

Diplomarbeit

APPLIKATION EINES DUAL FUEL OTTOMOTORS MIT WASSERSTOFF UND BENZIN FÜR DEN RENNBETRIEB

Philipp Heher

Mat.Nr.:0630260

**Eingereicht am Institut für Verbrennungskraftmaschinen
und Thermodynamik der Technischen Universität Graz**

Vorstand:

Univ.-Prof. DI Dr. Helmut Eichlseder

Betreuer:

Dipl. Ing. Christof Hepp

Gesperrt bis:

August 2015

Graz, 24. August 2013



Kurzfassung

Die zunehmende Knappheit an fossilen Ressourcen und der ständig wachsende Bedarf an Mobilität ergeben eine Diskrepanz, welche den Menschen in der Suche nach alternativen Energieträgern unermüdlich vorantreibt.

Als eine mögliche Alternative wird Wasserstoff gehandhabt. Gerade im Hinblick auf Technologiereife und Darstellbarkeit der Produktionskosten bietet sich geradezu die Umsetzung von Wasserstoff als Brennstoff in einer Verbrennungskraftmaschine an. Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll ein leistungsstarkes, sportlich orientiertes Serienfahrzeug mit einem großvolumigen Saug-Ottomotor auf Biturboaufladung und bivalenten Betrieb umgerüstet werden. Dadurch soll es möglich sein, den Motor mit Benzin, Wasserstoff und Mischungsverhältnissen daraus zu betreiben.

Dies machte weitreichende Veränderungen an Motor und Peripherie vonnöten. Zu den wichtigsten Umbauten zählen neben Turbolader und Luftwege auch Kolben, Pleuel, Injektoren und Motorsteuergerät, um nur einige wenige zu nennen. Zusätzlich wurde eine Ladungswechselsimulation durchgeführt, um die Auswirkungen von Aufladung und Steuerzeiten auf den Ladungswechsel zu untersuchen. Aber auch der Prüfstand musste für den Betrieb mit Wasserstoff und für die hohen Drehmomente und Leistungen eines V12 adaptiert werden.

Für die Applikation selbst wurden viele Parameter wie Ventilsteuerzeiten, Ladedruck, Einspritzzeitpunkt, Luftverhältnis und Zündzeitpunkt variiert und diese in Kennfeldern hinterlegt. Dabei wurde der Fokus im Sinne der Teilnahme an einem Rennen hauptsächlich auf die Maximierung der Leistungsdaten als auf den Ausstoß von möglichst geringen Schadstoffen gelegt. Die gesamte Abstimmung und Messung fand am Prüfstand unter Verwendung einer Druckindizierung statt.

Ein eindrucksvoller Beweis für die zufriedenstellende Applikation und Modifikation des Versuchsträgers stellt die erfolgreiche und ausfallfreie Teilnahme beim 24-Stunden-Rennen am Nürburgring dar.

Abstract

The increasing lack of fossile resources and the growing needs in mobility result in a big discrepancy between demand and supply. Therefore mankind all over the world is looking for renewable energy sources.

A really promising alternative could be the use of hydrogen in an internal combustion engine. Especially in the matter of costs and the maturity of technology this could be a huge opportunity. Within this thesis a powerful, sporty oriented commercial vehicle with a big, naturally aspirated and spark ignited engine should be prepared for a turbocharged bivalent operation. The engine should be capable to run either on gasoline, hydrogen and mixtures of them.

This required extensive modifications to the engine and the periphery. In fact, this concerned turbocharger, air paths, pistons, connecting rods, injectors and the engine control unit. Additionally a gas exchange simulation was realized in order to investigate the effects of turbocharging and variation of valve timing to the gas exchange. Furthermore the test bench was upgraded to ensure the supply with hydrogen and to handle this power and torque of a V12 engine.

During the calibration process many parameters like valve timing, boost pressure, injection timing, air ratio and ignition timing were varied. This data was stored in the engine control unit. This vehicle was designed to take part in a race, so the target was to achieve the highest performance as possible. Emissions did not have the highest priority. The whole development of the combustion process was carried out on the testbench including an in-cylinder pressure indication.

So the application and modification of the test carrier were finished with quite satisfying results. As a proof of the reliability, the car raced successfully the 24-hours of Nürburgring.

