinere ATL mit besserem Druckverhältnis und Wirkungsgrad verwendet werden, wodurch sich ein sehr guter Gesamtwirkungsgrad ergibt. Das höhere Druckverhältnis, welches durch die zweistufige Aufladung erreicht wird, kommt dem Millerverfahren zugute. Außerdem können diese zwei ATL optimal auf den Betriebspunkt des Motors eingestellt werden. Die mechanische Belastung der Turbolader wird aufgrund der niedrigeren Umfangsgeschwindigkeit der Läufer reduziert, wodurch die Lebensdauer der ATL merkbar verlängert werden kann.

Natürlich sind auch einige Nachteile vorhanden, wie der größere Platzbedarf und die erhöhten Kosten. Zusätzlich steigt bei Motoren mit hohen Mitteldrücken die thermische und mechanische Belastung. Um diese zu reduzieren, sind Zusatzverfahren, wie z.B.: die Miller-Steuerzeiten, nötig.

2.4.3 Miller-Verfahren

Der Ausgangspunkt der Überlegung von veränderten Steuerzeiten liegt in der Vermeidung der Klopfgefahr. Diese steigt mit zunehmender Temperatur bei Verdichtungsende. Beim Millerverfahren wird der Schließzeitpunkt des Einlassventils variiert. Dieser kann sogar während des Ansaughubes erfolgen, also vor dem Erreichen des unteren Totpunkts. Durch dieses frühere Schließen wird der Zylinder nur unvollständig mit Frischladung gefüllt, was jedoch durch eine Aufladung behoben werden kann. Die im Zylinder befindliche Ladung wird jetzt bis zum Erreichen des UT expandiert, wodurch die Ladung abkühlt und der Druck leicht sinkt. Die mechanischen Belastungen werden somit ebenfalls verringert. Durch das Millerverfahren ist es möglich, ein höheres Verdichtungsverhältnis zu erreichen. In Abbildung 2.9 ist ein pv-Diagramm bei idealer Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung einmal mit und einmal ohne Miller-Verfahren dargestellt. [5]

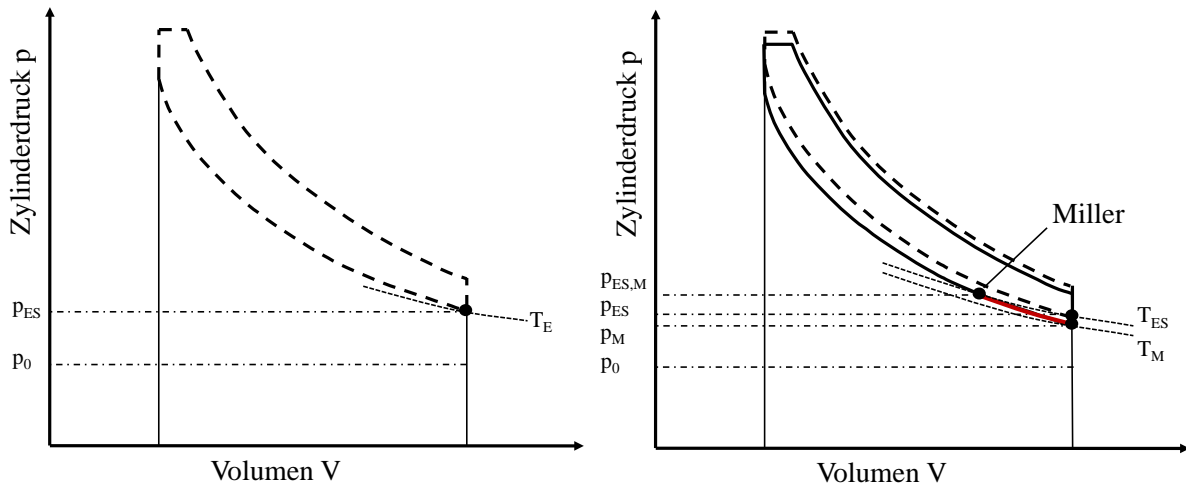


Abbildung 2.9: pv-Diagramm bei idealer Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung (links) ohne und (rechts) mit Miller-Verfahren [4]

Beim idealen Vergleichsprozess, in Abbildung 2.9 links, ist der Startpunkt der Verdichtung auf dem Niveau des Ladedrucks (p_{ES}) und der Temperatur (T_E). Es wird angenommen, dass sich bei Einlassschluss (ES) in beiden Varianten dieselbe Masse mit der Temperatur (T_{ES}) im Zylinder befindet. Dabei steht dem Millerverfahren bei ES ein geringeres Volumen zur Verfügung, wodurch der Ladedruck auf $p_{ES,M}$ angehoben werden muss. Durch das frühe Schließen des Einlassventils beim Millerverfahren expandiert die Ladung. Dies ist als rote Linie in Abbildung 2.9 rechts zu erkennen. Außerdem sinkt der Zylinderdruck bei Kompressionsbeginn auf den Druck (p_M) und zusätzlich fällt das Temperaturniveau auf T_M . Aus diesem Grund wird beim Millerverfahren im Gegensatz zum Vergleichsprozess ein geringerer Spitzendruck und niedrigerer Temperatur erreicht. Deshalb sinkt die Klopfneigung, wodurch ein deutlich höheres Verdichtungsverhältnis möglich ist und in weiterer Folge der Wirkungsgrad steigt. [5]

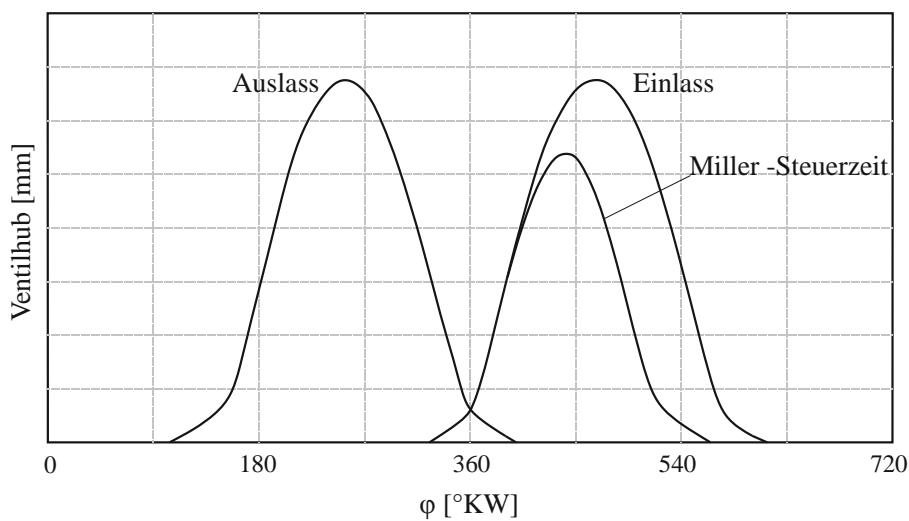


Abbildung 2.10: Miller Steuerzeit [9]

In Abbildung 2.10 sind die Einlass- und Auslasssteuerzeiten eines konventionellen Brennverfahrens für Großgasmotoren zu sehen. In der rechten Bildhälfte ist die Änderung der Steuerzeit von normalem Einlasshub auf das Millerverfahren zu erkennen.

2.4.4 Leistungsregelungskonzepte

Bei der Leistungsregelung wird versucht, durch Einstellen einer höheren oder niedrigeren Leistung, eine bestimmte Drehzahl des Motors zu erreichen. Bei der Stromerzeugung durch Gasmotoren ist die Drehzahl direkt an die Netzfrequenz gekoppelt. Kommt es zu einer Abweichung der nötigen Drehzahl, können ein nachteiliger Voreilwinkel oder ein Schlupf entstehen, welche die abgegebene elektrische Leistung schmälern. [6]

Um bei einem Gasmotor die Leistung einstellen zu können, muss die in den Zylinder strömende Ladungsmasse verändert werden. Hierfür wird eine Quantitätsregelung verwendet, welche bei Ottomotoren üblich ist. Diese Regelung ändert den Luftaufwand bei gleichbleibendem Luftverhältnis, durch eine Verstellung der Drosselklappe. Durch die Einstellung des Luftaufwands, kommt es zur direkten Anpassung des Mitteldrucks.

An dieser Stelle folgt nun eine Erklärung der einzelnen, derzeit am häufigsten verwendeten Verfahren zur Lastregelung.

- Drosselklappe (DK)

Die gebräuchlichste Regelung der Ladungsmasse ist die Verwendung einer Drosselklappe. Bei dieser einfachen und relativ schnellen Methode wird durch Verstellen einer Klappe der Zustrom der Frischladung in den Zylinder verändert. Um eine höhere Leistung zu erzielen, wird die Klappe mehr geöffnet. Zum Absenken der Leistung wird dieser wieder geschlossen. Dabei verursacht das Stellorgan einen Druckverlust, welcher durch die Kolbenarbeit kompensiert werden muss, was in weiterer Folge zu einer Reduktion der abgegebenen Leistung des Motors führt. Der Druckverlust ist umso höher, je mehr die Klappe geschlossen wird. Bei Vollastbetrieb des Motors ist die Drosselklappe komplett geöffnet und somit der Druckverlust am geringsten. Aus diesem Grund versucht man, den Gasmotor mit möglichst hoher Last zu betreiben, um einen möglichst hohen Wirkungsgrad zu erreichen. [6]

- Verdichterbypass (VB)

Diese Methode vermindert die in den Zylinder strömende Ladungsmasse durch das Verstellen eines Verdichterbypassventils. Dies geschieht dadurch, dass ein Teil der bereits verdichteten Ladung über eine Bypassleitung dem Verdichter wieder beigemengt wird. Zusätzlich zu der Leistungsregelung wird dafür gesorgt, dass der Abgasturbolader in einem besseren Wirkungsgradbereich arbeiten kann. Ein Mangel ist jedoch, dass ein Teil der Verdichterarbeit durch das Durchströmen des Bypasses verloren geht. Die bei diesem System ebenfalls verbaute Drosselklappe ist voll geöffnet. Diese ist nötig, um ein schnelles Verstellen der Motorleistung zu ermöglichen. Die Bypassmenge wird auf einen bestimmten Wert eingestellt, um mögliche Luftdruckunterschiede der Motorbetriebsorte oder Verschleißerscheinungen über die Zeit zu kompensieren. In Abbildung 2.11 rechts ist ein Schema einer Leistungsregelung mittels Verdichterbypassventil zu sehen. [6]

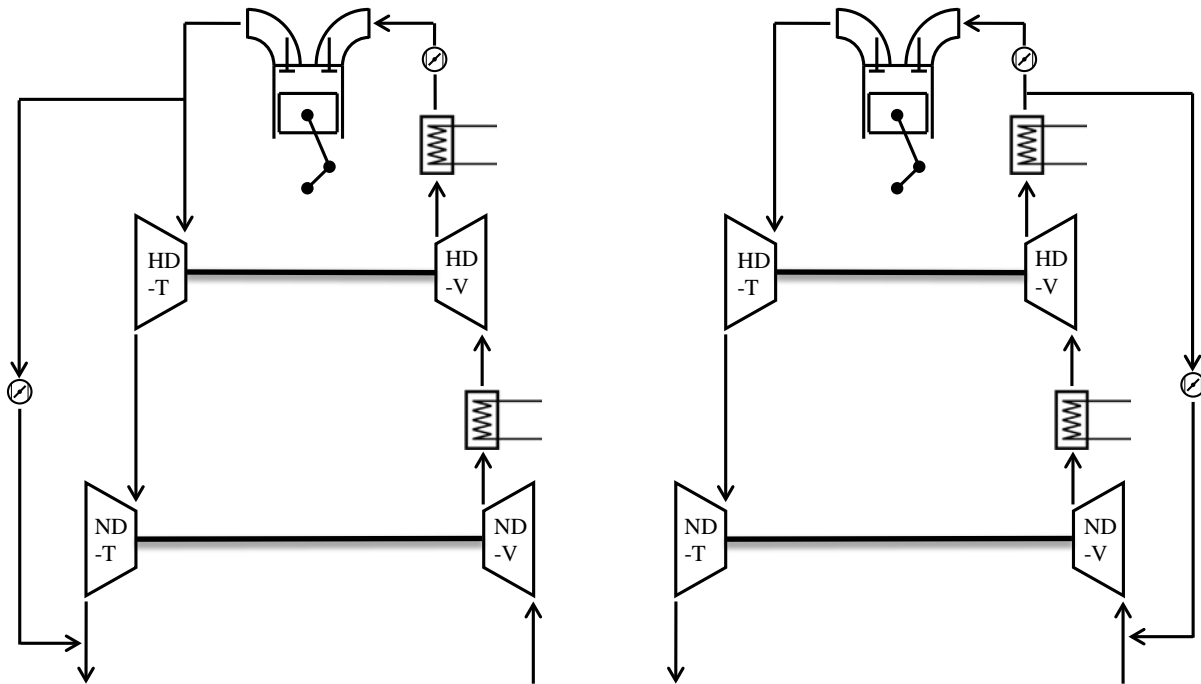


Abbildung 2.11: Schema einer Leistungsregelung mit WG (links) und Verdichterbypass (rechts)

- Wastegate (WG)

Dieses Konzept der Leistungsregelung basiert darauf, dass ein Teil des Abgasstroms über ein Wastegateventil an der Abgasturbine vorbeigeleitet wird. Aus diesem Grund erhält die Turbine eine geringere Abgasmenge zum Antrieb, wodurch auch die Drehzahl des Turboladers sinkt. Dadurch wird der Ladedruck im Verdichter und somit der Ansaugdruck niedriger, woraufhin der Zylinder weniger Ladungsmasse erhält und schlussendlich die Leistung des Motor fällt. Das Vorbeileiten durch das WG sorgt dafür, dass ein Teil des arbeitsfähigen Abgases verschenkt wird. Aufgrund des Vorbeileitens am ATL erfährt der Motor einen geringeren Abgasgegendruck, wodurch die Ladungswechselschleife positiv beeinflusst wird. Das Wastegate ist ein relativ träges System und es ist dem heißen Abgas ausgesetzt, wodurch es einer robusteren Ausführung bedarf. Bei dieser Regelung ist ebenfalls eine Drosselklappe verbaut und die WG-Menge wird genauso auf einen bestimmten Wert eingestellt, wie es beim Verdichterbypass üblich ist. In Abbildung 2.11 links ist ein Schema einer Leistungsregelung mittels Wastegate dargestellt. [6]

- Variable Turbinengeometrie (VTG)

Bei diesem System ist eine Veränderung des Leitschaufelwinkels der Abgasturbine möglich. Dadurch kann das Abgas mit höherer oder niedrigerer Umfangsgeschwindigkeit durch die Leitschaufeln strömen. Aus diesem Grund ist eine Veränderung der Arbeitsleistung des Abgasturboladers ausführbar. Mit diesem Konzept ist es nun möglich, bei verschiedenen Abgasmengen immer im Bereich des höchsten Wirkungsgrades des ATL zu arbeiten. Die VTG ist wie das WG dem heißen Abgas ausgesetzt und muss dementsprechend ausgelegt und dimensioniert werden. [6]

3 Methoden zur Technologiebewertung

In diesem Kapitel wird auf die theoretischen Grundlagen der Bewertungsmethoden eingegangen. Dies soll helfen, die einzelnen Technologien, welche im vorhergehenden Kapitel beschrieben wurden, besser zu bewerten.

3.1 Computergestützte Simulation

Das erste Instrument zur Technologiebewertung ist die 1D CFD Simulationssoftware GT-Suite der Firma Gamma Technologies. Mit diesem Programm ist es möglich, das Grundmodell und alle Technologiebausteine abzubilden und zu berechnen. Mit den Ergebnissen dieser Simulation kann daraufhin eine Verlustanalyse durchgeführt werden, um schließlich die Konzepte bewerten zu können. Die vollständige Theorie dieses Simulationswerkzeuges kann im *Flow Theory Manual* [8] nachgelesen werden.

Die Hauptanwendungsgebiete dieser Software liegen unter anderem in den Bereichen der eindimensionalen Strömungsberechnung sowie der Berechnung von Motorleistung, Kraftstoffverbrauch, Wärmemanagement und Motor-Mechanik. Darüber hinaus können die Schadstoffemissionen sehr gut abgeschätzt werden.

Das Strömungsmodell von GT-Suite beinhaltet die Lösungen der Navier-Stokes Gleichungen von der Kontinuitäts-, Impuls- und Energieerhaltung. In diesem Simulationsprogramm gibt es zwei verschiedene Möglichkeiten zur Zeitintegration. Die erste ist die explizite Methode, in welcher als Hauptvariablen die Größen Massenstrom, Dichte und innere Energie verwendet werden. Bei der zweiten, der impliziten Methode, werden dahingegen die Größen Massenstrom, Druck und totale Enthalpie benutzt.

Bei der 1D CFD Simulation werden die einzelnen Größen nur in einer einzigen Koordinatenrichtung berücksichtigt. Dabei wird angenommen, dass sich die Größen in den beiden anderen Richtungen nicht ausbreiten.

Das gesamte System wird in einzelne Volumen diskreditiert, welche durch Grenzen getrennt sind. Dies ist in Abbildung 3.1 zu sehen. Dabei wird angenommen, dass die skalaren Variablen (Druck, Temperatur, Dichte, etc.) in jedem Volumen konstant sind. Die Vektorvariablen (Massenstrom, Geschwindigkeit, etc.) werden für jede einzelne Grenze berechnet.

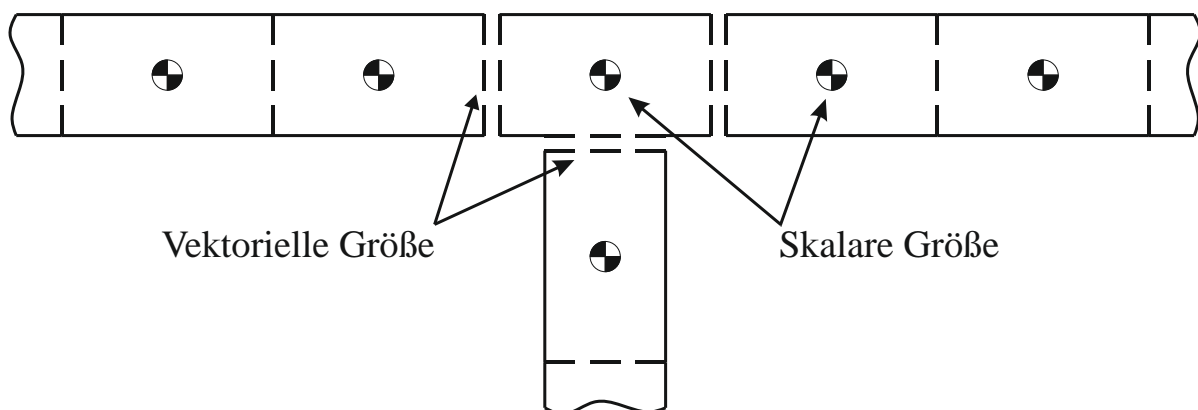


Abbildung 3.1: Diskretisierung eines Volumens [8]

Erhaltungsgleichungen, welche in GT-Suite verwendet werden:

- Kontinuitätsgleichung

$$\frac{dm}{dt} = \sum_{\text{Grenzen}} \dot{m} \quad \text{Formel 3.1}$$

- Energiegleichung (explizit)

$$\frac{d(me)}{dt} = -p \frac{dV}{dt} + \sum_{\text{Grenzen}} (\dot{m} H) - \alpha A_s (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad \text{Formel 3.2}$$

- Enthalpiegleichung (implizit)

$$\frac{d(pHV)}{dt} = \sum_{\text{Grenzen}} (\dot{m} H) + V \frac{dp}{dt} - \alpha A_s (T_{\text{fluid}} - T_{\text{wall}}) \quad \text{Formel 3.3}$$

- Impulsgleichung

$$\frac{d \dot{m}}{dt} = \frac{dpA + \sum_{\text{Grenzen}} (\dot{m} u) - 4C_f \frac{\rho u |u|}{2} \frac{dx A}{D} - C_p \left(\frac{1}{2} \rho u |u| \right) A}{dx} \quad \text{Formel 3.4}$$

3.2 Verlustanalyse

Ein weiteres wichtiges Hilfsmittel zur Technologiebewertung ist die Verlustanalyse. Diese wird im Buch *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine* [2] genau beschrieben.

In der Verlustanalyse erfolgt eine genaue Aufteilung und Quantifizierung von Einzelverlusten, welche theoretisch vermeidbar sind. Mit dieser genauen Gliederung ist es möglich, die Vor- und Nachteile der einzelnen Technologien den verschiedenen Einzelverlusten zuzuordnen. Somit ist eine graphische Darstellung der Potentiale möglich.

Der Ausgangspunkt der Bewertung ist der vollkommene Motor, welcher nach DIN 1940 definiert ist als „ein dem wirklichen Motor geometrisch gleicher Motor“, der folgende Eigenschaften besitzt:

- Reine Luft (ohne Restgas)
- Gleiches Luftverhältnis wie der wirkliche Motor
- Vollständige Verbrennung
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- Wärmedichte Wandungen
- Keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- Keine Verluste durch Ladungswechsel

Die einzelnen Verluste und Einflüsse werden unterschieden in:

- reale Ladung $\Delta\eta_{rL}$ Einfluss des Ladungszustands
- unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uv}$ Umsetzungsverlust
- realen Verbrennungsablauf $\Delta\eta_{rv}$ Verbrennungsverlust
- Wärmeübergang an die Brennraumwand $\Delta\eta_{ww}$ Wandwärmeverlust
- Leckage $\Delta\eta_{Leck}$ Leckageverlust
- Überströmen zwischen Haupt- und Nebenbrennraum bei Kammermotoren $\Delta\eta_{\bar{u}}$ Überströmverlust
- realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$ Ladungswechselverlust
- Reibung $\Delta\eta_m$ Mechanische Verluste

Die Einzelverluste werden als Wirkungsgraddifferenzen zweier entsprechender Wirkungsgrade abgebildet, sie sind somit Arbeitsdifferenzen in Bezug auf die zugeführte Brennstoffwärme. Außerdem sind die Art der Berechnung sowie die Reihenfolge wesentlich, da die einzelnen Verluste voneinander abhängig sind.

3.2.1 Verlust durch reale Ladung

In Abbildung 3.2 ist der Startpunkt 1_v der Kompressionslinie des vollkommenen Motors zu sehen. Dabei wird vollkommene Füllung mit Frischladung in UT angenommen.

Die reale Ladung wird durch Erwärmung, Abgasrückführung oder Drosselverluste beeinflusst. Die Auswirkung auf den Wirkungsgrad kann positiv oder auch negativ sein und ist nur auf die variierten Stoffeigenschaften zurückzuführen.

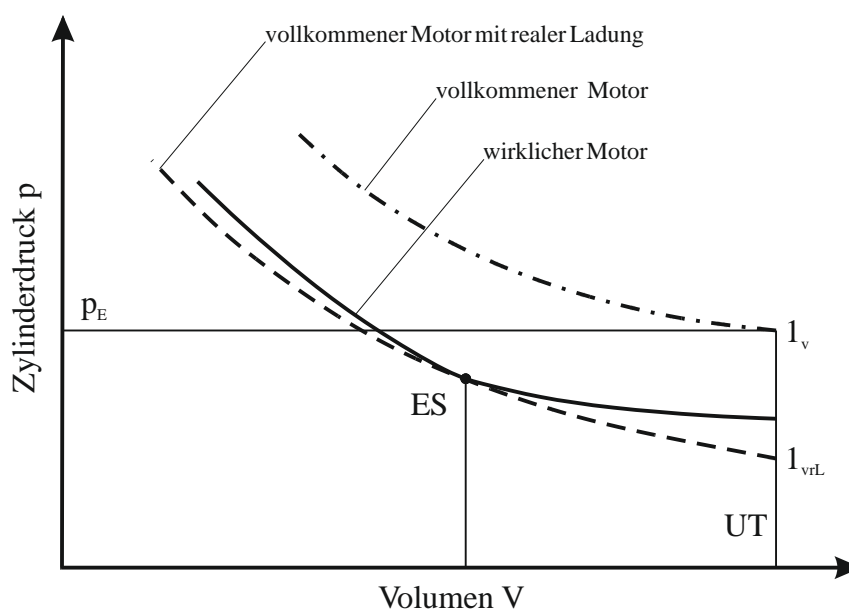


Abbildung 3.2: Verluste durch reale Ladung [2]

Aufgrund der Drosselverluste liegt die Kompressionslinie des wirklichen Motors unterhalb des vollkommenen Motors. Um die Verluste der realen Ladung sichtbar zu machen, wird ein vollkommener Motor mit realer Ladung definiert. Dieser Motor und der wirkliche Motor besitzen bei Einlassschluss dieselbe Ladungsmasse mit gleichem Druck, Temperatur und Gaszusammensetzung. Um den Anfangspunkt der Kompressionslinie des vollkommenen Motors mit realer Ladung zu erhalten, muss man vom Punkt ES isentrop auf 1_{vrL} rückrechnen. Mit diesem Vergleichsprozess kann nun gezeigt werden, welcher Wirkungsgrad mit realer Ladung erreicht werden kann.

Den Verlust durch reale Ladung erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen einem vollkommenen Motor mit idealer Ladung und einem Vergleichsprozess mit realer Ladung.

$$\Delta\eta_{rL} = \eta_v - \eta_{vrL} = \frac{W_v}{Q_{Bv}} - \frac{W_{vrL}}{Q_B} \quad \text{Formel 3.5}$$

In Formel 3.5 ist W_v als die innere Arbeit des Idealprozesses dargestellt, außerdem werden zwei unterschiedliche Brennstoffmengen im Nenner verwendet. Die größere Brennstoffenergie Q_{Bv} des vollkommenen Motors mit idealer Ladung kommt daher, da dieser bei gleichem Lambda eine größere Ladungsmasse besitzt.

Aufgrund der niedrigen Relevanz des Verlustes durch reale Ladung für die Konzepte, wird dieser in der Analyse der Simulationsergebnisse nicht berücksichtigt.

3.2.2 Verlust durch unvollkommene Verbrennung

Bei einem Luftverhältnis < 1 ergibt sich durch die unvollständige Verbrennung der Energieverlust $\zeta_{u, ch}$. Hierbei wird das Erreichen des chemischen Gleichgewichts vorausgesetzt. Tatsächlich wird das chemische Gleichgewicht dabei nicht erreicht. Somit entsteht ein zusätzlicher Energieverlust durch unvollkommene Verbrennung ζ_u .

Den Verlust durch unvollkommene Verbrennung erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen dem vollkommenen Motor mit realer Ladung und einem Vergleichsprozess mit unvollkommener Verbrennung.

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_{vrL} - \eta_{uV} = \frac{W_{vrL} - W_{uV}}{Q_B} \quad \text{Formel 3.6}$$

In Formel 3.6 ist W_{vrL} die innere Arbeit einer adiabaten Gleichraumverbrennung mit unvollständiger Verbrennung, wie im vorhergehenden Punkt beschrieben. Bei der inneren Arbeit W_{uV} einer adiabaten Gleichraumverbrennung ohne Leckage wird nur die tatsächlich umgesetzte Brennstoffenergie $Q_{B, um}$ berücksichtigt. Für die Berechnung dieser Brennstoffenergie ist eine Kraftstoffanalyse nötig, welche die unverbrannten Komponenten aus unvollkommener und unvollständiger Verbrennung $Q_{B, ges}$ ermittelt.

$$Q_{B,um} = Q_B - Q_{u,ges}$$

Formel 3.7

Die Basis zur Berechnung der tatsächlich umgesetzte Brennstoffenergie $Q_{B,um}$ in Formel 3.7 ist die tatsächlich zugeführte Brennstoffenergie Q_B .

$$\Delta\eta_{uV} = \eta_v (1 - \zeta_u)$$

Formel 3.8

Ebenfalls kann, wie in Formel 3.8 zu sehen ist, der Verlust durch unvollkommene Verbrennung auch aus dem Wirkungsgrad des verkommenen Motors $\Delta\eta_v$ und dem Umsetzungsgrad ζ_u berechnet werden. Der Umsetzungsgrad gibt an, wie viel der eingebrachten Energiemenge auch tatsächlich umgesetzt wird.

3.2.3 Verlust durch reale Verbrennung

Den Verlust durch reale Verbrennung erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen einer adiabaten Gleichraumverbrennung und einem Vergleichsprozesses mit realer Verbrennung.

$$\Delta\eta_{rV} = \eta_{uV} - \eta_{rV} = \frac{W_{uV} - W_{rV}}{Q_B}$$

Formel 3.9

In Formel 3.9 ist W_{uV} die innere Arbeit unter der Annahme einer unvollkommenen Verbrennung, wie diese im vorhergehenden Punkt beschrieben wurde. W_{rV} bezeichnet die innere Arbeit eines Hochdruckprozesses ohne Leckage mit realer Verbrennung. Um W_{rV} berechnen zu können, ist als erster Schritt der reale Brennverlauf aus einem gemessenen Zylinderdruckverlauf zu bestimmen. Danach kann mit Hilfe einer Simulation der Druckverlauf eines Hochdruckprozesses ohne Leckage und Wandwärme von UT bis UT berechnet werden, wobei als Referenzpunkt der Einlassschluss angenommen wird. Die inneren Arbeiten W_{uV} und W_{rV} können als Integral $\int p dV$ der beiden Druckverläufe dargestellt werden. Die in Abbildung 3.3 dargestellte Flächendifferenz zwischen den beiden inneren Arbeiten ist proportional zum Verlust durch die reale Verbrennung.

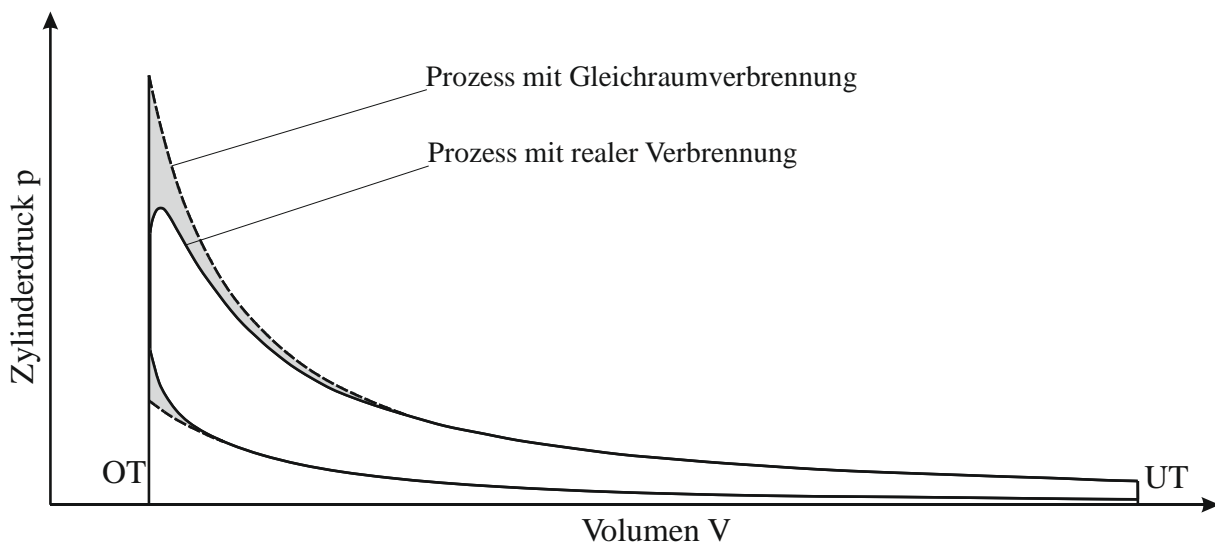


Abbildung 3.3: Verluste durch reale Verbrennung [2]

3.2.4 Verlust durch Wärmeübergang

Den Verlust durch Wärmeübergang erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen einem Hochdruckprozess ohne Wärmeübergang und einem Vergleichsprozesses mit Wärmeübergang.

$$\Delta\eta_{ww} = \eta_{rV} - \eta_{Ww} = \frac{W_{rV} - W_{Ww}}{Q_B} \quad \text{Formel 3.10}$$

In Formel 3.10 ist W_{rV} die innere Arbeit unter der Annahme eines realen Verbrennungsablaufs ohne Leakage und ohne Wärmeübergang, wie im vorhergehenden Punkt beschrieben. Die innere Arbeit W_{Ww} mit realem Wärmeübergang kann mit Hilfe eines Druckverlaufs von UT bis UT mit dem Referenzpunkt Einlassschluss berechnet werden. Diesem Druckverlauf liegt der tatsächliche Brennverlauf unter Berücksichtigung des Wärmeübergangs, jedoch ohne Leakage zu Grunde.

In Abbildung 3.4 ist der Verlust durch Wärmeübergang als Flächendifferenz zwischen den beiden Prozessen, einmal mit und einmal ohne Wärmeübergang ersichtlich.

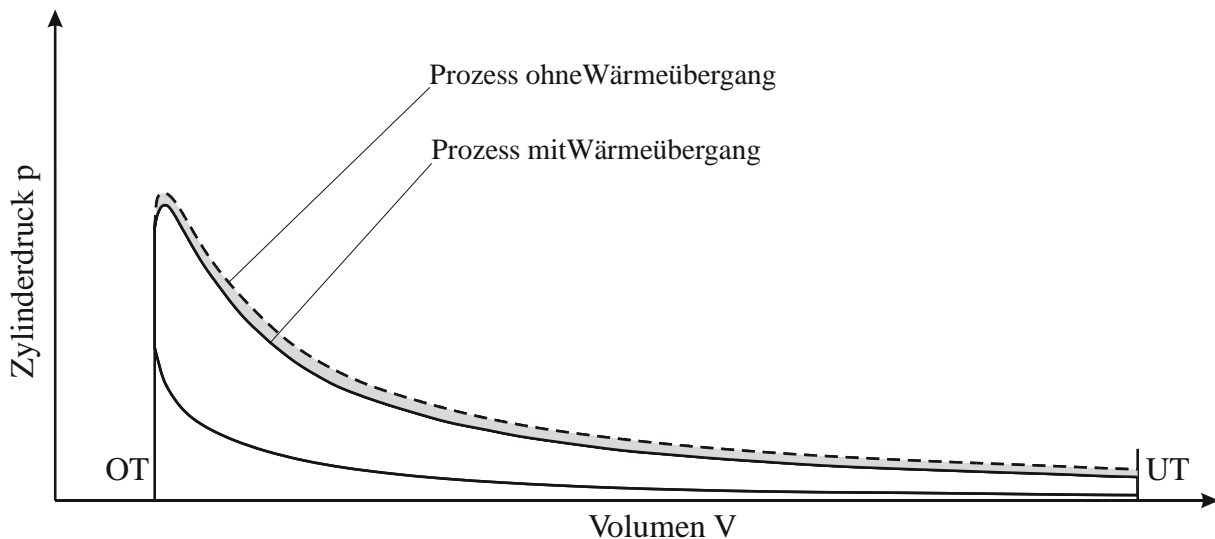


Abbildung 3.4: Verluste durch Wärmeübergang [2]

3.2.5 Verlust durch Leckage

Die ausströmende Leckagemasse dm_{Leck} kann für jeden Grad Kurbelwinkel mit Hilfe der Durchflussgleichung, in einer Prozessrechnung ermittelt werden.

Den Verlust durch Leckage erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen einem Hochdruckprozess ohne Leckage und einem Vergleichsprozesses mit Leckage.

$$\Delta\eta_{Leck} = \eta_{Ww} - \eta_{Leck} = \frac{W_{Ww} - W_{Leck}}{Q_B} \quad \text{Formel 3.11}$$

In Formel 3.11 ist W_{Ww} die innere Arbeit unter der Annahme eines realen Verbrennungsablaufs ohne Leckage und realem Wärmeübergang, wie sie im vorhergehenden Punkt beschrieben wurde. Die innere Arbeit W_{Leck} mit Leckage kann mit Hilfe eines Druckverlaufs von UT bis UT mit dem Referenzpunkt Einlassschluss berechnet werden. Diesem Druckverlauf liegt der tatsächliche Brennverlauf unter Berücksichtigung des Wärmeübergangs und Leckage zu Grunde.

Aufgrund der sehr geringen Leckagemenge wird der Verlust durch Leckage in der Analyse der Simulationsergebnisse nicht berücksichtigt.

3.2.6 Verlust durch Überströmen

Diese Verluste treten bei Kammermotoren durch das Überströmen zwischen Neben- und Hauptbrennraum auf.

Zur Berechnung der Verluste ist es nötig, die Heizverläufe beider Brennräume zu berechnen und sie zu einem gemeinsamen Heizverlauf zu addieren. Dieser Summenheizverlauf wird einem Vergleichsmotor mit gleichem Hub-Bohrungsverhältnis und Verdichtungsverhältnis zu Grunde gelegt. Mittels einer Prozessrechnung erhält man somit einen Druckverlauf, aus

welchem sich die innere Arbeit $W_{H(Z+H)}$ ergibt. In Formel 3.12 ist $W_{H(Z)}$ die innere Arbeit des Hauptbrennraumes, bei gemessenem Druckverlauf. Den Verlust durch Überströmen erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz von $W_{H(Z+H)}$ und $W_{H(Z)}$.

$$\Delta\eta_{\dot{U}} = \frac{W_{H(Z+K)} - W_{H(Z)}}{Q_B} \quad \text{Formel 3.12}$$

Aufgrund dessen, dass sich der Überströmvorgang aus den gemessenen Druckverläufen nicht vollkommen korrekt darstellen lässt, wird der Verlust durch Überströmen in der Analyse der Simulationsergebnisse nicht berücksichtigt.

3.2.7 Verluste durch realen Ladungswechsel

Alle Verluste, die bis zu diesem Punkt erläutert wurden, gehören zum Hochdruckteil des Arbeitsprozesses.

Den Verlust durch realen Ladungswechsel erhält man aus der Wirkungsgraddifferenz zwischen einem Prozess mit idealem Ladungswechsel und einem Vergleichsprozess mit realem Ladungswechsel.

$$\Delta\eta_{LW} = \eta_{i,iLW} - \eta_i = \frac{W_{i,iLW} - W_i}{Q_B} \quad \text{Formel 3.13}$$

$W_{i,iLW}$ ist die innere Arbeit mit idealem Ladungswechsel, welche mit Hilfe eines Druckverlaufs von UT bis UT mit dem Referenzpunkt Einlassschluss berechnet werden kann. Diesem Druckverlauf liegt der tatsächliche Brennverlauf unter Berücksichtigung des Wärmeübergangs und Leckage zu Grunde. Diese innere Arbeit ist dieselbe wie W_{Leck} , welche im vorhergehenden Punkt beschrieben wurde. In Formel 3.13 ist W_i die innere, tatsächlich geleistete Arbeit, welche aus $\int p dV$ des gemessenen Druckverlaufes mit realen Steuerzeiten berechnet wurde.

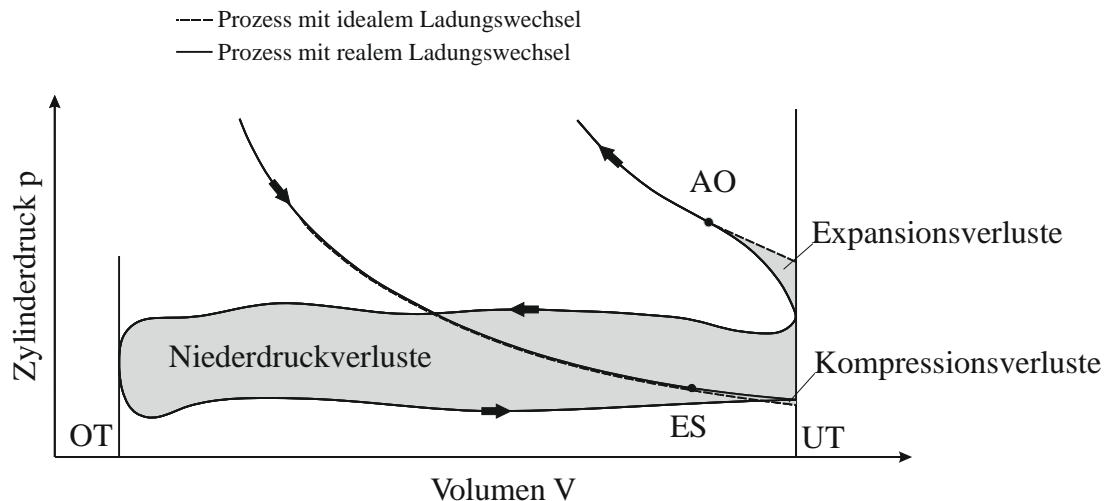


Abbildung 3.5: Verlust durch realen Ladungswechsel [2]

In Abbildung 3.5 ist der Verlust durch reale Ladungsbewegung als Flächendifferenz zwischen der Hochdruckarbeit $W_{i,iLW}$ und tatsächlicher innerer Arbeit W_i zu sehen. Dieser Verlust setzt sich aus dem Expansions-, dem Kompressions- und dem Niederdruckverlust zusammen.

3.2.8 Verlust durch Reibung

Die zur Überwindung der mechanischen Reibung des Motors sowie die für alle Hilfseinrichtungen benötigte Arbeit, wird als Reibungsarbeit W_r bezeichnet.

$$W_r = W_i - W_e \quad \text{Formel 3.14}$$

Durch das Indizierverfahren kann der mechanische Verlust ermittelt werden. In Formel 3.14 bezeichnet W_i , die vom Arbeitsgas an den Kolben abgegebene innere Arbeit, welche durch eine Zylinderdruckindizierung bestimmt werden kann. Die zur Verfügung stehende effektive Arbeit W_e wird an der Kurbelwelle abgenommen.

Um den Reibungsmitteldruck zu erreichen, welcher ein Maß für die mechanischen Verluste ist, muss die Reibungsarbeit durch das Hubvolumen dividiert werden.

$$p_r = p_i - p_e \quad \text{Formel 3.15}$$

Den Verlust durch Reibung erhält man aus der Differenz zwischen der inneren Arbeit und der effektiven Arbeit, bezogen auf die zugeführte Brennstoffmasse.

$$\Delta \eta_m = \eta_i - \eta_e = \frac{W_i - W_e}{Q_B} \quad \text{Formel 3.16}$$

3.2.9 Verlust durch den Generator

Dieser Verlust ist nicht Teil der Verlustanalyse, sollte jedoch der Vollständigkeit halber an dieser Stelle erwähnt werden.

Durch die Subtraktion aller aufgezählten Verluste vom Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v erhält man den effektiven Wirkungsgrad η_e . Um nun den für die Stromerzeugung relevanten elektrischen Wirkungsgrad η_{el} zu erhalten, muss nur noch der Verlust des Generators berücksichtigt werden. Dieser Verlust setzt sich aus der Reibung im Generator, sowie den Kupfer- und Eisenverlusten zusammen.

$$\Delta\eta_{Generator} = \eta_e - \eta_{el}$$

Formel 3.17

Der elektrische Wirkungsgrad wird zum Vergleich der Simulationsergebnisse mit den Angaben der Hersteller benötigt. In den Prospekten der Motoren sind nämlich ausschließlich die elektrischen Wirkungsgrade angegeben.