Danksagung

Im Folgenden möchte ich mich ganz herzlich bei allen beteiligten Personen, Firmen, Institutionen und der Technischen Universität Graz bedanken. Ganz besondere Wertschätzung gebührt jedoch:

Univ. Prof. Dipl. Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

- Für die Ermöglichung dieser Arbeit

Dipl. Ing. Christof Hepp

- Für den Rat während der Ausführung dieser Arbeit

Dr. Klaus Schaffer

- Für die Arbeit am Prüfstand und der Hilfe bei Ausarbeitung von Ergebnissen

Dipl. Ing. Reinhard Luef

- Für die Arbeit am Prüfstand bzw. während den Messungen

Dipl. Ing. Markus Sartory

- Für die Messungen an Bauteilen der Wasserstoffversorgung

Michael Barth

- Für den akribischen Auf- und Umbau des Versuchsträgers am Prüfstand

Günter Rumpf

- Für die schnelle und unkomplizierte Hilfe bei der Anfertigung von Teilen

Forschungsgesellschaft für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

- Für die Bereitstellung der Infrastruktur und Ermöglichung dieser Arbeit

HyCentA

- Für die Versorgung mit Wasserstoff und dem notwendigen Wissen darüber

Alset Global

- Für die Ermöglichung dieser Arbeit

Und zu guter Letzt:

Meinen Eltern und meiner Familie

- Für die moralische und finanzielle Unterstützung während meines Studiums

INHALT

KURZFASSUNG	2
ABSTRACT	3
DANKSAGUNG	4
FORMELZEICHEN, INDIZES UND ABKÜRZUNGEN	7
EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG	10
1 EINLEITUNG	11
1.1 RAHMENBEDINGUNGEN	11
1.2 METHODIK	12
1.3 FUNDAMENTALE ÜBERLEGUNGEN ZUM MEHRSTOFFBETRIEB	13
2 FAHRZEUGMOTOR	15
3 PRÜFSTANDSAUFBAU	19
3.1 AUSBAUSTUFE 1	19
3.1.1 <i>Auslegung der Meistergewichte</i>	19
3.1.2 <i>Kühlwasserkonditionieranlage</i>	20
3.1.3 <i>Wirbelstrombremse</i>	20
3.1.4 <i>Wasserstoffversorgung</i>	21
3.2 ÜBERSICHT AUSBAUSTUFE 1	24
3.3 AUSBAUSTUFE 2	25
3.3.1 <i>Kühlwasserkonditionieranlage</i>	25
3.3.2 <i>Bremse</i>	26
3.3.3 <i>Druckindizierung</i>	26
3.3.4 <i>Messstellen</i>	27
4 MODIFIKATION DES VERSUCHSTRÄGERS	29
4.1 TURBOLADER	29
4.2 ABGASKRÜMMER	31
4.3 RESTRIKTOR	32
4.4 KOLBEN	33
4.5 PLEUEL	34
4.6 VENTILE	34
4.7 ZÜNDANLAGE	34
4.8 KÜHLWASSERPUMPE	36
4.9 WASSERSTOFFVERSORGUNG IM FAHRZEUG	37
4.9.1 <i>Ansaugkrümmer</i>	37
4.9.2 <i>Wasserstoffrails mit Injektoren</i>	38
4.9.3 <i>Gasinjektoren</i>	39
4.10 MOTORSTEUERGERÄT	44
4.10.1 <i>Kalibrierprozess zur Bedatung des Steuergerätes</i>	45
5 MESSERGEBNISSE	47
5.1 MESSUNGEN AM STRÖMUNGSPRÜFSTAND	47
5.1.1 <i>Ermittlung der Durchflussbeiwerte</i>	47
5.1.2 <i>Messung der Ladungsbewegung</i>	49
5.2 TURBOLADER	51
5.2.1 <i>Verdichterkennfeld</i>	51
5.2.2 <i>Abgasenthalpie</i>	52
5.3 ABGASKRÜMMER	53
5.4 RESTRIKTOREN	54
5.5 VERBRENNUNGSANOMALIEN	55
5.5.1 <i>Frühzündungen</i>	56
5.5.2 <i>Rückzündungen</i>	57
5.6 KENNFELDVERMESSUNG BENZINBETRIEB	58
5.7 KENNFELDVERMESSUNG H ₂ -BETRIEB	66
5.7.1 <i>Klopfproblematik</i>	70
5.7.2 <i>Emissionen</i>	71