4 Simulation – Modell

In diesem Abschnitt wird das Simulationsmodell erläutert, welches die Basis für die im Anschluss folgenden Variationen ist. Außerdem soll die dazugehörige Regelung erklärt werden, welche für eine erfolgreiche Simulation nötig ist. Das in Abbildung 4.1 dargestellte Vollmotormodell stellt das Herzstück der Simulation dar. Die Grundregelung für dieses Modell wurde in der Diplomarbeit von Herrn Mühlberger [22] erstellt. Um die technischen Konzepte der einzelnen Hersteller zu simulieren, wurden dieses Vollmotormodell und die verwendeten Regler an die neuen Voraussetzungen adaptiert.

Auf den nachfolgenden Seiten werden das Grundmodell und die Grundregelung sowie die Adaption erläutert.

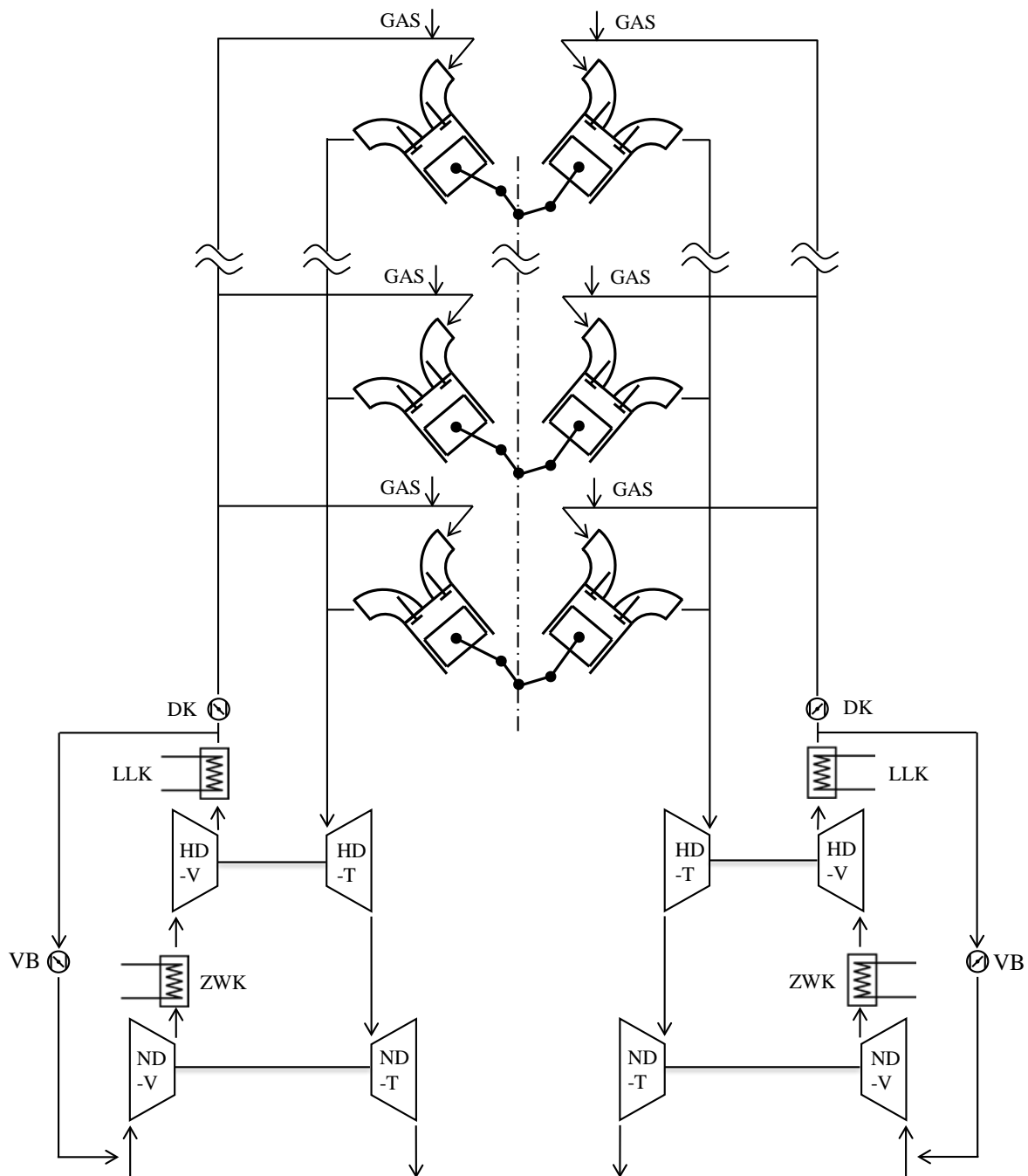


Abbildung 4.1: Vollmotormodell

4.1 Das Grundmodell

Das verwendete Grundmodell wurde mit dem 1D CFD Simulationsprogramm GT-Suite Version 7.2 erstellt. Dabei handelt es sich um eine Nachbildung eines 20 Zylinder Großgasmotors in V-Anordnung. Die meisten Hersteller (siehe Kapitel 2.3) verwenden genau diese Zylinderanordnung und Zylinderanzahl. Bei diesem Modell werden jeweils 10 Zylinder zu einer sogenannten Bank zusammengefasst, wobei jede der zwei Bänke eine separate Aufladegruppe versorgt. Diese Aufladegruppe beinhaltet eine zweistufige Abgasturboaufladung mit einem Zwischenkühler zwischen der Hochdruck und der Niederdruckstufe sowie einen Ladeluftkühler nach dem Hochdruckverdichter.

Zur Vollastregelung bei komplett geöffneter Drosselklappe wird ein Verdichterbypassventil verwendet. Die Einblasung des Arbeitsgases, bei dem es sich um Erdgas handelt, erfolgt getaktet in den Ansaugkanal. Die Veränderung der Öffnungszeiten der Gaseinblaseventile, kann über das Luftverhältnis eingestellt werden.

Alle im folgenden Kapitel erläuterten Details zu Regelung des Grundmodells basieren auf der in [22] erarbeiteten Strategie und werden dort ausführlich geschildert.

4.1.1 Randbedingungen des Simulationsmodells

Die gewählten Randbedingungen werden an dieser Stelle überblicksmäßig aufgezählt.

- **Wärmeübergang:**
Dieser wurde nach dem Ansatz von Woschni-Huber in GT-Suite berechnet.
- **Methanzahl:**
Eine Methanzahl von 92 wurde gewählt.
- **Luftfeuchtigkeit:**
Für das Brennverlaufsmodell wurde trockene Ansaugluft vorausgesetzt.
- **Brennverlaufmodell:**
Hierfür wurde ein Brennverlaufsmodell implementiert, welches in [22] entstand.
- **Modell für Stickoxidemissionen**
Dieses wurde ebenfalls in [22] erarbeitet
- **Heizwert:**
Dieser wird durch das gewählte Erdgas vorgegeben.
- **Temperatur nach Ladeluftkühler:**
Ein konstanter Wert von 50°C wurde eingestellt.
- **Aufladegruppe:**
Durch verschiedene Einflüsse ist es möglich, dass der Niederdruckverdichter an die Grenzen seines Betriebskennfeldes gelangt. Um den Betriebspunkt wieder in einen optimalen Bereich zu verlagern, kann der Mass Multiplier des Niederdruckverdichters in GT-Suite verändert werden.

Der Wirkungsgrad der einzelnen Strömungsmaschinen kann entweder aus einem Kennfeld übernommen werden oder händisch als Efficiency Multiplier in GT-Suite

eingegeben werden. Ein Minus vor dem Wert des Wirkungsgrades bedeutet, dass der Wert konstant für alle Betriebspunkte angenommen wird.

4.1.2 Konvergenzkriterien

Durch die Konvergenzkriterien legt man den Zeitpunkt fest, an dem die Simulation beendet bzw. abgebrochen wird. Für jeden Grenzwert wird eine bestimmte Anzahl an Zyklen definiert, welche eingehalten werden muss. Befinden sich die Ergebnisse über die gesamte Länge der Zyklen innerhalb der Grenzen, wird die Rechnung als genau genug bezeichnet und daraufhin beendet. Nachstehend sind die Konvergenzkriterien aufgezählt.

- **Mitteldruck:**

Da mit konstanter Drehzahl und Last simuliert wird, darf die Abweichung des Mitteldrucks über eine Zyklenanzahl von 10 nicht größer als 0,05 bar betragen.

- **Ableitung des Spitzendrucks:**

Um zu überwachen, ob die Simulation eingeschwungen ist, soll die Abweichung der Ableitung des Spitzendrucks, nach der Zeit überprüft werden. Dabei darf diese über 5 Zyklen nicht größer als 0,01 bar/s sein.

- **Spitzendruckabweichung der Zylinder:**

Hierbei wird der Spitzendruck des Zylinders 11 mit dem des Mittelwerts der restlichen Zylinder verglichen. Über eine Zyklenzahl von 5 sollte die Abweichung nicht mehr als 1 bar betragen.

- **Bypassmenge:**

Dieses Verhältnis von Bypassmenge zu Massenstrom vor Verdichtereinlass soll eine Grenze von 0,1% über 5 Zyklen nicht überschreiten.

- **Ableitung der Bypassmenge:**

Um das Schwingverhalten zu überwachen, wird die Ableitung der Bypassmenge nach der Zeit beobachtet. Die Abweichung muss in 5 Zyklen kleiner $0,01 \text{ s}^{-1}$ sein.

- **Aufladegruppenwirkungsgrad:**

Die Grenze dafür ist mit 0,1% über ein Zyklenzahl von 5 festgelegt.

- **Stickoxide im Abgas:**

Hierbei wird über 3 Zyklen überprüft, ob die Abweichung kleiner als 2 mg/Nm^3 ist.

Weiteres gibt es noch Konvergenzkriterien in Bezug auf die Strömung. Hierbei werden der Druck, die Temperatur und der Massenstrom überwacht. In einem zusätzlichen Grenzwert wird das Drehmoment der Verbindungswelle zwischen Turbine und Verdichter kontrolliert.

4.1.3 Regelung

Um eine Regelung der Simulation zu ermöglichen, kann auf verschiedene Regelungsorgane in GT-Suite zurückgegriffen werden. Diese sind z.B.: diverse mathematisch Funktionen wie Ableitungen, Mittelwerte, Summen etc. sowie Schalter und PID-Regler. Dieser aus Proportionalglied, Integralglied und Differentialglied bestehender Baustein bildet die Basis der im Anschluss erläuterten Regelungen.

4.1.3.1 Regelung des Mitteldrucks

Die vereinfachte Regelungsstrategie des BMEP (Brake Mean Effective Pressure) ist in Abbildung 4.2 zu sehen. Ausgangsbasis bei der Regelung ist der Wert des Mitteldrucks, welcher durch einen Sensor an der Kurbelwelle festgestellt wird. Um das Stellsignal zu erreichen, ist sowohl ein P-Regler als auch ein I-Regler nötig. Aufgrund dessen, dass zwei Regelbausteine verwendet werden, ist es sinnvoll, den Zielwert des Reglers so zu verändern, dass er immer Null wird. Durch die Funktion $\Delta BMEP$, in welcher der Vorgabewert vom gemessenen Wert abgezogen wird, ist dies möglich. Im letzten Schritt werden die Werte von P- und I-Regler aufsummiert und an die Ausgabe als *Ventil – Stellsignal* weitergegeben. Durch dieses Ausgabesignal wird der Öffnungswinkel des Verdichterbypassventils bzw. des Wastegateventils verstellt und somit der Mitteldruck geregelt.

Bei allen Reglern, in denen ein P-, oder I-Regler verwendet wird, kann das Ausgangssignal sowie die Steigung begrenzt werden. Die P-Regler erhalten den Initialwert Null und die I-Regler den geschätzte, Wert des Ergebnisses. Beide starten nach einer gewissen Anzahl von Zyklen. Außerdem sind Schleifen eingebaut, welche das Aufschwingen der Signale verhindern sollen. Zusätzlich sind Regler eingebaut, welche überprüfen, ob sich das Ausgangssignal in den definierten Grenzen befindet, was bedeutet, dass der Zielwert erfolgreich eingeregelt wurde.

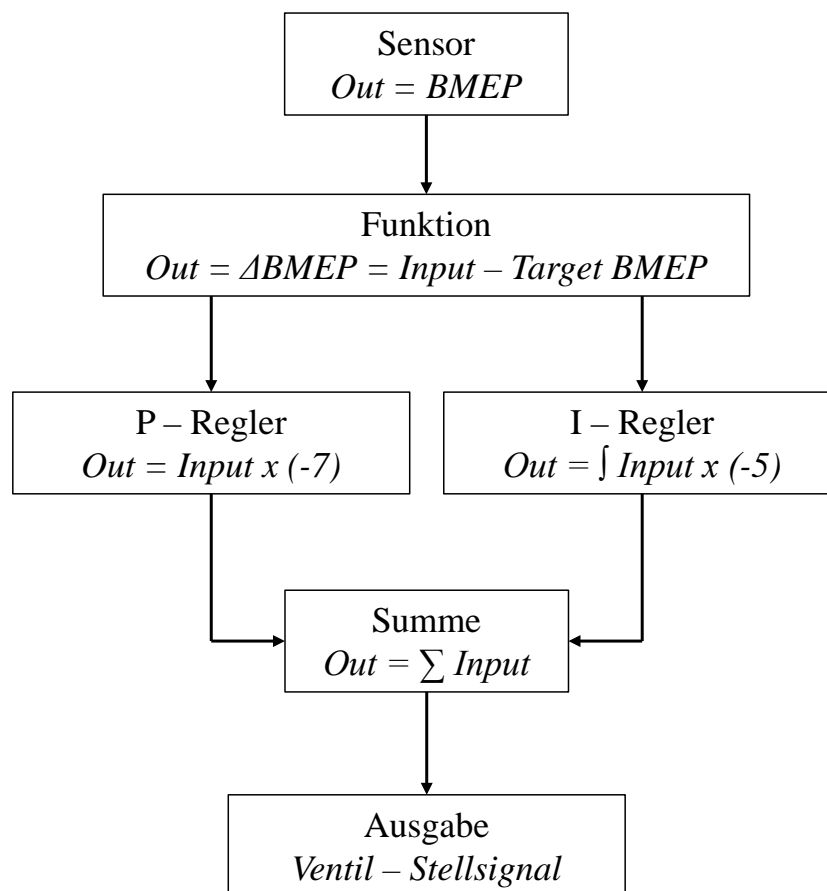


Abbildung 4.2: Regelung des Mitteldrucks

4.1.3.2 Regelung des Luftverhältnisses

Der Ausgabewert bei der Regelung von Luftverhältnis (siehe Abbildung 4.3) ist die Position der Kurbelwelle zum Zeitpunkt des Schließens des Gaseinblaseventils. Ein Sensor misst das Luftverhältnis unmittelbar hinter der Niederdruckturbine. Wie bei der BMEP Regelung wird auch bei der Lambdaregelung ein Zielwert von Null durch Subtraktion des Vorgabewerts vom gemessenen Wert erreicht. Das Aufsummieren des P- und I-Reglers ergibt den Ausgabewert, wodurch sich in weiterer Folge das Luftverhältnis einstellt.

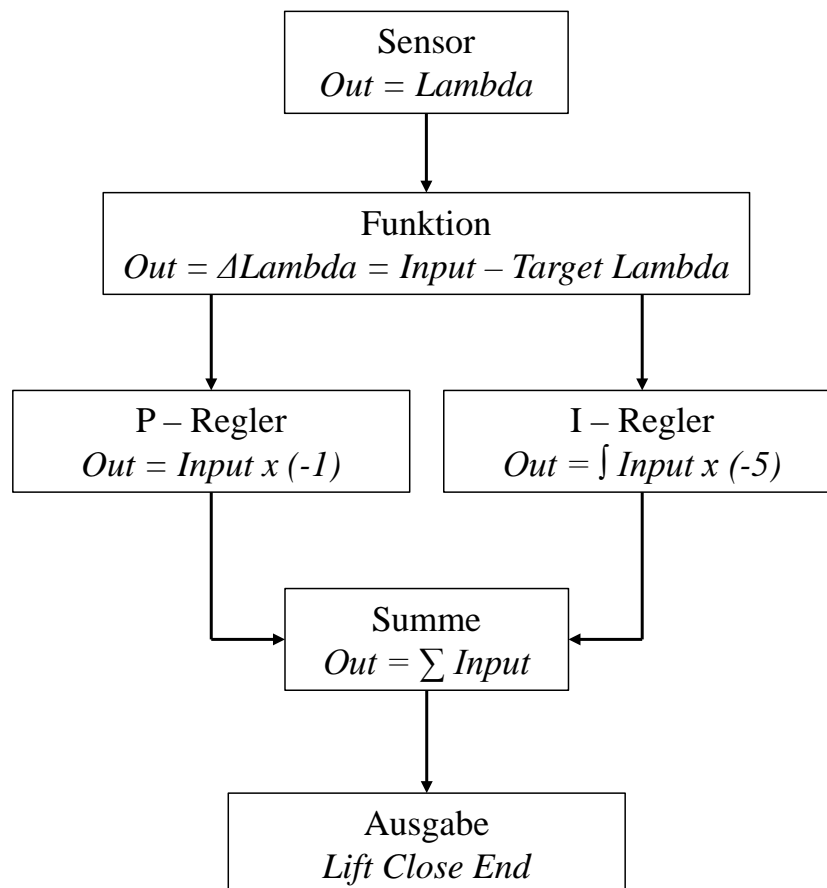


Abbildung 4.3: Regelung des Luftverhältnisses

4.1.3.3 Regelung der Bypassmenge

Wie in Abschnitt 2.4.4 Leistungsregelungskonzepte beschrieben, wird bei der Vollastregelung, eine konstante Bypassmenge eingestellt. Die dazugehörige Regelung ist in Abbildung 4.4 zu sehen. Das Ausgangssignal des linken Sensors ist die derzeitige Bypassmenge. Beim rechten Sensor hingegen wird das Druckverhältnis von Nieder- und Hochdruckverdichter erfasst. Wie auch bei den Reglern zuvor beschrieben, werden durch die Funktionen die Zielwerte auf Null umgestellt. Die ermittelten Stellgrößen dieses Reglers sind dabei die Größen der Nieder- und Hochdruckturbine, welche über den *Mass Flow Multiplier* eingestellt werden. Dieser wird einmal durch Multiplikation und einmal durch Division der Ausgangssignale der beiden I-Regler errechnet. Eine Verkleinerung der Turbinengröße bewirkt eine Erhöhung der Bypassmenge.

Die Definition der Bypassmenge ist in Formel 4.1 dargestellt. Darin wird der Massenstrom, der durch das Verdichterbypassventil strömt, durch den Massenstrom, welcher durch den Niederdruckverdichter strömt, dividiert.

$$x_{VB} = \frac{\dot{m}_{VB}}{\dot{m}_{ND-V}}$$

Formel 4.1

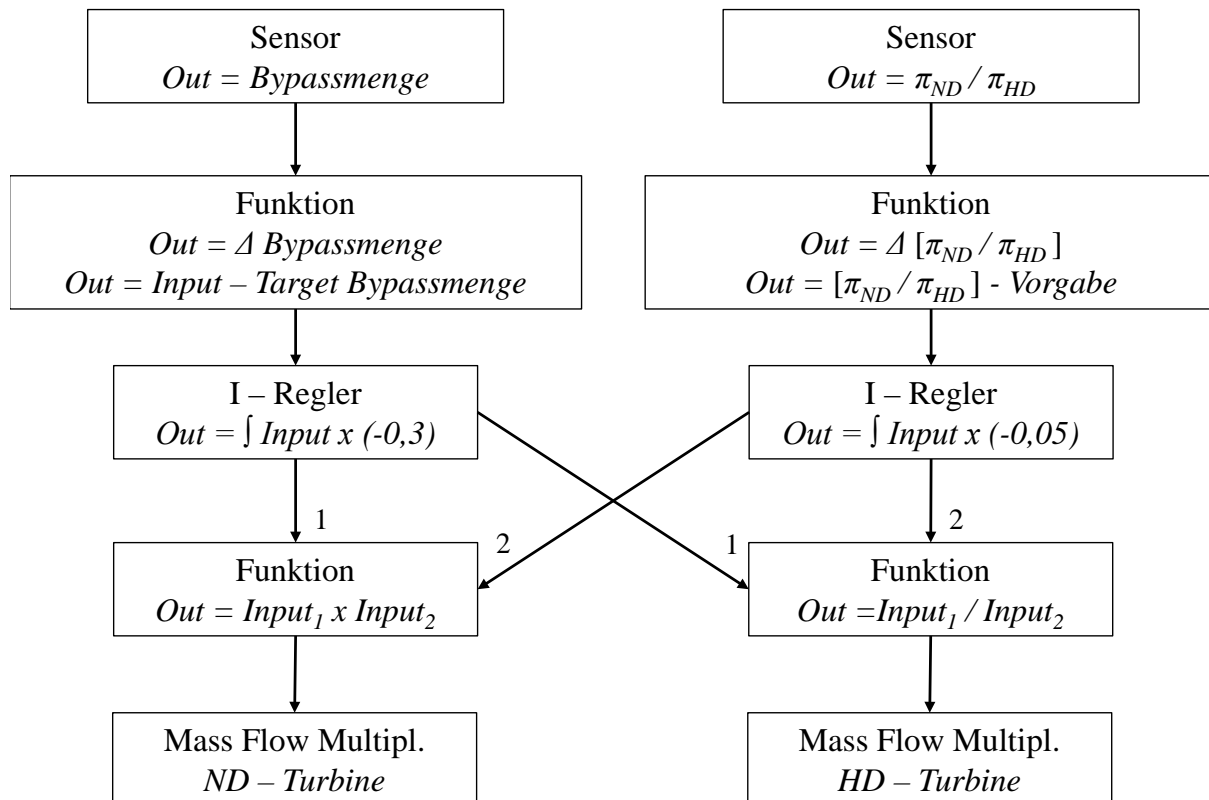


Abbildung 4.4: Regelung der Bypassmenge

4.1.3.4 Regelung der Stickoxidemissionen

Die Regelung zur Erreichung der gewünschten Höhe der Stickoxidemissionen wird in diesem Modell ausschließlich durch eine Veränderung des Luftverhältnisses herbeigeführt. Dabei ist nur ein Integralglied in der Regelung enthalten. Die Anpassung des Luftverhältnisses erfolgt durch die zuvor in Abschnitt 4.1.3.2 erläuterte Regelung des Luftverhältnisses.

4.2 Adaption des GT - Modells

Diese Modifikation des GT-Modells ist nötig, um die vom Grundmodell abweichenden Technologien simulieren zu können.

Der folgende Unterpunkt beinhaltet dabei die Adaption des Grundmodells auf eine Drehzahl von 750 min^{-1} sowie auf eine einstufige Abgasturboaufladung. Weiters wird das Leistungsregelungskonzept einer Verdichterbypassregelung durch die Steuerung mittels

Wastegate und einer variablen Turbinengeometrie ersetzt. Das Grundmodell, welches im vorhergehenden Kapitel näher erläutert wurde, läuft mit einer Drehzahl von 1000 min^{-1} und besitzt einen NO_x -Grenzwert von 500 mg/Nm^3 .

4.2.1 Reduktion der Drehzahl auf 750 min^{-1}

Ausgangspunkt dieser Variation ist das Grundmodell mit den oben stehenden Start- bzw. Zielwerten. Um eine Motordrehzahl von 750 min^{-1} zu erreichen, ist ein schrittweises Herabsetzen der Drehzahl nötig. Ausgehend von 1000 min^{-1} wurde eine Schrittweite von 50 min^{-1} gewählt. Dabei werden die Rechnungen jeweils mit den Ergebnissen der vorhergehenden Rechnung initialisiert. Der Reibungsverlust von langsam drehenden Motoren ist im Vergleich zu schnelllaufenden niedriger. Deshalb wurde der Reibungsmitteldruck im Vergleich zum Grundmodell mit 1000 min^{-1} um $0,2 \text{ bar}$ bei 750 min^{-1} gesenkt.

Um die geforderten Werte bei einer Drehzahl von 750 min^{-1} zu erreichen, ist eine Anpassung der verschiedenen Start- und Initialwerte nötig. Dabei mussten in mehreren Interrationsschritten die Werte so verändert werden, dass die Regler nicht zu schwingen begannen. Es wurde immer nur ein Regler alleine gestartet und versucht, die Initialwerte so anzupassen, dass eine schnelle und nicht schwingende Regelung erfolgen konnte. Wenn alle Regler für sich alleine eine erfolgreiche Regelung zustande gebracht hatten, starteten alle Regler gemeinsam. Dabei wurde der Startzeitpunkt der einzelnen Regler so aufeinander abgestimmt, dass sie sich nicht gegenseitig beeinflussen oder zur Schwingung anregen konnten.

BMEP Controller I		BMEP Controller P	
Integralglied	-5	Proportionalglied	-7
Start des I-Reglers nach	40 Zyklen	Start des P-Reglers nach	40 Zyklen
Initial Output (VB – Position)	20°	Initial Output	0
Zielwert des Reglers	0	Zielwert des Reglers	0

Wie bereits in der Strategie des Mitteldruckreglers erklärt, wird der Zielwert auf 0 verändert. Der I- und P-Regler startet zum selben Zeitpunkt, da ihre Regelergebnisse zu einem gemeinsamen Wert addiert werden. Dieser ist die Position des VB-Ventiles, welche dafür sorgt, dass die vorgegebenen Mitteldrücke erreicht werden. Mit den Werten für Integral- und Proportionalglied, wird festgelegt, mit welcher Geschwindigkeit der Regler arbeitet. Diese ist von großer Bedeutung, da bei einem zu hohen Wert der Regler zu schwingen beginnt. Wird jedoch der Wert zu gering angenommen, ist der Zeitaufwand zum Einregeln viel zu lang.

Bypassmenge		Druckverhältnis	
Integralglied	-0,2	Proportionalglied	-0,05
Start des I-Reglers nach	50 Zyklen	Start des P-Reglers nach	50 Zyklen
Initial Output (Mass Flow Multiplier)	0,81	Initial Output	1
Zielwert des Reglers	0	Zielwert des Reglers	0

Auch hier wird durch die Werte der Integralglieder das Schwingverhalten beeinflusst. Der Mass Flow Multiplier gibt die Startwerte der Turbinengröße für Hoch- und Niederdruckturbinen vor. Wie in der Regelstrategie der Bypassmenge beschrieben, wird durch die Kombination der Ausgangsgröße der *Bypassmenge* und des *Druckverhältnis* der Vorgabewert der Turbinengröße ermittelt.

NO_x Regler

Integralglied	-0,00005
Start des I-Reglers nach	250 Zyklen
Initial Output (Lambda)	2
Zielwert des Reglers	500 mg/Nm ³

Der Startwert des NO_x-Reglers wurde aus Gründen der schnellen Konvergenz mit 250 Zyklen festgelegt, da zu diesem Zeitpunkt alle vorhergehenden Regler bereits eingeschungen sind. Außerdem wurde die Geschwindigkeit des Integralgliedes sehr niedrig gewählt, da eine kleine Änderung des Luftverhältnisses einen großen Einfluss auf den Mitteldruckregler hat. Der BMEP-Regler muss nämlich auf jede Lambdaänderung reagieren und die Ausgabewerte müssen neu eingestellt werden.

4.2.2 Veränderung der Aufladung auf das einstufige Konzept

Wie in Abbildung 4.5 links zu sehen ist, wird auch hier das Grundmodell zur Volllastsregelung mit einem Verdichterbypassventil, verwendet.

Der Umbau auf das einstufige Aufladekonzept beruht darauf, aus den zwei verwendeten Abgasturboladern einen Einzigsten zu erzeugen. Da bei der Verwendung einer Hoch- und einer Niederdruckstufe ein Zwischenkühler verwendet werden kann, muss dieser natürlich bei der einstufigen Variante entfernt werden. Um nicht zu viel im Grundmodell zu ändern, wird der Einfachheit halber der *Heat Transfer Multiplier* des Zwischenkühlers auf Null gesetzt. Dies bewirkt, dass der Kühler nur noch als ein einfaches Rohr ohne Wärmeabgabe anzusehen ist.

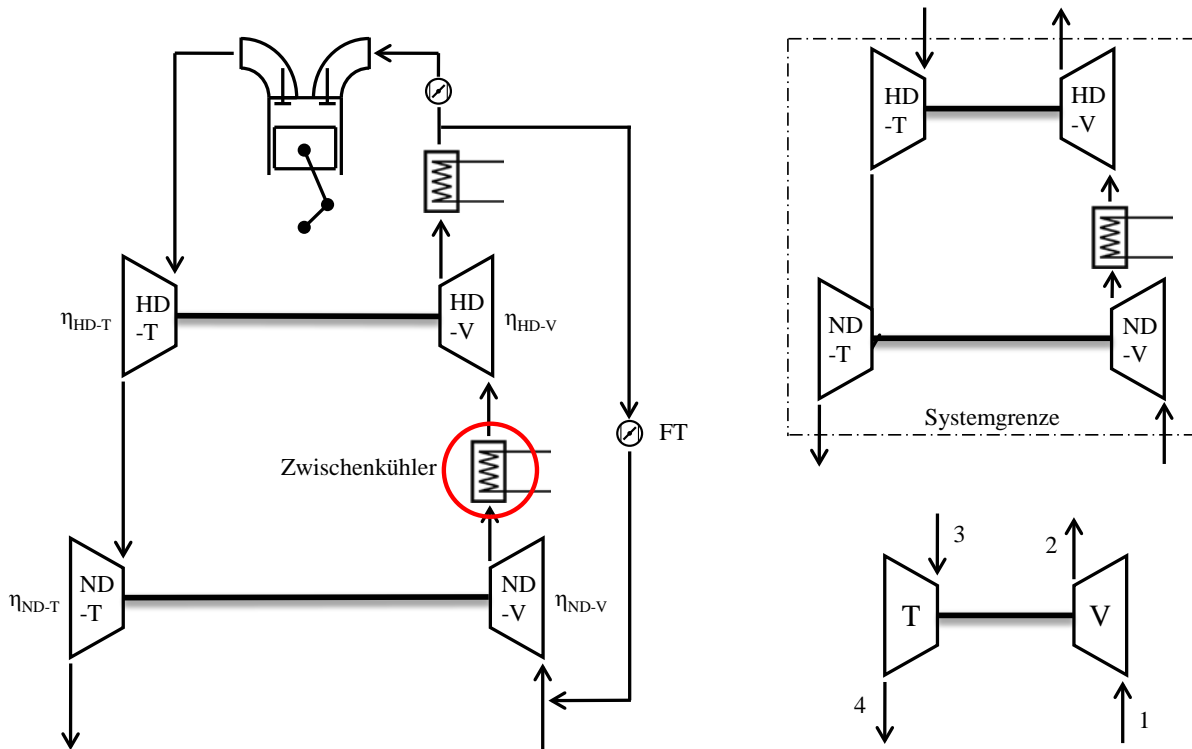


Abbildung 4.5: Grundmodell (links) und Ersatzmodell des ATL (rechts)

Des Weiteren ist der Wirkungsgrad einer einstufigen Abgasturboaufladung niedriger als bei einer zweistufigen Aufladung. Damit kein ATL aus dem Modell entfernt werden muss, werden diese einfach zu einem gemeinsamen Turbolader zusammengefasst. Dies kann dadurch erreicht werden, indem die Wirkungsgrade der Hoch- und Niederdruckturbinen sowie der Hoch- und Niederdruckverdichter denselben Wert erhalten. Der Wert der einzelnen Wirkungsgrade wird dabei als konstant in allen Betriebsbereichen angenommen.

Aufgrund dessen, dass nur der Aufladegruppenwirkungsgrad angegeben wird, sind die eingestellten Wirkungsgrade der verschiedenen Strömungsmaschinen von untergeordneter Bedeutung. Der Aufladegruppenwirkungsgrad errechnet sich, wie in Formel 4.4 gezeigt, als Produkt der Einzelwirkungsgrade von Turbine und Verdichter. Dabei wird zu dessen Bestimmung ein einstufiger ATL als Ersatzmodell angenommen, welcher in Abbildung 4.5 rechts zu sehen ist.

Die ausführliche Erläuterung des Aufladegruppenwirkungsgrad kann in [22] nachgelesen werden. In Formel 4.2 ist der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters und in Formel 4.3 der isentrope Turbinenwirkungsgrad zu sehen.

$$\eta_V = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_2}{T_1} - 1} \quad \text{Formel 4.2}$$

$$\eta_T = \frac{1 - \frac{T_4}{T_3}}{\frac{\left(1 - \frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}}{p_3}} \quad \text{Formel 4.3}$$

Durch Einsetzen der Formel 4.2 und Formel 4.3 in die Formel 4.4 erhält man den Aufladegruppenwirkungsgrad. Dabei wird angenommen, dass bei der mechanischen Verbindung zwischen der Turbine und des Verdichters keine Verluste auftreten.

$$\eta_{\text{Aufl.Gr.}} = \eta_V \eta_T = \frac{\left(\frac{p_2}{p_1}\right)^{\frac{\kappa_1-1}{\kappa_1}} - 1}{1 - \left(\frac{p_4}{p_3}\right)^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}}} \frac{T_1 \dot{m}_V c_{pV}}{T_3 \dot{m}_T c_{pT}} \quad \text{Formel 4.4}$$

Durch die Entfernung des Zwischenkühlers aus dem Grundmodell erhöht sich die Eingangstemperatur des Hochdruckverdichters. Aus diesem Grund ändert sich der reduzierte Massenstrom dieses Verdichters und in weiterer Folge wird die Stopfgrenze des Wirkungsgradkennfeldes erreicht. Das Wirkungsgradkennfeld der Strömungsmaschine ist in Abbildung 4.6 ersichtlich. Formel 4.5 zeigt die Berechnung des reduzierten Massenstroms, hierbei werden alle Rechengrößen am Verdichtereintritt gemessen. [22]

Um die erhöhte Eingangstemperatur des Hochdruckverdichters zu kompensieren, muss der Vorgabewerte des *Mass Multipliers* dieses Verdichters auf den Wert 1,2 erhöht werden. Somit erreicht man, dass der Verdichter wieder in einen Bereich höchsten Wirkungsgrades arbeiten kann.

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \frac{\sqrt{T_t}}{p_t} \quad \text{Formel 4.5}$$

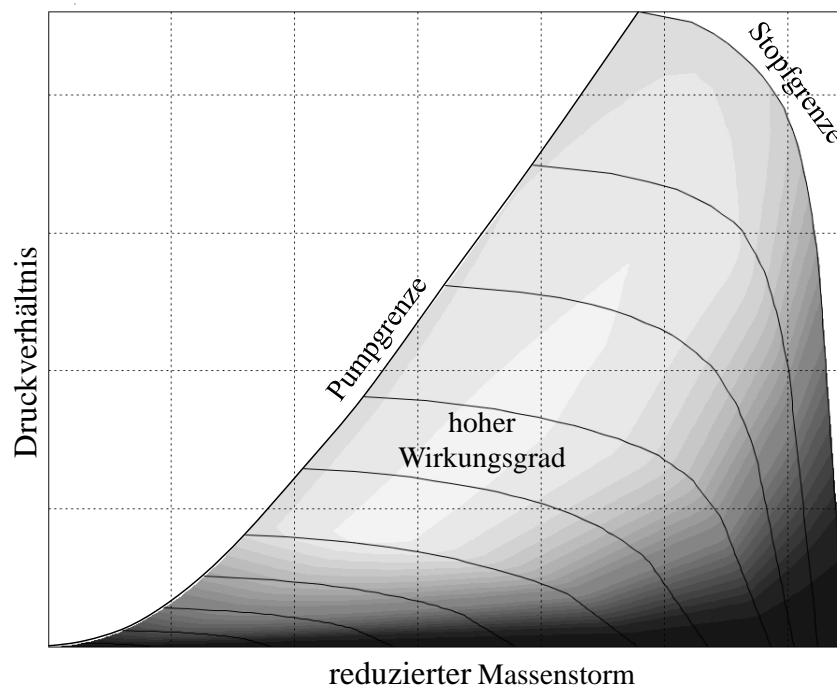


Abbildung 4.6: Wirkungsgradkennfeld des Hochdruckverdichters

4.2.3 Veränderung der Leistungsregelung auf Wastegate

Ausgehend vom Grundmodell wurde die Vollastregelung mittels Verdichterbypassventil durch eine Regelung mit Wastegateventil ersetzt. Die Funktionsweise wurde bereits in 2.4.4 Leistungsregelungskonzepte näher erläutert. Die wichtigste Änderung im Vergleich zum Grundmodell ist die Definition der Wastegatemenge, welche in Formel 4.6 zu sehen ist. Darin wird der Massenstrom, der durch das Wastegate-Ventil strömt, durch den Massenstrom, welcher durch die Niederdruckturbine strömt, dividiert.

$$x_{WG} = \frac{m_{WG}}{m_{ND-T}}$$

Formel 4.6

Die Regelungsstrategien bezüglich Mitteldruck und Luftverhältnis sind unverändert geblieben. Einige Anpassungen in Bezug auf Initialisierungs- und Startwerte der einzelnen Regler mussten jedoch vorgenommen werden. Nachstehend sind die verwendeten Regler und die geänderten Werte angegeben.

BMEP Controller I

Integralglied	-2
Start des I-Reglers nach	40 Zyklen
Initial Output (WG – Position)	29°
Zielwert	0

BMEP Controller P

Proportionalglied	-7
Start des P-Reglers nach	40 Zyklen
Initial Output	0
Zielwert des Reglers	0

Bypassmenge

Integralglied	-0,15
Start des I-Reglers nach	130 Zyklen
Initial Output (Mass Flow Multiplier)	0,86
Zielwert des Reglers	0

Druckverhältnis

Proportionalglied	-0,01
Initial Output	1
Start des P-Reglers nach	130 Zyklen
Zielwert des Reglers	0

NO_x Regler

Integralglied	-0,00005
Start des I-Reglers nach	250 Zyklen
Initial Output (λ)	2,018
Zielwert des Reglers	500 mg/Nm ³

4.2.4 Veränderung der Leistungsregelung auf variable Turbinengeometrie

Die Vollastregelung erfolgt bei dieser Variante nicht durch die Vorgabe des Öffnungswinkels eines Verdichterbypass- oder Wastegateventils. Bei einer Regelung mit variabler Turbinengeometrie sind diese beiden Ventile nicht vorhanden. Aus diesem Grund wird der Mitteldruck ausschließlich über die Veränderung der Turbinengröße, der Hoch- und Niederdruckstufe, eingestellt. Die Vor- und Nachteile dieses Konzeptes wurden bereits in Kapitel 2.4.4 Leistungsregelungskonzepte erläutert.

In Abbildung 4.7 ist die Regelstrategie bei dem VTG-Konzept zu sehen. Dabei wird durch den linken Sensor der Mitteldruck an der Kurbelwelle abgenommen. Es werden sowohl ein P-Regler, als auch ein I-Regler verwendet und der Zielwert wird durch eine Funktion auf Null verändert. Die beiden Regelbausteine werden aufsummiert und als Ausgabesignal 1 weitergegeben.

Beim rechten Sensor wird das Druckverhältnis von Nieder- und Hochdruckverdichter erfasst. Wie auch im Regler zuvor beschrieben, wird der Zielwert auf Null umgestellt. Nach dem Durchlaufen des I-Reglers ergibt sich das Ausgabesignal 2.

Die Stellgröße zur Regelung des Mitteldrucks ist bei diesem VTG-Konzept die Größe der Nieder- und Hochdruckturbine. Der *Mass Flow Multiplier* wird wie schon zuvor durch Multiplikation und durch Division der beiden Ausgangssignale errechnet. Eine Verkleinerung der Turbinengröße bewirkt, dass sich ein höherer Gegendruck aufbaut. Dadurch erhöht sich die Leistung des Verdichters, wodurch letztendlich der Mitteldruck steigt.

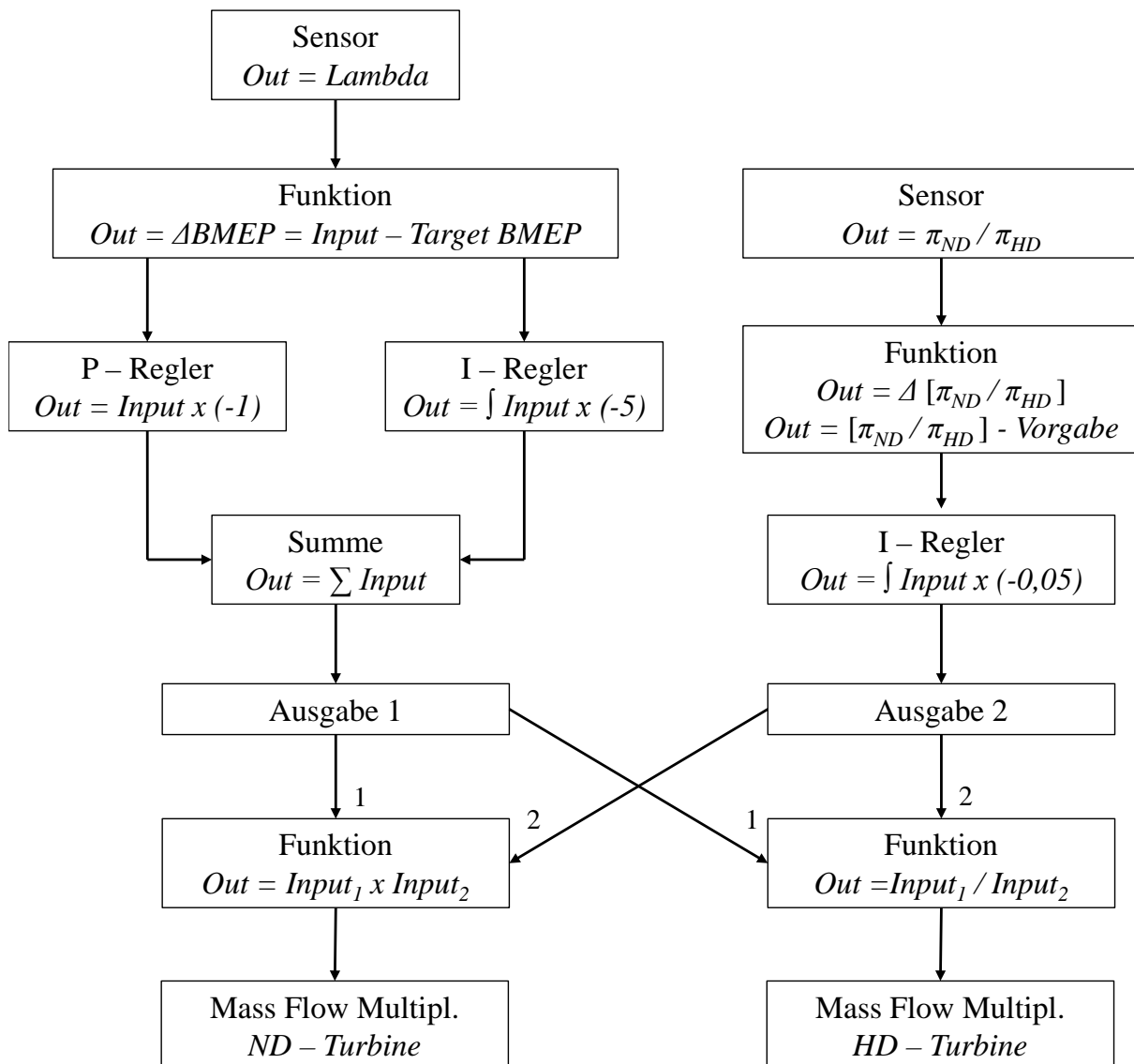


Abbildung 4.7: Mitteldruckregelung bei VTG-Konzept

Hier werden die Start- und Initialisierungswerte der Mitteldruck- und Lambdaregelung angegeben. Dabei wurde der Regler für die Bypassmenge entfernt, welcher nicht mehr zur Regelung nötig ist.