5.7.3	<i>Wirkungsgradvergleich H2-Betrieb mit Benzinbetrieb</i>	74
5.8	MESSUNGEN IM MIXBETRIEB	74
5.9	REIBUNGSMESSUNG.....	78
5.10	BESTANDSAUFNAHME NACH DEN MESSUNGEN	79
6	LADUNGSWECHSELSIMULATION	81
6.1	THEORETISCHE GRUNDLAGEN [18]	81
6.1.1	<i>Nulldimensionale Modellierung des Brennraums</i>	81
6.1.2	<i>Massenstrom durch die Ventile</i>	85
6.1.3	<i>Eindimensionale Gasdynamik</i>	85
6.2	VENTILERHEBUNGSKURVEN	85
6.3	BOOST MODELL	86
6.3.1	<i>Aufbau des Boost Modells</i>	87
6.3.2	<i>Ergebnisse aus dem Boost Modell</i>	87
6.3.3	<i>Vergleich der Simulation mit den Messergebnissen</i>	91
7	SCHLUSSFOLGERUNGEN UND AUSBLICK	93
7.1	VERGLEICH MIT ANDEREN WASSERSTOFFFAHRZEUGEN	93
7.2	PROBLEMFELDER DER WASSERSTOFFMOBILITÄT	95
8	LITERATURVERZEICHNIS	96
	ABBILDUNGSVERZEICHNIS	97
	TABELLENVERZEICHNIS	100

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	m^2	Fläche
$c = dq_{\text{rev}}/dT$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Wärmekapazität
$c_p; c_v$	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische isobare; isochore Wärmekapazität
$C_{m,p}; C_{m,v}$	$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$	molare isobare; isochore Wärmekapazität
d	m	Durchmesser
h	J/kg	spezifische Enthalpie
H_G	MJ/m^3	Gemischheizwert
H_u	kJ/kg	spezifischer Heizwert (früher: unterer Heizwert)
L	$\text{kmol L}/\text{kmol B}$ oder $\text{kg L}/\text{kg B}$	Luftmenge
m	kg oder mol	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
Ma	–	Machzahl
M_d	$\text{N}\cdot\text{m}$	Drehmoment
n	$1/\text{min}$	Motordrehzahl
p	bar, Pa	Druck
$p^0 = 1 \text{ atm} = 1,013 \text{ bar}$		Standarddruck / häufig auch $p^0 = 1 \text{ bar}$
p_i	bar	indizierter Mitteldruck
p_e	bar	effektiver Mitteldruck
p_r	bar	Reibmitteldruck
P	$(\text{k})\text{W}$	Leistung
R	$\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{K})$	spezifische Gaskonstante
$R_m = N_A \cdot k_B = 8,31447$	$\text{J}/(\text{mol}\cdot\text{K})$	allgemeine (molare) Gaskonstante:
t	$^{\circ}\text{C}$	Celsius-Temperatur
T	K	thermodynamische Temperatur
u	J/kg	spezifische innere Energie
v	m^3/kg	spezifisches Volumen
V	m^3	Volumen
Z_D	–	Drallzahl
Z_T	–	Tumblezahl

Griechische Formelzeichen

α	$\text{W}/(\text{m}^2\cdot\text{K})$	Wärmeübergangskoeffizient
η	–	Wirkungsgrad
$\eta_e; \eta_i$	–	effektiver; innerer Wirkungsgrad
η_m	–	mechanischer Wirkungsgrad
κ	–	Isentropenexponent
λ	–	Luftverhältnis, Luftzahl
λ_α	–	Luftaufwand
μ	–	Durchflusszahl
μ_i	–	Masseanteil der Komponente i

$\mu\sigma$	–	Durchflusskennwert
v	–	Geschwindigkeitsfunktion
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	–	Versperrungsziffer
φ	° KW	Kurbelwinkel
φ	–	Reibungsfaktor
ψ	–	Massendurchflussfunktion
ω	s ⁻¹	Winkelgeschwindigkeit

Operatoren und Bezeichnungen

d	vollständiges Differential
δ	unvollständiges Differential
∂	partiell Differential
Σ	Summe
Δ	Differenz zweier Größen; Laplace-Operator
'	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) ', 1. Ableitung
"	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) ", 2. Ableitung
.	zeitliche Ableitung

Weitere Indices und Abkürzungen

${}_0$	Bezugszustand
0	Standardzustand
0D	nulldimensional
${}_1$	Zustand vor der Verdichtung
1D	eindimensional
${}_2$	Zustand (im Querschnitt, am Punkt) 2
AG	Abgas
ANW	Auslassnockenwelle
ATL	Abgasturbolader
Bolz	Bolzen
ECU	Engine Control Unit, Motorsteuergerät
ENW	Einlassnockenwelle
g	Gemisch
gem	gemessen
H ₂	Wasserstoff
k	Kilo (10 ³); Anzahl der Komponenten
K	Kurbelwelle
Kolb	Kolben
kr, krit	kritisch
KW	Kurbelwinkel
m	mili (10 ⁻³)
M	Mega (10 ⁶), Meistergewicht
max	maximal
MFB	Mass Fraction Burnt
min	minimal
Nfz	Nutzfahrzeug
o	obere

osz	oszillierend
OT	oberer Totpunkt
PKW	Personenkraftwagen
PI	Pleuel
ROZ	Research Oktanzahl
S	Schwerpunkt
sog	sogenannt
st	stöchiometrisch; Stoff
theor	theoretisch
u	untere, Umgebung
UT	unterer Totpunkt
VDI	Verein Deutscher Ingenieure
VKM	Verbrennungskraftmaschine

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 wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am.....