BMEP Controller I

Integralglied	-0,007
Start des I-Reglers nach	150 Zyklen
Initial Output (Mass Flow Multiplier)	0,89
Zielwert	0

BMEP Controller P

Proportionalglied	-0,01
Start des P-Reglers nach	40 Zyklen
Initial Output	0
Zielwert des Reglers	0

NO_x Regler

Integralglied	-0,00005
Start des I-Reglers nach	250 Zyklen
Initial Output (Lambda)	2
Zielwert des Reglers	500 mg/Nm ³

Druckverhältnis

Proportionalglied	-0,1
Initial Output	1
Start des P-Reglers nach	50 Zyklen
Zielwert des Reglers	0

5 Simulation – Ergebnisse

Auf den folgenden Seiten werden ausgewählte Simulationsergebnisse gezeigt. Die Details der Adaptionen des Grundmodells sind bereits im vorhergehenden Kapitel ausführlich beschrieben worden.

Die Vergleiche der einzelnen Konzepte wurden im ersten Schritt mit einer Drehzahl von 1000 min^{-1} durchgeführt. Danach fanden Simulationen mit demselben Motormodell bei 750 min^{-1} sowie ein Vergleich der Ergebnisse statt. In einem weiteren Vergleich wurde das Hub-Bohrungs-Verhältnis des Grundmotors variiert und anschließend Simulationen mit unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen vorgenommen. In der letzten Simulation wurden die Motorenmerkmale der einzelnen Hersteller so gut wie möglich nachgestellt, um das Wirkungsgradpotential abschätzen zu können.

Nachfolgend werden alle Daten, welche aus [22] übernommen wurden, als „wie Grundmodell (GM)“ bezeichnet.

5.1 Basismotor mit 1000 min^{-1}

Zum besseren Verständnis werden nun die bei dieser Variation verwendeten Motormodelle beschrieben. Alle Motormodelle verwenden als Ausgangsbasis der Adaption das Grundmodell, welches in Kapitel 4.1 beschrieben wurde. In Tabelle 5.1 werden die wichtigsten Grunddaten der Simulation bei 1000 min^{-1} beschrieben.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
Drehzahl	min^{-1}	1000	1000	1000	1000
NO _x - Emissionen	mg/Nm^3	500	500	500	500
Δ FMEP	bar	wie GM	wie GM	wie GM	wie GM
Aufladung		zweistufig	einstufig	zweistufig	zweistufig
$\eta_{\text{Aufladegruppe}}$	%	wie GM	-7.0	wie GM	wie GM
Lastregelung		Verdichter – bypass – Ventil	Verdichter – bypass – Ventil	Wastegate – Ventil	variable Turbinen- geometrie
Bypassmenge	%	wie GM	wie GM	wie GM	-

Tabelle 5.1: Daten der Motormodelle mit 1000 min^{-1}

In Tabelle 5.2 werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Leistungsregelungskonzepte bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} dargestellt.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
Δ Lambda		Basis	-0.004	+0.002	+0.002
Δ P MEP	bar	Basis	-0,676	+0,266	+0,296
Δ MFB50	°CA	Basis	-0,4	+0,1	+0,1
Δ T _{uMAX}	K	Basis	+7,6	-2,6	-2,1
Δ T _{bMax}	K	Basis	-2,2	+1,3	+1,6
Δ T ₃	K	Basis	-4,0	+0,8	+2,6
Δ p ₃	bar	Basis	+0,9	-0,3	-0,4
Δ p ₂	bar	Basis	+0,3	-0,1	-0,1
Δ Restgasanteil	%Pkt	Basis	+1,02	-0,29	-0,30
Δ Umsetzungsgrad	%Pkt	Basis	-0,20	+0,03	+0,03
Δ η_i	%Pkt	Basis	-1,41	+0,54	+0,61
Δ η_e	%Pkt	Basis	-1,31	+0,52	+0,57

Tabelle 5.2: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit 1000 min⁻¹

In den folgenden Abbildungen sind die Änderungen der verschiedenen Parameter für jedes Konzept, jeweils in Relation zur Basis (TSTC), dargestellt.

5.1.1 Vergleich von TSTC mit SSTC bei 1000 min⁻¹

Wie in Kapitel 2.4.2 Aufladekonzepte beschrieben, ist der Aufladegruppenwirkungsgrad bei einstufiger Abgasturboaufladung deutlich schlechter als bei zweistufiger Aufladung. Aus diesem Grund muss der Druck bei Turbineneintritt (p₃) höher sein, um denselben Ladedruck wie bei einer zweistufigen Aufladung zu erhalten. Durch diesen erhöhten Abgasgegendruck steigt der Ladungswechselpercentage deutlich, was in Abbildung 5.2 zu sehen ist.

Diese hohen Ladungswechselpercentage sind der Hauptgrund für die Verschlechterung des indizierten Wirkungsgrades bei SSTC. In Abbildung 5.4 ist diese Änderung graphisch dargestellt.

Eine weitere Folge des schlechteren Ladungswechsels ist, dass sich der Restgasanteil im Zylinder erhöht. Aufgrund der größeren Menge an heißem Abgas im Zylinder steigt die Temperatur der unverbrannten Zone (T_u) an, wodurch sich die Klopfgefahr erhöht. Diese Temperaturänderung wird in Abbildung 5.3 gezeigt. Die höhere Restgasmenge verursacht eine Verzögerung des Verbrennungsablaufs, wodurch ebenfalls die Klopfgefahr steigt.

Durch diese verlangsamende Wirkung auf die Verbrennung wird eine niedrigere Maximaltemperatur der verbrannten Zone (T_{bMax}) erreicht. Durch diese niedrigere Temperatur sinkt die Menge der erzeugte NO_x Emissionen. Um die NO_x Menge auf einem Wert von 500 mg/Nm³ zu halten, wird das Luftverhältnis gesenkt, was in Abbildung 5.1 zu sehen ist. Zusätzlich wird der MFB50 nach früh verschoben. Durch diese beiden Änderungen steigt T_{bMax} wieder und die NO_x Emissionen nehmen zu, wodurch sich der gewünschte Wert von 500 mg/Nm³ einstellt.

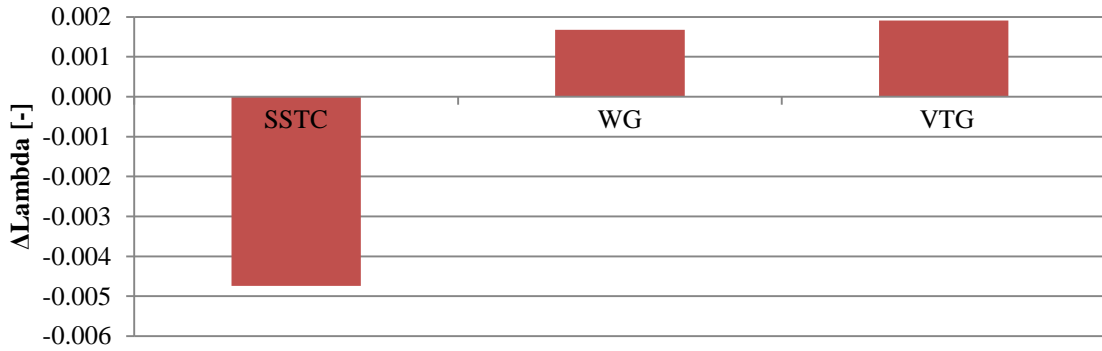


Abbildung 5.1: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu TSTC mit 1000 min⁻¹

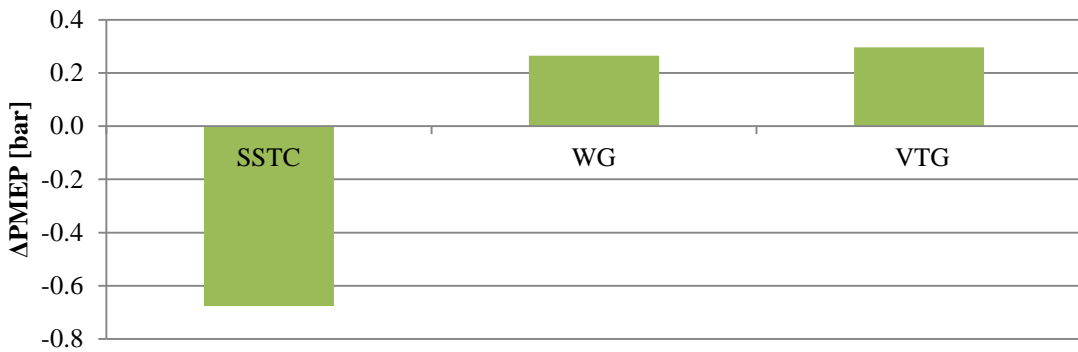


Abbildung 5.2: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu TSTC mit 1000 min⁻¹

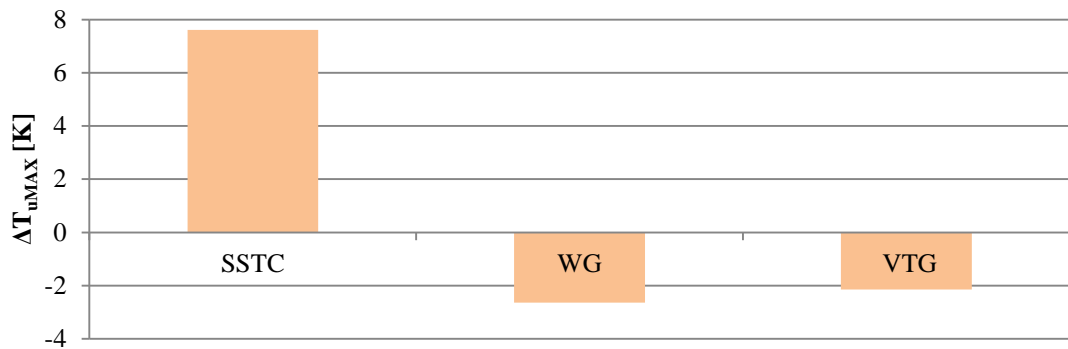


Abbildung 5.3: Änderung von $T_{u\text{MAX}}$ im Vergleich zu TSTC mit 1000 min⁻¹

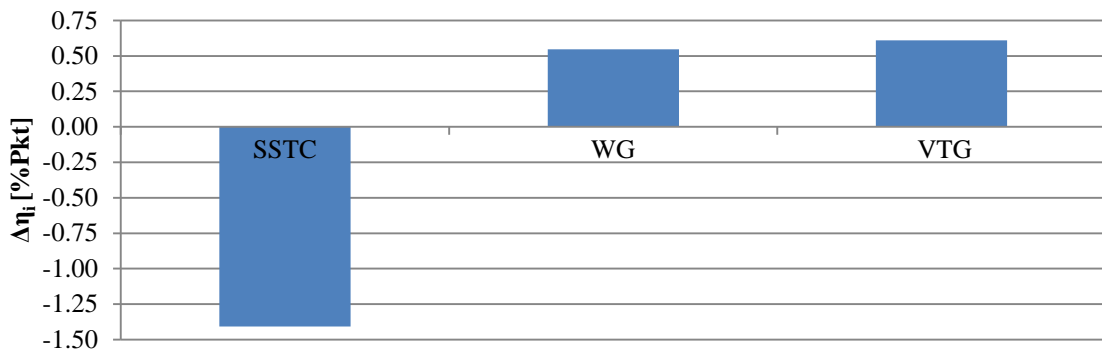


Abbildung 5.4: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu TSTC mit 1000 min⁻¹

5.1.2 Vergleich von TSTC mit WG bei 1000 min⁻¹

Bei dem Motormodell mit einer Leistungsregelung über ein Wastegateventil wird derselbe Aufladegruppenwirkungsgrad wie bei TSTC angenommen. Aufgrund der Eigenschaften eines WG, welche in Kapitel 2.4.4 Leistungsregelungskonzepte bereits erklärt wurden, sinkt der Abgasgegendruck (p_3). Dadurch ergibt sich ein besserer Ladungswechselpercentage, welcher in Abbildung 5.2 zu sehen ist. Dieser positive Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad ist in Abbildung 5.4 erkennbar.

Aufgrund des besseren Ladungswechsels sinkt der Restgasanteil im Zylinder, wodurch T_{uMax} sinkt. Dies ist in Abbildung 5.3 dargestellt. Das niedrigere Temperaturniveau bewirkt eine geringere Klopfneigung. Weiters verursacht der geringere Restgasanteil eine Beschleunigung des Verbrennungsablaufs.

Eine weitere Folge des niedrigeren Restgasanteils, ist die Steigerung der Temperatur der verbrannten Zone (T_{bMax}), da weniger internes AGR zum Kühlen der Verbrennung vorhanden ist. Daher erhöhen sich die NO_x Emissionen, weshalb das Luftverhältnis gesenkt und der MFB50 nach spät gestellt wird. Diese Lambdaänderung ist in Abbildung 5.1 ersichtlich.

5.1.3 Vergleich von TSTC mit VTG bei 1000 min⁻¹

Auch bei diesem Motormodell wird derselbe Aufladegruppenwirkungsgrad wie bei TSTC angenommen. Für eine Leistungsregelung mit VTG ist kein Verdichterbypass- oder Wastegateventil nötig. Dadurch ist ein geringerer Abgasgegendruck (p_3) möglich, wodurch der Ladungswechselpercentage geringer ausfällt und in weiterer Folge der indizierte Wirkungsgrad steigt. Diese Auswirkungen sind in Abbildung 5.2 und Abbildung 5.4 zu sehen.

Aufgrund des annähernd gleichen Restgasgehalts von VTG und WG stellen sich auch dieselben Temperaturen von T_{bMax} und T_{uMax} ein. Deshalb sind auch der MFB50 sowie das Luftverhältnis praktisch gleich. In Abbildung 5.1 und Abbildung 5.3 sind diese Zusammenhänge erklärt.

5.1.4 Verlustanalyse auf Basis von TSTC bei 1000 min⁻¹

Ausgangspunkt dieser Verlustanalyse ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung, von welchem die einzelnen Verluste abgezogen werden. In Tabelle 5.3 sind die einzelnen Werte der Verlustanalyse aufgelistet.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
$\Delta\eta_{vrL}$	%Pkt	Basis	-0,01	+0,00	+0,00
$\Delta\Delta\eta_{uV}$	%Pkt	Basis	+0,10	-0,02	-0,02
$\Delta\Delta\eta_{rV}$	%Pkt	Basis	-0,09	+0,03	+0,02
$\Delta\Delta\eta_{wW}$	%Pkt	Basis	+0,03	-0,01	+0,01
$\Delta\Delta\eta_{Lw}$	%Pkt	Basis	+1,41	-0,58	-0,64
$\Delta\eta_i$	%Pkt	Basis	-1,41	+0,54	+0,61
$\Delta\Delta\eta_m$	%Pkt	Basis	-0,10	+0,03	+0,04
$\Delta\eta_e$	%Pkt	Basis	-1,31	+0,52	+0,57

Tabelle 5.3: Verlustanalyse bei 1000 min⁻¹

- Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$

Die Größe dieses Verlustes hängt unmittelbar vom Umsetzungsgrad der Verbrennung ab, welcher unter anderem von der Höhe des Restgasanteils abhängig ist.

Bei SSTC ist aufgrund des hohen Restgasanteils der Umsetzungsgrad niedriger als bei TSTC, wodurch sich die Verluste durch unvollkommene Verbrennung erhöhen. Hingegen ist der Restgasgehalt bei WG und VTG niedriger, wodurch der Umsetzungsgrad höher ist als im Vergleich zur TSTC. Deshalb sinkt in diesem Fall $\Delta\eta_{uV}$.

- Verluste durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rV}$ und Wandwärme $\Delta\eta_{wW}$

Da sich diese beiden Verluste gegenseitig beeinflussen, werden sie auch hier gemeinsam untersucht.

Der MFB50 ist bei SSTC im Vergleich zur TSTC früher, wodurch sich ein niedriger Verlust durch reale Verbrennung ergibt. Jedoch erhöhen sich die Verluste durch Wandwärme, bei einem früheren MFB50.

Bei WG und VTG ist genau der gegenteilige Effekt zu sehen. Hier wird durch den späteren MFB50 der Verlust durch reale Verbrennung höher und der Verlust durch Wandwärme niedriger.

- Verlust durch realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{Lw}$

Dieser Verlust hat den größten Einfluss auf den indizierten Wirkungsgrad. Die Höhe der Ladungswechselverluste hängt, wie weiter oben erklärt, vorwiegend vom Abgasgegendruck (p_3) ab.

Wie bereits erwähnt, sind die Ladungswechselverluste bei SSTC deutlich höher als bei TSTC. Hingegen ist bei WG und VTG ein besserer Ladungswechsel möglich, wodurch sich in der Verlustanalyse ein negativer Wert ergibt. Dies bedeutet, dass der negative Wert in der Verlustanalyse einen Gewinn und keinen Verlust darstellt. Durch diesen Gewinn des realen Ladungswechsels erfolgt eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrads.

- Verlust durch Reibung $\Delta\eta_m$

Der mechanische Verlust wird für alle Motormodelle mit einem konstanten Wert angenommen. Daraus ergibt sich, wie in Formel 5.1 zu sehen, ein konstanter mechanischer Wirkungsgrad.

$$\eta_m = \frac{W_e}{W_i} = \frac{P_e}{P_i} = \frac{p_e}{p_i} = konst. \quad \text{Formel 5.1}$$

$$\eta_e = \eta_i * \eta_m \quad \text{Formel 5.2}$$

Nun wird Formel 5.2 in Formel 5.3 eingesetzt.

$$\Delta\eta_m = \eta_i - \eta_e = \eta_i - \eta_i * \eta_m = (1 - \eta_m) * \eta_i \quad \text{Formel 5.3}$$

Aus diesen Zusammenhängen ist erkennbar, dass, trotz eines konstanten mechanischen Wirkungsgrads, der mechanische Verlust bei allen Motormodellen unterschiedlich ist. So sind bei SSTC die Verluste durch Reibung niedriger als bei TSTC, da bei SSTC ein niedrigerer indizierter Wirkungsgrad erreicht wird. Bei WG und VTG sind $\Delta\eta_m$ höher, da η_i auch höher ist.

5.2 Basismotor mit 750 min⁻¹

Bei diesem Vergleich der Motormodelle wurde ebenfalls als Ausgangsbasis das Grundmodell, welches in Kapitel 4.1 beschrieben wurde, verwendet. In Tabelle 5.4 werden die wichtigsten Grunddaten der Simulation bei 750 min⁻¹ beschrieben.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
Drehzahl	min ⁻¹	750	750	750	750
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	500	500	500
Δ FMEP	bar	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2
Aufladung		zweistufig	einstufig	zweistufig	zweistufig
$\eta_{\text{Aufladegruppe}}$	%	wie GM	-7.0	wie GM	wie GM
Lastregelung		Verdichter – bypass – Ventil	Verdichter – bypass – Ventil	Wastegate – Ventil	variable Turbinen - geometrie
Bypassmenge	%	wie GM	wie GM	wie GM	-

Tabelle 5.4: Daten der Motormodelle mit 750 min⁻¹

In Tabelle 5.5 werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Motormodelle bei einer Drehzahl von 750 min^{-1} aufgezählt.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
ΔLambda		Basis	-0.003	+0.003	+0.001
ΔPMEP	bar	Basis	-0,574	+0,222	+0,259
ΔMFB50	$^{\circ}\text{CA}$	Basis	-0,3	+0,2	+0,1
$\Delta T_{u\text{MAX}}$	K	Basis	+4,3	-3,1	-1,6
$\Delta T_{b\text{Max}}$	K	Basis	-0,6	+1,3	+2,4
ΔT_3	K	Basis	-2,3	+3,6	+2,4
Δp_3	bar	Basis	+0,7	-0,4	-0,3
Δp_2	bar	Basis	+0,2	-0,1	-0,1
$\Delta \text{Restgasanteil}$	%Pkt	Basis	+0,60	-0,40	-0,25
$\Delta \text{Umsetzungsgrad}$	%Pkt	Basis	-0,06	+0,00	+0,01
$\Delta \eta_i$	%Pkt	Basis	-1,20	+0,44	+0,54
$\Delta \eta_e$	%Pkt	Basis	-1,13	+0,43	+0,51

Tabelle 5.5: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit 750 min^{-1}

In den folgenden Abbildungen sind die Änderungen der verschiedenen Parameter für jedes Konzept jeweils in Relation zur Basis (TSTC) dargestellt.

5.2.1 Vergleich von TSTC mit SSTC bei 750 min^{-1}

Wie im Vergleich bei 1000 min^{-1} ist auch hier der Aufladegruppenwirkungsgrad der einstufigen Aufladung schlechter als jener der zweistufigen Aufladung. Aus diesem Grund wird der Abgasgedruck (p_3) höher, wodurch sich ein größerer Ladungswechsellverlust ergibt (Abbildung 5.6). Als Folge des schlechten Ladungswechsels ist in Abbildung 5.8 der niedrigere indizierte Wirkungsgrad zu erkennen.

Der größere Restgasanteil aufgrund des erhöhten Abgasgedrucks sorgt für eine Steigerung von $T_{u\text{Max}}$ (Abbildung 5.7) und ein Absinken von $T_{b\text{Max}}$. Die niedrigere Maximaltemperatur der verbrannten Zone sorgt für eine niedrigere NO_x Emission wodurch das Luftverhältnis gesenkt (Abbildung 5.6) und der MFB50 nach früh verschoben wird.

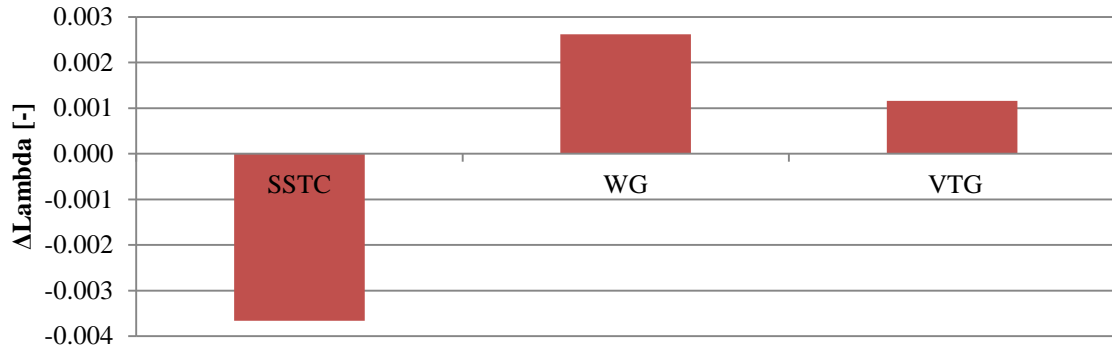


Abbildung 5.5: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu TSTC mit 750 min^{-1}

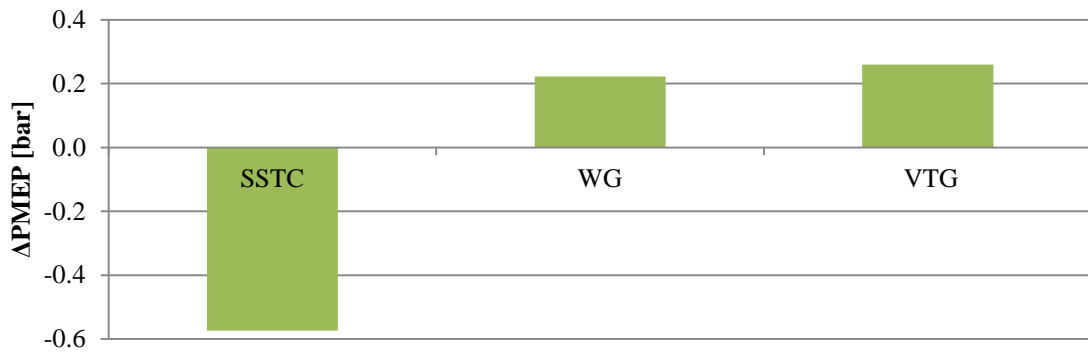


Abbildung 5.6: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu TSTC mit 750 min^{-1}

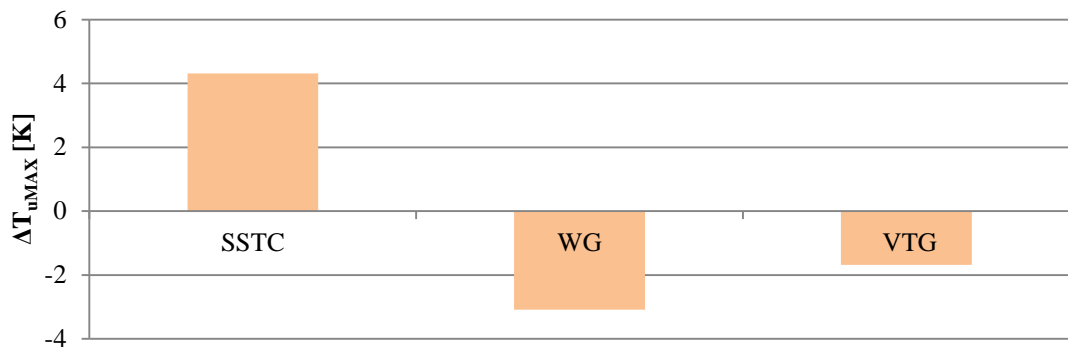


Abbildung 5.7: Änderung von $T_{u\text{MAX}}$ im Vergleich zu TSTC mit 750 min^{-1}

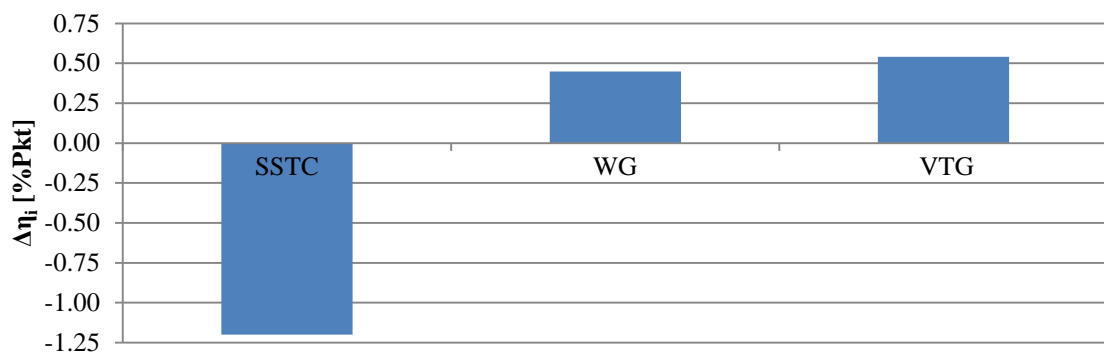


Abbildung 5.8: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu TSTC mit 750 min^{-1}

5.2.2 Vergleich von TSTC mit WG bei 750 min⁻¹

Das Motormodell mit WG besitzt denselben Aufladegruppenwirkungsgrad wie die Version mit TSTC, jedoch sinkt der Abgasgegendruck (p_3) aufgrund der Eigenheiten des WG. Ein geringerer p_3 sorgt für einen besseren Ladungswechselverlust (Abbildung 5.6) und somit für einen höheren indizierten Wirkungsgrad (Abbildung 5.8).

Der niedrigere Restgasanteil im Zylinder aufgrund der günstigeren Ladungswechselschleife bewirkt ein Absinken von T_{uMax} (Abbildung 5.7). Weiters steigt T_{bMax} , wodurch die NO_x Emissionen steigen und so das Luftverhältnis erhöht werden muss, um den Grenzwert von 500mg/Nm³ einzuhalten (Abbildung 5.6). Außerdem wird der MFB50 nach spät verschoben.

5.2.3 Vergleich von TSTC mit VTG bei 750 min⁻¹

Aufgrund des Fehlens eines Verdichterbypassventil ist beim VTG ein geringerer p_3 nötig, wodurch sich der Ladungswechselverlust verbessert (Abbildung 5.6). Dies hat eine Erhöhung des indizierten Wirkungsgrades zu Folge (Abbildung 5.8).

Wie auch beim WG bewirkt der bessere Ladungswechsel einen geringeren Restgasanteil, wodurch T_{uMax} sinkt (Abbildung 5.7) und T_{bMax} steigt. In weiterer Folge wird dadurch das Luftverhältnis erhöht (Abbildung 5.6) und der MFB50 nach spät verschoben.

5.2.4 Verlustanalyse auf Basis von TSTC bei 1000 min⁻¹

Ausgangspunkt dieser Verlustanalyse ist auch hier der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung, von welchem die einzelnen Verluste abgezogen werden. In Tabelle 5.6 sind die einzelnen Werte der Verlustanalyse aufgelistet.

		TSTC	SSTC	WG	VTG
$\Delta\eta_{vrL}$	%Pkt	Basis	+0,01	+0,00	+0,00
$\Delta\Delta\eta_{uV}$	%Pkt	Basis	+0,03	+0,00	-0,01
$\Delta\Delta\eta_{rV}$	%Pkt	Basis	-0,08	+0,02	+0,01
$\Delta\Delta\eta_{wW}$	%Pkt	Basis	+0,03	+0,00	+0,02
$\Delta\Delta\eta_{Lw}$	%Pkt	Basis	+1,24	-0,50	-0,58
$\Delta\eta_i$	%Pkt	Basis	-1,20	+0,44	+0,54
$\Delta\Delta\eta_m$	%Pkt	Basis	-0,07	+0,02	+0,03
$\Delta\eta_e$	%Pkt	Basis	-1,13	+0,43	+0,51

Tabelle 5.6: Verlustanalyse bei 750 min⁻¹

- Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uV}$

Der Umsetzungsgrad der Verbrennung bei TSTC, WG sowie VTG sind annähernd gleich groß, wodurch sich derselbe Verlust durch unvollkommene Verbrennung ergibt. Hingegen ist der Umsetzungsgrad bei SSTC etwas geringer, wodurch $\Delta\eta_{uV}$ größer wird.

- Verluste durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rV}$ und Wandwärme $\Delta\eta_{wW}$

Durch den früheren MFB50 bei SSTC als bei TSTC kommt es zu einem niedrigeren Verlust durch reale Verbrennung, jedoch zu einem höheren Verlust durch Wandwärme. Hingegen führt der spätere MFB50 bei WG und VTG zu einem höheren $\Delta\eta_{rV}$ und einem niedrigeren $\Delta\eta_{wW}$.

- Verlust durch realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$

Der Ladungswechselverlust von WG und VTG, ist wie zuvor erklärt besser, als bei TSTC. Bei SSTC ist der Ladungswechsel deutlich schlechter als im Vergleich zur Basis.

- Verlust durch Reibung $\Delta\eta_m$

Mit sinkender Drehzahl nehmen die mechanischen Verluste ab, deshalb werden die Verluste um 0,2 bar niedriger angenommen. Die Abhängigkeit $\Delta\eta_m$ von η_i wurde bereits in Formel 5.3 gezeigt. Dadurch ist der Verlust durch Reibung bei SSTC niedriger als bei TSTC, WG und VTG, weil diese einen höheren indizierten Wirkungsgrad besitzen.

5.3 Vergleich 1000 zu 750 min⁻¹

An dieser Stelle wird auf die Änderung der einzelnen Konzepte selbst bei einer Drehzahländerung von 1000 auf 750 min⁻¹ eingegangen.

Bei einer Drehzahl von 750 min⁻¹ steht dem Motor eine längere Zeit für die Verbrennung zur Verfügung. Dadurch kommt es zu einem Anstieg der NO_x Emissionen. Um diese auf dem Vorgabewert von 500 mg/Nm³ zu halten, verschiebt das Verbrennungsmodell den MFB50 nach spät. Weiters wird das Luftverhältnis erhöht. Diese Maßnahmen sowie der höhere Wärmeübergang aufgrund der länger zu Verfügung stehenden Zeit senken T_{bMax}.

Bei einer Drehzahlabenkung reduzieren sich die mechanischen Verluste. Diese werden bei 750 min⁻¹ um 0,2 bar niedriger als bei 1000 min⁻¹ angenommen. Aus diesem Grund ist ein geringerer indizierter Mitteldruck nötig, um den geforderten BMEP einzuhalten. Deshalb benötigt man zum Erreichen dieses Mitteldrucks eine geringere Ladungsmasse, wodurch der Ladedruck (p₂) abgesenkt werden kann. Durch die, auch für den Ladungswechsel längere zur Verfügung stehende Zeit, sinken die Ladungswechselverluste. Aufgrund dessen kann der Ladedruck noch geringer ausfallen. Der niedrige p₂ sorgt dafür, dass ein geringerer Abgasgegendruck nötig ist.

Durch den besseren Ladungswechsel bei 750 min⁻¹ sinkt der Restgasgehalt im Zylinder, wodurch in weiterer Folge T_{uMax} geringer wird. Außerdem ist der Ladungswechsel maßgeblich für den höheren indizierten Wirkungsgrad bei 750 min⁻¹ verantwortlich.

Diese Zusammenhänge sind in Abbildung 5.9 bis Abbildung 5.12 ersichtlich. Dabei werden die Änderungen der verschiedenen Parameter für jedes Konzept jeweils im Verbleich zu 1000 min⁻¹ angegeben.



Abbildung 5.9: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu 1000 min^{-1}



Abbildung 5.10: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu 1000 min^{-1}



Abbildung 5.11: Änderung von $T_{u\text{MAX}}$ im Vergleich zu 1000 min^{-1}

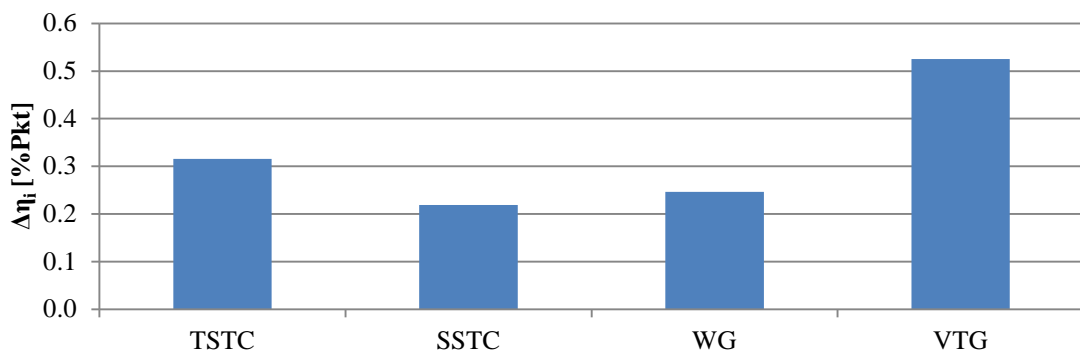


Abbildung 5.12: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu 1000 min^{-1}

5.4 Basismotor mit Veränderung von Hub, Bohrung und ε

Ausgangsbasis dieser Variation ist, wie auch bei den vorhergehenden Varianten, das Grundmodell aus Kapitel 4.1. Dieser Motor besitzt bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} einen definierten Kolbenhub. Mit Hilfe der Formel 5.4 kann somit die mittlere Kolbengeschwindigkeit c_m errechnet werden.

$$c_m = 2 \cdot \text{Hub} \cdot n \quad \text{Formel 5.4}$$

Die mittlere Kolbengeschwindigkeit aller Motormodelle soll gleich wie beim Grundmotor 1000 min^{-1} sein. Bei einer Absenkung der Drehzahl von 750 min^{-1} ist somit eine Erhöhung des Kolbenhubs nötig.

Um das Hubvolumen V_h ebenfalls konstant zu halten, muss der Bohrungsdurchmesser verringert werden. Der Zusammenhang ist in Formel 5.5 abgebildet. Außerdem wurde dasselbe Schubstangenverhältnis für alle Motormodelle gewählt.

$$V_h = \frac{\text{Bohrung}^2 \cdot \pi}{4} \cdot \text{Hub} \quad \text{Formel 5.5}$$

In Tabelle 5.7 sind die wichtigsten Daten des Basismotormodells zu sehen. Dieser besitzt bei einer Drehzahl von 750 min^{-1} denselben Hub und die gleiche Bohrung wie das in Kapitel 4.1 beschriebene Grundmodell mit 1000 min^{-1} .

		Basis
Drehzahl	min^{-1}	750
NO _x - Emissionen	mg/Nm^3	500
Δ FMEP	bar	-0.2
Aufladung		zweistufig
$\eta_{\text{Aufladegruppe}}$	%	wie GM
Lastregelung		Verdichterbypass – Ventil
Bypassmenge	%	wie GM

Tabelle 5.7: Daten des Basis - Motormodelles

In Tabelle 5.8 werden die Simulationsergebnisse des Basismodells sowie der einzelnen Motormodelle mit einer Variation des Verdichtungsverhältnisses aufgezählt. Die Schrittweite der ε – Variation wurde dabei mit 0.2 gewählt.

		Basis	ϵ wie GM	$\epsilon +0.2$	$\epsilon +0.4$	$\epsilon +0.6$
Δ Bohrung	mm	Basis	-41.5	-41.5	-41.5	-41.5
Δ Hub	mm	Basis	+116.7	+116.7	+116.7	+116.7
Δ Lambda		Basis	+0.009	+0.013	+0.017	+0.020
Δ PMEP	bar	Basis	-0.025	-0.043	-0.061	-0.080
Δ MFB50	°CA	Basis	+0,0	+0,1	+0,1	+0,2
Δ T _{uMax}	K	Basis	+5,3	+7,4	+9,5	+11,6
Δ T _{bMax}	K	Basis	-0,1	+0,0	-0,8	-1,0
Δ T ₃	K	Basis	-1,8	-5,5	-9,3	-12,6
Δ p ₃	bar	Basis	+0,1	+0,1	+0,1	+0,1
Δ p ₂	bar	Basis	+0,0	+0,0	+0,0	+0,0
Δ Restgasanteil	%Pkt	Basis	+0,08	+0,05	+0,02	-0,01
Δ Umsetzungsgrad	%Pkt	Basis	+0,00	+0,00	+0,00	+0,00
Δ η_i	%Pkt	Basis	-0,03	+0,08	+0,18	+0,28
Δ η_e	%Pkt	Basis	-0,02	+0,08	+0,18	+0,27

Tabelle 5.8: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis

5.4.1 Vergleich von Basis zu Motormodell mit verändertem Hub und Bohrung

Beim Motormodell mit erhöhtem Kolbenhub und verringertem Bohrungsdurchmesser, jedoch mit demselben Verdichtungsverhältnis, verringert sich der Wärmeübergang im Zylinder. Der Grund dafür ist, das durch den geringeren Bohrungsdurchmesser entstehende, bessere Oberflächen/Volumen-Verhältnis in der Hochdruckphase der Verbrennung. Der niedrige Wärmeübergang sorgt dafür, dass die Temperaturen im Zylinder ansteigen. Die Erhöhung von T_{uMax} ist in Abbildung 5.15 dargestellt.

Die erhöhten Temperaturen sorgen für einen Anstieg der NO_x Emissionen. Um diese auf einen Wert von 500 mg/Nm³ zu halten, wird das Luftverhältnis erhöht (Abbildung 5.13). Durch das nur geringfügig höhere Luftverhältnis verändert sich der MFB50 nicht.

Durch den erhöhten Kolbenhub und den verringerten Bohrungsdurchmesser entsteht in der Niederdruckphase ein schlechteres Oberflächen/Volumen-Verhältnis. Dadurch steigt der Wärmeübergang, woraufhin die Abgastemperatur T₃ sinkt und die Abgasenthalpie abnimmt. Um den gleichen Ladedruck zu bewerkstelligen, muss der Abgasgedruck (p₃) erhöht werden, wodurch in weiterer Folge der Ladungswechselverlust steigt (Abbildung 5.14). Dieser schlechtere Ladungswechsel erhöht auch den Restgasgehalt im Zylinder. Diese Zusammenhänge sorgen dafür, dass der indizierte Wirkungsgrad sinkt (Abbildung 5.16).

In den folgenden Abbildungen sind die Änderungen der verschiedenen Parameter für jedes Motormodell, jeweils in Relation zur Basis (ohne verändertem Hub und Bohrung), dargestellt.

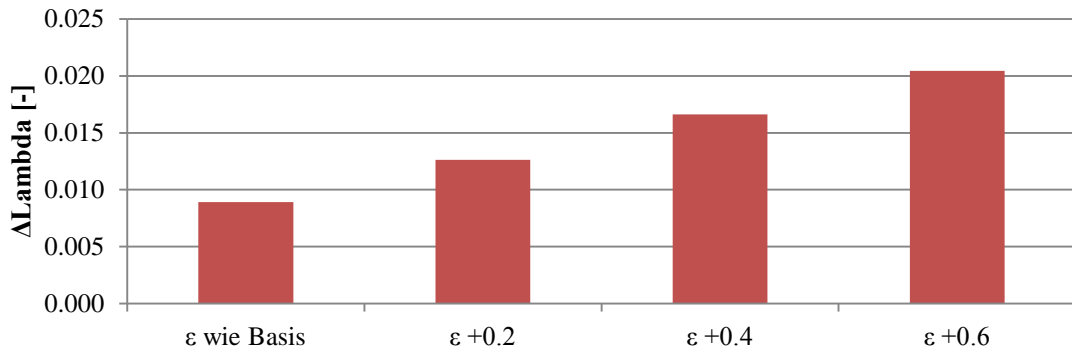


Abbildung 5.13: Änderung des Luftverhältnisses aufgrund der ε – Variation

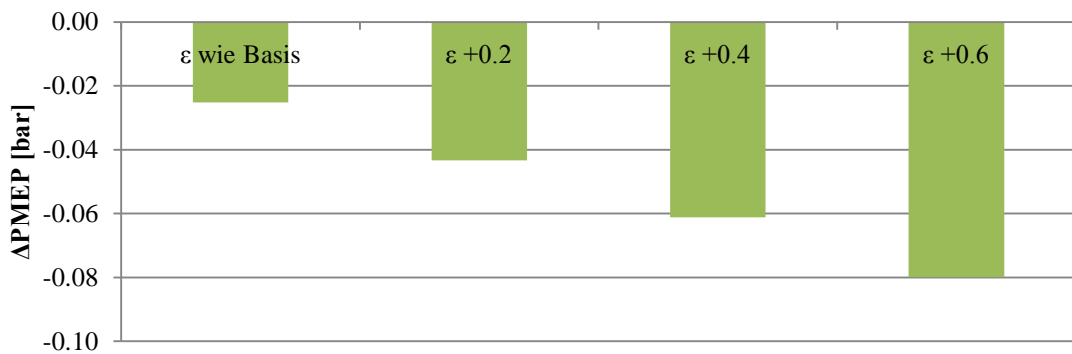


Abbildung 5.14: Änderung des Ladungswechsels aufgrund der ε – Variation

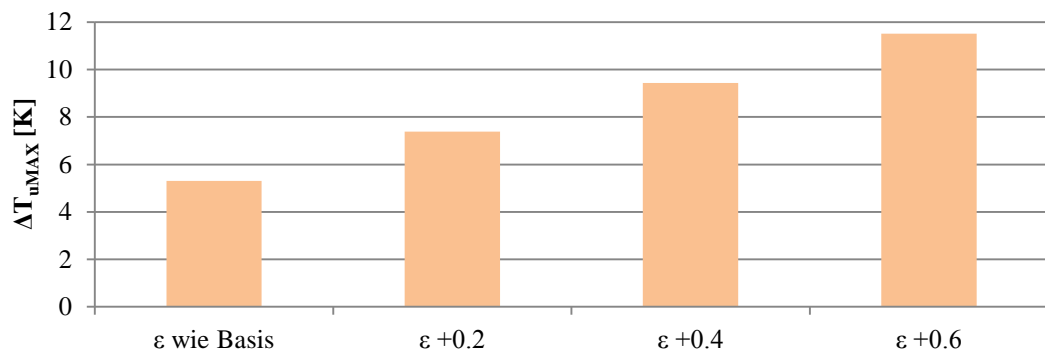


Abbildung 5.15: Änderung T_{uMax} aufgrund der ε – Variation

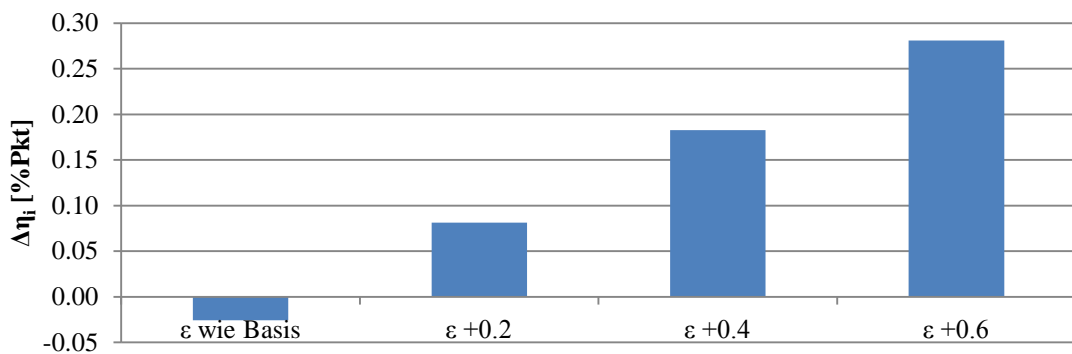


Abbildung 5.16: Änderung des indizierten Wirkungsgrads aufgrund der ε – Variation

5.4.2 Auswirkung der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses

Durch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigen die Temperaturen im Zylinder. Die Veränderung von T_{uMax} ist in Abbildung 5.15 zu sehen. Die erhöhten Temperaturen sorgen für eine größere Menge an NO_x Emissionen. Um diese auf dem gewünschten Wert zu halten, wird das Luftverhältnis erhöht (Abbildung 5.13) und der MFB50 nach spät verschoben.

Eine Steigerung des Verdichtungsverhältnisses bewirkt jedoch auch eine Absenkung der Abgastemperatur T_3 . Dadurch verringert sich die nutzbare Abgasenthalpie am Turbolader. Um den gleichen Ladedruck zu erreichen, wird der Abgasegendruck p_3 erhöht, wodurch sich der Ladungswechsel verschlechtert (Abbildung 5.14).

In Abbildung 5.16 ist erläutert, wie der indizierte Wirkungsgrad mit der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses steigt.

5.4.3 Verlustanalyse

Ausgangspunkt dieser Verlustanalyse ist auch hier der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung, von welchem die einzelnen Verluste abgezogen werden. Dieser Wirkungsgrad steigt mit der Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses. In Tabelle 5.9 sind die einzelnen Werte der Verlustanalyse aufgelistet.

		Basis	ϵ wie GM	$\epsilon +0.2$	$\epsilon +0.4$	$\epsilon +0.6$
$\Delta\eta_{vrL}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,20	+0,41	+0,62
$\Delta\Delta\eta_{uv}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,01	+0,01	+0,01
$\Delta\Delta\eta_{rV}$	%Pkt	Basis	+0,03	+0,06	+0,10	+0,13
$\Delta\Delta\eta_{Ww}$	%Pkt	Basis	-0,06	-0,02	+0,00	+0,03
$\Delta\Delta\eta_{Lw}$	%Pkt	Basis	+0,07	+0,11	+0,14	+0,18
$\Delta\eta_i$	%Pkt	Basis	-0,04	+0,07	+0,17	+0,27
$\Delta\Delta\eta_{im}$	%Pkt	Basis	-0,01	+0,00	+0,00	+0,01
$\Delta\eta_e$	%Pkt	Basis	-0,04	+0,06	+0,16	+0,25

Tabelle 5.9: Verlustanalyse der ϵ - Variation

- Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uv}$

Bei den Motormodellen wurde ein und derselbe Umsetzungsgrad für alle Varianten angenommen. Deshalb wird der Verlust durch unvollkommene Verbrennung nur durch das Luftverhältnis beeinflusst. Ein steigendes Lambda bei steigendem Verdichtungsverhältnis sorgt für eine leichte Zunahme dieses Verlustes.

- Verluste durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rV}$ und Wandwärme $\Delta\eta_{Ww}$

Der MFB50 ist bei der Basis im Vergleich zum Motormodell mit verändertem Hub und anderer Bohrung früher, wodurch sich ein niedrigerer Verlust durch reale Verbrennung ergibt.

Jedoch ist der Verlust durch Wandwärme, wie weiter oben erklärt, höher.

Durch die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses wandert der MFB50 nach spät, wodurch die Verluste durch reale Ladung steigen. Die Verluste durch Wandwärme erhöhen sich ebenfalls durch das steigende Verdichtungsverhältnis.

- Verlust durch realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{Lw}$

Durch das Sinken der Abgastemperatur T_3 , folgt ein Sinken des Abgasgedrucks p_3 wodurch in weiterer Folge der Ladungswechselverlust steigt. Bei einer Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses sinkt T_3 noch weiter, wodurch der Ladungswechsel immer schlechter wird.

- Verlust durch Reibung $\Delta\eta_m$

Die Reibung wurde bei allen Motormodellen um 0,2 bar niedriger als bei Grundmodell angenommen. Wie bereits in Formel 5.3 gezeigt wurde, ist $\Delta\eta_m$ nur von η_i abhängig, wodurch sich die geringen Unterschiede bei den Verlusten durch Reibung ergeben.

5.5 Vergleich unterschiedlicher Motormodelle

Zum besseren Verständnis werden nun die, bei dieser Variation verwendeten, Motormodelle beschrieben. Alle Motormodelle verwenden als Ausgangsbasis der Adaption das Grundmodell, welches in Kapitel 4.1 beschrieben wurde. Um die Motoren besser vergleichen zu können, wurden nur jene mit einer Drehzahl von 750 min^{-1} gegenübergestellt. In Tabelle 5.1 werden die Spezifikationen und in Tabelle 5.8 die Simulationsergebnisse der unterschiedlichen Motormodelle gezeigt.

		Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4	Motor 5
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500	500	500	500	500
Drehzahl	min ⁻¹	750	750	750	750	750
Δ FMEP	bar	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2	-0.2
Aufladung		einstufig	einstufig	einstufig	einstufig	einstufig
Lastregelung		variable Turbinen - geometrie	variable Turbinen - geometrie	Wastegate - Ventil	Wastegate - Ventil	Wastegate - Ventil
Bypassmenge	%	-	-	wie GM	wie GM	wie GM

Tabelle 5.10: Daten der unterschiedlichen Motormodelle

		Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4	Motor 5
$\Delta \eta_{\text{Aufladegruppe}}$	%Pkt.	Basis	-1.88	-2.05	-8.98	-4.49
ΔLambda		Basis	+0.003	+0.026	-0.035	-0.028
ΔPMEP	bar	Basis	+0.015	+0.013	-0.584	-0.107
ΔMFB50	°CA	Basis	+0,0	+0,0	+0,0	+0,0
$\Delta T_{u\text{Max}}$	K	Basis	+0,5	+4,3	-13,6	-12,9
$\Delta T_{b\text{Max}}$	K	Basis	+0,3	-6,2	+2,8	+0,1
ΔT_3	K	Basis	-1,2	-1,6	+43,5	+26,6
Δp_3	bar	Basis	+0,0	+0,2	+1,1	+0,1
Δp_2	bar	Basis	-0,1	+0,0	+0,5	-0,1
$\Delta \text{Restgasanteil}$	%Pkt.	Basis	-0,29	+0,84	+0,04	+0,00
$\Delta \text{Umsetzungsgrad}$	%Pkt.	Basis	+0,00	+0,00	+0,00	+0,00
$\Delta \eta_i$	%Pkt.	Basis	-0,10	-0,06	-2,47	-1,15
$\Delta \eta_e$	%Pkt.	Basis	-0,09	+0,08	-2,07	-1,08

Tabelle 5.11: Simulationsergebnisse der unterschiedlichen Motormodelle

Um den, in den Prospekten angegebenen, elektrischen Wirkungsgrad der Motoren erreichen zu können, mussten einige Annahmen getroffen werden. Da von keinem Hersteller bekannt ist, welche Toleranz er für den elektrischen Wirkungsgrad laut DIN ISO 3046 in Anspruch nimmt, wurde für alle Motormodelle ein konstanter Wert angenommen. Zur Ermittlung des effektiven Wirkungsgrads, ist der Generatorwirkungsgrad für alle Motormodelle ebenfalls mit einem konstanten Wert berücksichtigt worden.

Die durch diese Annahme entstehende Abweichung zwischen angegebenem elektrischen Wirkungsgrad und jenem aus der Simulation, wurde durch eine Anpassung des Wirkungsgrades der Aufladegruppe kompensiert. Der Wert des Aufladegruppenwirkungsgrades ist somit direkt von den zuvor genannten Annahmen abhängig. Außerdem wurde für alle Motorvarianten derselbe Umsetzungsgrad der Verbrennung angenommen.

Die Motoren 1 und 2 verwenden beide zur Vollastregelung eine variable Turbinengeometrie. Die Unterschiede dieser beiden Modelle bestehen im geringfügig geänderten Wirkungsgrad der Aufladegruppe sowie dem Kolbenhub. Bei diesen sehr ähnlichen Motormodellen liegt der Unterschied des indizierten Wirkungsgrads innerhalb von 0,1 Prozentpunkten (Abbildung 5.20).

Bei den Motoren 3 bis 5 wird ein Wastegateventil zur Lastregelung verwendet. Durch die Variation von Bohrung und Hub sowie des Verdichtungsverhältnisses ergeben sich größere Unterschiede. Motor 3 liegt wie Motor 2 auf dem Niveau von Motor 1, wodurch sich nur geringe Änderungen im Ladungswechselverlust (Abbildung 5.18) sowie im indizierten Wirkungsgrad ergeben (Abbildung 5.20). Die teilweise deutlich schlechteren Ladungswechselverluste der Motoren 4 und 5 ergeben sich aus dem niedriger angenommenen Wirkungsgrad der Aufladegruppe (Abbildung 5.18). Durch diesen schlechteren Wirkungsgrad und das geringere Verdichtungsverhältnis ergeben sich die niedrigen indizierten Wirkungsgrade dieser beiden Motoren (Abbildung 5.20).

In den folgenden Abbildungen werden die Unterschiede immer auf den Motor 1 bezogen.

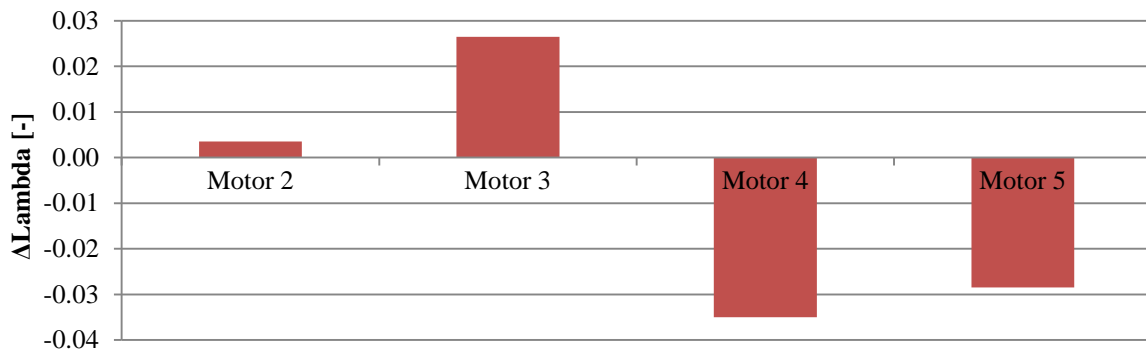


Abbildung 5.17: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu Motor 1

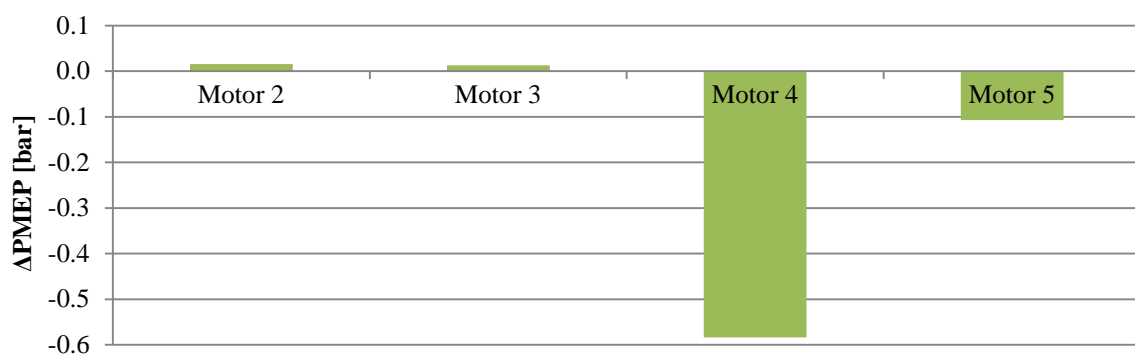


Abbildung 5.18: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu Motor 1

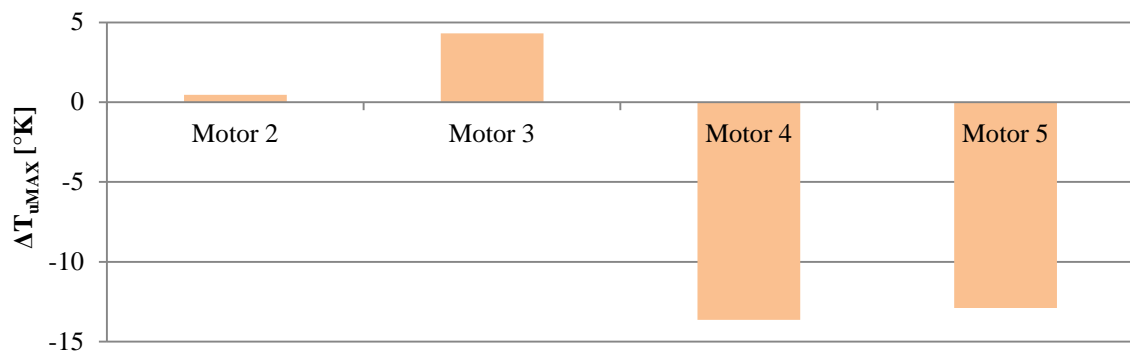


Abbildung 5.19: Änderung T_{uMAX} im Vergleich zu Motor 1

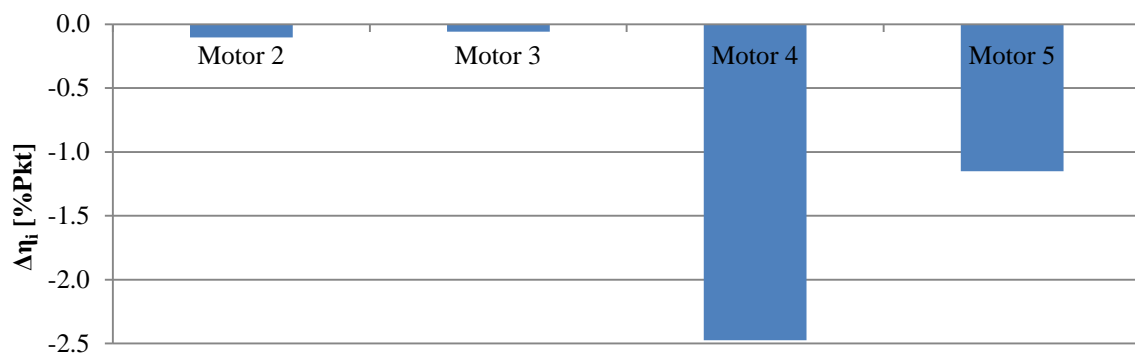


Abbildung 5.20: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu Motor 1

5.5.1 Verlustanalyse der unterschiedlichen Motormodelle

Ausgangspunkt dieser Verlustanalyse ist auch hier der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung, von welchem die einzelnen Verluste abgezogen werden. Wie in Tabelle 5.12 zu erkennen, ist η_{vrL} bei den Motoren 1 bis 3 gleich. Lediglich bei Motor 4 und 5 ist dieser aufgrund der niedrigeren Verdichtungsverhältnisse geringer. Weiters sind in Tabelle 5.12 die einzelnen Werte der Verlustanalyse aufgelistet.

		Motor 1	Motor 2	Motor 3	Motor 4	Motor 5
$\Delta\eta_{vrL}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,04	-1,74	-1,14
$\Delta\Delta\eta_{uv}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,01	+0,00	+0,00
$\Delta\Delta\eta_{rv}$	%Pkt	Basis	+0,01	+0,15	-0,07	-0,06
$\Delta\Delta\eta_{ww}$	%Pkt	Basis	+0,12	-0,04	-0,40	-0,18
$\Delta\Delta\eta_{Lw}$	%Pkt	Basis	-0,03	-0,02	+1,21	+0,25
$\Delta\eta_i$	%Pkt	Basis	-0,10	-0,06	-2,47	-1,15
$\Delta\Delta\eta_m$	%Pkt	Basis	-0,02	-0,15	-0,41	-0,08
$\Delta\eta_e$	%Pkt	Basis	-0,09	+0,08	-2,07	-1,08
$\Delta\Delta\eta_{Generator}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,01	-0,04	-0,02

Tabelle 5.12: Verlustanalyse der unterschiedlichen Motormodelle

- Verlust durch unvollkommene Verbrennung $\Delta\eta_{uv}$

Der Verlust durch unvollkommene Verbrennung ist aufgrund des gleich angenommenen Umsetzungsgrades aller Motormodelle gleich. Nur bei Motor 3 ergibt sich eine Änderung, da hier ein deutlich höheres Lambda eingestellt wurde.

- Verlust durch reale Verbrennung $\Delta\eta_{rv}$ und Wandwärme $\Delta\eta_{ww}$

Die Verluste durch Wandwärme sind bei allen Motormodellen annähernd dieselben. Nur bei Motor 4 sind die Wandwärmeverluste aufgrund der niedrigeren Zylindertemperaturen geringer. Auch die Verluste durch reale Verbrennung sind bei allen Motoren auf demselben Niveau.

- Verlust durch realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{Lw}$

Die Ladungswechselverluste sind bei den Motoren 1 bis 3 ziemlich gleich. Bei den Motoren 4 und 5 ist der Verlust durch realen Ladungswechsel aufgrund des schlechter angenommenen Turboladerwirkungsgrad deutlich höher.

- Verlust durch Reibung $\Delta\eta_m$

Die Reibung bei allen Motormodellen wurde um 0,2 bar niedriger als beim Grundmodell angenommen. In Formel 5.3 wurde bereits gezeigt, dass $\Delta\eta_m$ nur von η_i abhängig ist, wodurch sich geringe Unterschiede bei den Verlusten durch Reibung ergeben.

- Verlust durch den Generator $\Delta\eta_{\text{Generator}}$

Für alle Motormodelle wurde derselbe Generatorwirkungsgrad angenommen. Aufgrund der leicht unterschiedlichen effektiven Wirkungsgrade der Motoren ergeben sich die gering abweichenden Werte für den Verlust durch den Generator.

6 Schlussfolgerungen und Ausblick

Nachfolgend wird der Inhalt dieser Arbeit noch einmal zusammengefasst und die wichtigsten Ergebnisse werden angeführt. Die erhaltenen Erkenntnisse sollen außerdem genutzt werden, um eine Potentialabschätzung abgeben zu können. Aufbauend darauf kann abschließend ein Ausblick gegeben werden.

6.1 Ergebnisse

Recherche

Die einzelnen Hersteller von Gasmotoren mit einer Leistung von 10 MW konnten schnell ausgewählt werden. Dabei stellte sich die Beschaffung der Daten als schwieriger heraus. Gesucht wurde im Internet sowie in Veröffentlichungen und in Beiträgen zu Tagungen. Alle Hersteller sind sehr darauf bedacht, ihr erworbenes Know-how zu schützen. Somit konnten nicht alle nötigen Daten ermittelt werden, wodurch einige Annahmen zu treffen waren. Die Erarbeitung der verwendeten Konzepte der verschiedenen Hersteller verlief ohne Probleme. Mit den gewählten Methoden der Technologiebewertung waren ein Vergleich sowie die Verifikation der Ergebnisse machbar.

Adaption des Grundmodells

Nach der Einarbeitung in GT-Suite und des Kennenlernens des Grundmodells wurde dieses auf die neuen Anforderungen angepasst. Alle Regler konnten auf die geänderten Daten eingestellt und auch die Regelzeit auf eine akzeptable Größe reduziert werden.

Simulation mit 1000 und 750 min⁻¹

Bei der Untersuchung der verschiedenen Konzepte mit dem Basismodell TSTC bei einer Drehzahl von 1000 min⁻¹ zeigt sich, dass bei SSTC der Ladungswechsel schlechter wird und sich dadurch auch der indizierte Wirkungsgrad verschlechtert. Hingegen ist bei WG und VTG ein besserer Ladungswechsel entstanden, wodurch η_i steigt.

Bei der Variation mit 750 min⁻¹ ist genau dieselbe Tendenz von Ladungswechselverlust und indiziertem Wirkungsgrad zu erkennen.

Der direkte Vergleich der einzelnen Konzepte bei dieser Drehzahländerung zeigt, dass alle Konzepte bei 750min⁻¹ einen besserer Ladungswechsel als bei 1000 min⁻¹ haben. Dadurch steigt bei allen der indizierte Wirkungsgrad, jedoch ist bei VTG dieser deutlich höher, als bei den anderen.

Veränderung von Hub und Bohrung

Bei der Simulation des Motormodells mit verändertem Kolbenhub und Bohrungsdurchmesser ist zu erkennen, dass dieser einen niedrigeren Wärmeübergang und einen höheren Ladungswechselverlust besitzt. Dadurch ergibt sich ein geringerer indizierter Wirkungsgrad. Die anschließende Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses zeigt, dass der Ladungswechselverlust schlechter wird, der indizierte Wirkungsgrad jedoch trotzdem steigt.

Vergleich unterschiedlicher Motorkonzepte

Um den effektiven Wirkungsgrad der einzelnen Motoren ermitteln zu können, mussten einige Annahmen getroffen werden. Da von den Herstellern nicht bekannt war, welche Toleranz sie für den elektrischen Wirkungsgrad laut DIN ISO 3046 verwenden, wurde für alle Motoren ein konstanter Wert angenommen. Ebenso wurde der Generatorwirkungsgrad mit einem konstanten Wert berücksichtigt. Die dennoch entstandenen Abweichungen zu den in den Prospekten angegebenen elektrischen Wirkungsgraden wurden durch die Annahme des Aufladegruppenwirkungsgrad kompensiert.

Die Ergebnisse dieser Simulation zeigen, dass der indizierte Wirkungsgrad der Motoren 1 und 2 aufgrund ihrer sehr ähnlichen Konzepte innerhalb von 0,1 Prozentpunkten liegt. Auch Motor 3 liegt annähernd auf dem Niveau von Motor 1 und 2. Hingegen ist der indizierte Wirkungsgrad der Motoren 4 und 5 deutlich schlechter. Der Grund dafür ist der geringere Aufladegruppenwirkungsgrad und das niedrigere Verdichtungsverhältnis.

6.2 Potentiale und Ausblick

Das größte Potential zeigt die zweistufige Aufladung. Die zuerst in der Theorie gezeigten Vorteile konnten die Simulation der Motormodelle bestätigen. Eine Weiterentwicklung in diese Richtung sollte unbedingt vorangetrieben werden. Die vorhandenen Nachteile, wie Größe und Kosten, dürfen bei diesem Konzept jedoch nicht vergessen werden.

Der Betrieb des Großgasmotors mit einer Drehzahl von 750 min^{-1} birgt ebenfalls einen Vorteil. Das Potential liegt dabei im Bereich des Ladungswechselverlustes, dieser fällt hier deutlich geringer aus. Außerdem nehmen mit fallender Drehzahl die mechanischen Verluste ebenfalls ab.

In Bezug auf die Leistungsregelungskonzepte kann gesagt werden, dass sowohl die Regelung mit Wastegateventil als auch jene mit variabler Turbinengeometrie einen besseren Ladungswechsel erzeugt, als jener mit einer Regelung über ein Verdichterbypassventil. Die variable Turbinengeometrie beinhaltet hierbei das größte Potential, insbesondere wenn zusätzlich ein Betrieb bei einer niedrigen Drehzahl von 750 min^{-1} stattfindet.

7 Literaturverzeichnis

- [1] National Institute of Standards and Technology NIST, NIST Chemistry WebBook, <http://www.nist.gov> , <http://webbook.nist.gov/chemistry>
- [2] Pischinger, R; Klell, M.; Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine. 3. Auflage. In der Reihe: List, H. (Hrsg.): Der Fahrzeugantrieb. Springer Verlag Wien New York, ISBN 9783211992760, 2009
- [3] Wimmer, Pirker, Schneßl, Trapp, Schaumberger, Klinker: Bewertung von Simulationsmodellen zur Brennverfahrensauslegung für die neue Generation von Großgasmotoren
- [4] Wimmer, A.: Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Vorlesungskript, Technische Universität Graz, 2012
- [5] Eichlseder, H.: Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung. Vorlesungskript, Technische Universität Graz, 2010
- [6] Zacharias, F.: Gasmotoren. 1. Auflage, Vogel Verlag Würzburg, ISBN 3802317963, 2001
- [7] Wimmer, Redtenbacher, Trapp, Klausner, Schaumberger.: Aktuelle Herausforderungen bei der Entwicklung von Brennverfahren für Großgasmotoren. Paper, LEC VKM – THD Technische Universität Graz 2010
- [8] Gamma, Technologies: Flow Theory Manual. Gamma Technologies Inc, 2011.
- [9] Herdin, G.; Herdin R.: Grundlagen Gasmotoren, Skriptum, Professional Gas Engine Solutions G.m.b.H.
- [10] Klinker, M.;Klausner, CH.;Trapp, CH.: Aufladung und Verbrennung des J920 der Jenbacher Gasmotorensparte von GE, GE Jenbacher GmbH & Co. OG
- [11] Wärtsilä: Wärtsilä Technical Journal 01.2010; Wärtsilä, 2010
- [12] Wärtsilä: Wärtsilä 34SG Engine Technology; Wärtsilä, 2009
- [13] Golloch, R.: The new 10.6MW Gas Engien form MAN Diesel & Turbo SE. MAN Diesel & Turbo SE, Power Gen Europe 2012 in Cologne, Germany
- [14] MAN Diesel & Turbo SE: V35/44G Four-stroke gas engine. MAN Diesel & Turbo SE, 2012
- [15] http://www.rolls-royce.com/energy/energy_products/gas_engines/bergen_b-gas/ besucht am 01.2013
- [16] <http://www.jase-w.eccj.or.jp/technologies/index.html> Index: F-42, besucht am 01.2013
- [17] Hideaki, S.; Tomahiko, S.; Tetsuo, T.: Development of High Efficiency Gas Engine. Kawasaki, Powergen Asia 2008, Kuala Lumpur

- [18] Dae Yeoul Jung: Development of High Efficient Gas Engine H35/40G. Hyundai Heavy Industries Co. PAPER NO.: 241 CIMAC Congress 2010, Bergen
- [19] Hyundai Heavy Industries: HiMSEN Gas Engine H35/40G for Stationary GenSets. Hyundai Heavy Industries Sep. 2011
- [20] http://ge-j920gasengine.com/_files/images/J920_Jenbacher_factsheet_German2.pdf
besucht am 01.2013
- [21] ISO 3046-1:2002, Reciprocating internal combustion engines — Performance — Part 1: Declarations of power, fuel and lubricating oil consumption, and test methods — Additional requirements for engines for general use
- [22] Mühlberger, M.: Optimierung von Verbrennung und Ladungswechsel von Großgasmotoren mittels Simulation. Diplomarbeit, 2013
- [23] <http://de.wikipedia.org/wiki/W%C3%A4rtsil%C3%A4> besucht am 03.2013
- [24] http://de.wikipedia.org/wiki/MAN_Diesel_%26_Turbo besucht am 03.2013
- [25] http://en.wikipedia.org/wiki/Bergen_Marine besucht am 03.2013
- [26] http://en.wikipedia.org/wiki/Kawasaki_Heavy_Industries besucht am 03.2013
- [27] http://en.wikipedia.org/wiki/Hyundai_Heavy_Industries besucht am 03.2013
- [28] http://de.wikipedia.org/wiki/GE_Jenbacher besucht am 03.2013

8 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Wirkungsgrade moderner schnell- bzw. mittelschnelllaufender Großmotoren [3]	13
Abbildung 2.2: NO _x – Emissionsgrenzwerte der TA Luft, des Gothenburg Protocols und der EU in mg/Nm ³ [7]	16
Abbildung 2.3: NO _x – Emissionsgrenzwerte für Dieselmotoranwendungen (Lokomotive, Marine und Generator Set) im Vergleich zum EU-Vorschlag für Gasmotoren in g/kWh [7]	17
Abbildung 2.4: Emissionen über Luftverhältnis [9].....	26
Abbildung 2.5: Klopf- und Aussetzergrenze des Magermotors [9]	27
Abbildung 2.6: Schema der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [4].....	28
Abbildung 2.7: pv- und Ts-Diagramm der Abgasturboaufladung mit Rückkühlung [4].....	28
Abbildung 2.8: Schema (links) und Wirkungsgrad einer zweistufigen Aufladung (rechts) [10]	29
Abbildung 2.9: pv-Diagramm bei idealer Gleichraum-Gleichdruck-Verbrennung (links) ohne und (rechts) mit Miller-Verfahren [4]	30
Abbildung 2.10: Miller Steuerzeit [9]	30
Abbildung 2.11: Schema einer Leistungsregelung mit WG (links) und Verdichterbypass (rechts).....	32
Abbildung 3.1: Diskretisierung eines Volumens [8].....	33
Abbildung 3.2: Verluste durch reale Ladung [2]	35
Abbildung 3.3: Verluste durch reale Verbrennung [2]	38
Abbildung 3.4: Verluste durch Wärmeübergang [2].....	39
Abbildung 3.5: Verlust durch realen Ladungswechsel [2].....	41
Abbildung 4.1: Vollmotormodell.....	43
Abbildung 4.2: Regelung des Mitteldrucks.....	46
Abbildung 4.3: Regelung des Luftverhältnisses	47
Abbildung 4.4: Regelung der Bypassmenge	48
Abbildung 4.5: Grundmodell (links) und Ersatzmodell des ATL (rechts)	51
Abbildung 4.6: Wirkungsgradkennfeld des Hochdruckverdichters	53
Abbildung 4.7: Mitteldruckregelung bei VTG-Konzept.....	55
Abbildung 5.1: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu TSTC mit 1000 min ⁻¹	59
Abbildung 5.2: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu TSTC mit 1000 min ⁻¹	59
Abbildung 5.3: Änderung von T _{uMax} im Vergleich zu TSTC mit 1000 min ⁻¹	59
Abbildung 5.4: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu	59
Abbildung 5.5: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu TSTC mit 750 min ⁻¹	64
Abbildung 5.6: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu TSTC mit 750 min ⁻¹	64

Abbildung 5.7: Änderung von T_{uMax} im Vergleich zu TSTC mit 750 min^{-1}	64
Abbildung 5.8: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu	64
Abbildung 5.9: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu 1000 min^{-1}	67
Abbildung 5.10: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu 1000 min^{-1}	67
Abbildung 5.11: Änderung von T_{uMax} im Vergleich zu 1000 min^{-1}	67
Abbildung 5.12: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu 1000 min^{-1}	67
Abbildung 5.13: Änderung des Luftverhältnisses aufgrund der ϵ – Variation	70
Abbildung 5.14: Änderung des Ladungswechsels aufgrund der ϵ – Variation.....	70
Abbildung 5.15: Änderung T_{uMax} aufgrund der ϵ – Variation.....	70
Abbildung 5.16: Änderung des indizierten Wirkungsgrads aufgrund der ϵ – Variation	70
Abbildung 5.17: Änderung des Luftverhältnisses im Vergleich zu Motor 1	74
Abbildung 5.18: Änderung des Ladungswechsels im Vergleich zu Motor 1	74
Abbildung 5.19: Änderung T_{uMax} im Vergleich zu Motor 1	74
Abbildung 5.20: Änderung des indizierten Wirkungsgrads im Vergleich zu Motor 1	74
Abbildung 10.1: Lambdaänderung aufgrund der ϵ – Variation	85
Abbildung 10.2: Ladungswechseländerung aufgrund der ϵ – Variation.....	85
Abbildung 10.3: T_{uMax} - Änderung aufgrund der ϵ – Variation	86
Abbildung 10.4: Änderung des indizierten Wirkungsgrads aufgrund der ϵ - Variation	86

9 Tabellenverzeichnis

Tabelle 5.1: Daten der Motormodelle mit 1000 min^{-1}	57
Tabelle 5.2: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit 1000 min^{-1}	58
Tabelle 5.3: Verlustanalyse bei 1000 min^{-1}	61
Tabelle 5.4: Daten der Motormodelle mit 750 min^{-1}	62
Tabelle 5.5: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit 750 min^{-1}	63
Tabelle 5.6: Verlustanalyse bei 750 min^{-1}	65
Tabelle 5.7: Daten des Basis - Motormodelles	68
Tabelle 5.8: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis.....	69
Tabelle 5.9: Verlustanalyse der ϵ - Variation.....	71
Tabelle 5.10: Daten der unterschiedlichen Motormodelle	72
Tabelle 5.11: Simulationsergebnisse der unterschiedlichen Motormodelle.....	73
Tabelle 5.12: Verlustanalyse der unterschiedlichen Motormodelle.....	75
Tabelle 10.1: Daten des Basis - Motormodelles	84
Tabelle 10.2: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis.....	84
Tabelle 10.3: Verlustanalyse der ϵ - Variation.....	85

10 Anhang

10.1 Veränderung von Kolbenhub und Bohrungsdurchmessers bei unterschiedlichem Umsetzungsgrad

Diese Simulation beruht auf der in Kapitel 5.4 beschriebenen Variation, jedoch wird an dieser Stelle der Umsetzungsgrad der Verbrennung nicht konstant gehalten. In Tabelle 10.1 werden die wichtigsten Grunddaten des Basis-Motormodells beschrieben.

		BASIS
NO _x - Emissionen	mg/Nm ³	500
Δ FMEP	bar	-0.2
Aufladung		zweistufig
η _{Aufladgruppe}	%	wie GM
Lastregelung		Verdichterbypass – Ventil
Bypassmenge	%	wie GM

Tabelle 10.1: Daten des Basis - Motormodelles

In Tabelle 10.2 werden die Simulationsergebnisse der einzelnen Motormodelle bei einer Variation des Verdichtungsverhältnisses aufgezählt.

		BASIS	ε wie GM	ε +0.2	ε +0.4	ε +0.6
Δ Lambda		Basis	+0.009	+0.013	+0.017	+0.020
Δ P _{MEP}	bar	Basis	-0.055	-0.075	-0.096	-0.118
Δ MFB ₅₀	°CA	Basis	+0,0	+0,1	+0,2	+0,0
Δ T _{uMax}	K	Basis	+2,1	+4,2	+6,2	-5,3
Δ T _{bMax}	K	Basis	+0,8	+0,5	-0,7	+0,1
Δ T ₃	K	Basis	-3,5	-7,6	-12,0	+3,4
Δ p ₃	bar	Basis	+0,1	+0,1	+0,2	+0,2
Δ p ₂	bar	Basis	+0,0	+0,1	+0,2	+0,0
Δ Restgasanteil	% Pkt	Basis	+0,12	+0,09	+0,07	+0,04
Δ Umsetzungsgrad	% Pkt	Basis	-0,26	-0,33	-0,40	-0,47
Δ η _i	% Pkt	Basis	-0,21	-0,14	-0,08	-0,03
Δ η _e	% Pkt	Basis	-0,19	-0,12	-0,07	-0,01

Tabelle 10.2: Simulationsergebnisse der Motormodelle mit unterschiedlichem Verdichtungsverhältnis

In Tabelle 10.3 sind die einzelnen Werte der Verlustanalyse aufgelistet.

		BASIS	ϵ wie GM	$\epsilon +0.2$	$\epsilon +0.4$	$\epsilon +0.6$
$\Delta\eta_{vrL}$	%Pkt	Basis	+0,00	+0,21	+0,41	+0,62
$\Delta\Delta\eta_{uV}$	%Pkt	Basis	+0,13	+0,17	+0,22	+0,26
$\Delta\Delta\eta_{rV}$	%Pkt	Basis	-0,01	+0,03	+0,06	+0,10
$\Delta\Delta\eta_{wW}$	%Pkt	Basis	-0,03	-0,01	+0,01	+0,04
$\Delta\Delta\eta_{LW}$	%Pkt	Basis	+0,13	+0,17	+0,22	+0,27
$\Delta\eta_i$	%Pkt	Basis	-0,24	-0,17	-0,11	-0,05
$\Delta\Delta\eta_{im}$	%Pkt	Basis	-0,02	-0,02	-0,01	-0,01
$\Delta\eta_e$	%Pkt	Basis	-0,21	-0,15	-0,09	-0,04

Tabelle 10.3: Verlustanalyse der ϵ - Variation

In Abbildung 10.1 bis Abbildung 10.4 sind die Änderungen von Lambda, Ladungswechselverlust, T_{uMax} und indizierter Wirkungsgrad aufgrund der Änderung von ϵ zu sehen.

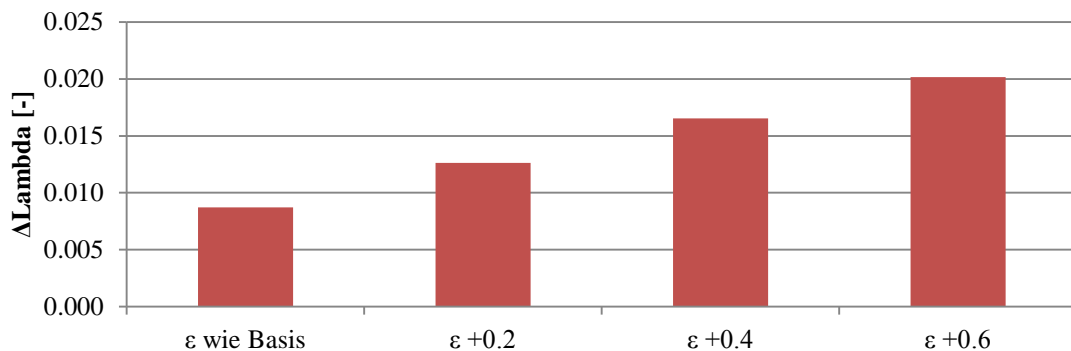


Abbildung 10.1: Lambdaänderung aufgrund der ϵ - Variation

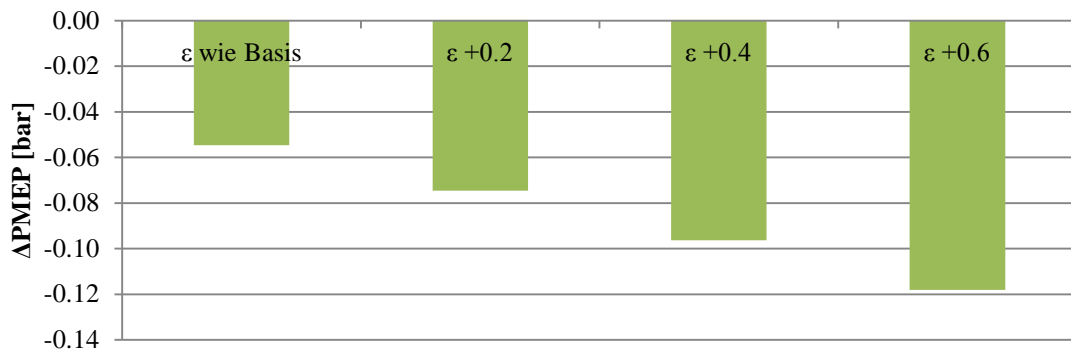


Abbildung 10.2: Ladungswechseländerung aufgrund der ϵ - Variation

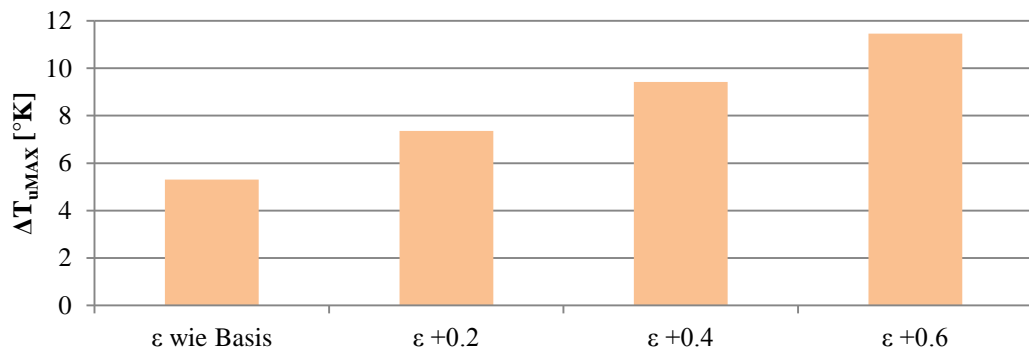


Abbildung 10.3: T_{uMax} - Änderung aufgrund der ε - Variation

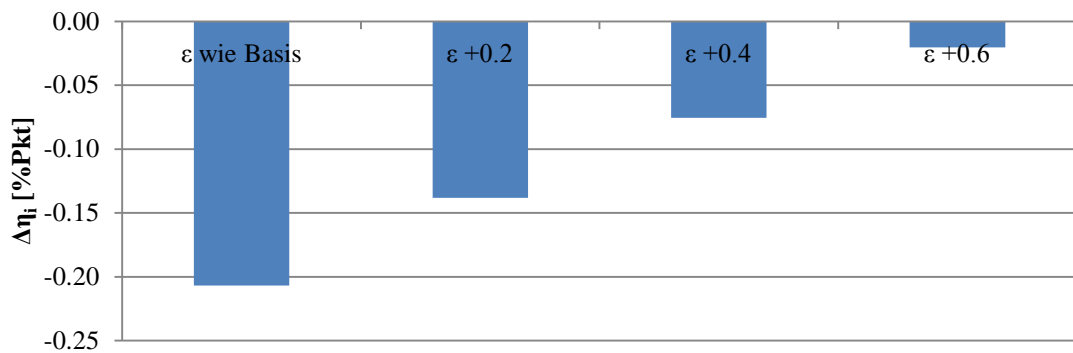


Abbildung 10.4: Änderung des indizierten Wirkungsgrads aufgrund der ε - Variation