.....

(Unterschrift)

1 Einleitung

1.1 Rahmenbedingungen

Die begrenzte Reichweite¹ fossiler Rohstoffe (siehe Abbildung 1-1), der damit verbundene Ausstoß an Schadstoffen bei deren Verbrennung und der Klimawandel, ob anthropogen oder nicht, zählen zweifelsohne zu den größten Herausforderungen unserer und künftiger Generationen.

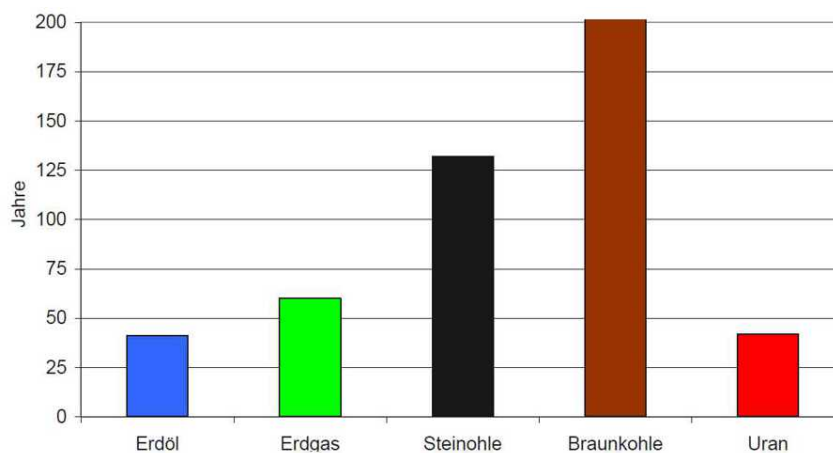


Abbildung 1-1: Verfügbarkeit der derzeit bekannten Reserven [1]

Um diesen Rahmenbedingungen Rechnung zu tragen werden neben der Steigerung der Effizienz in der Umsetzung fossiler Energieträgern auch die verstärkte Nutzung von erneuerbaren Energieträgern und deren bewussterer Umgang nötig sein. Abbildung 1-2 zeigt, wie ein mögliches Szenario aussehen könnte. Um beispielsweise Erdöl im Transportsektor abzulösen, werden in Zukunft viele Möglichkeiten in Frage kommen [1].

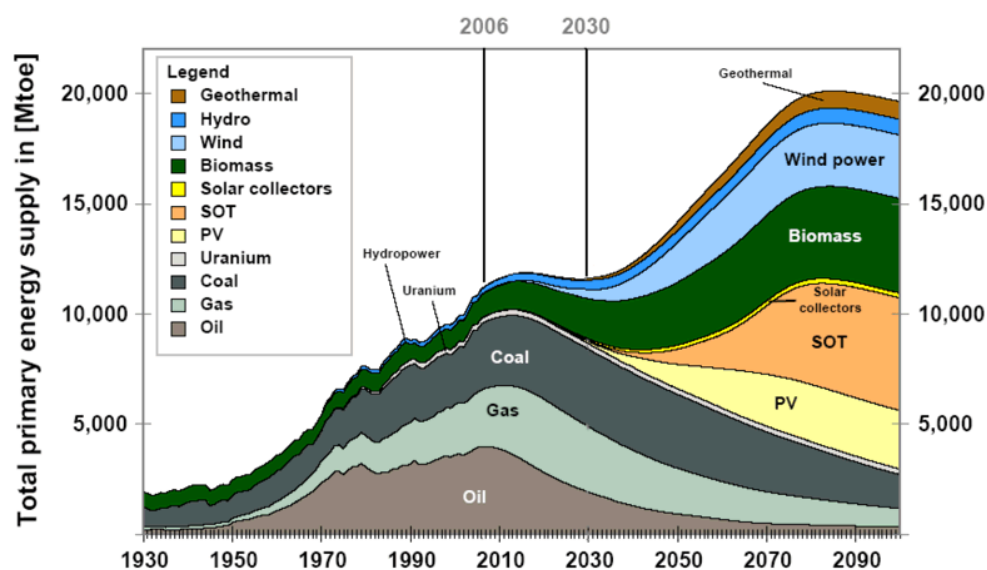


Abbildung 1-2: Prognose des weltweiten Energiebedarfs [1]

¹ Der momentane Verbrauch geteilt durch die derzeit bekannten Reserven des jeweiligen Rohstoffes

Eine davon könnte die Verbrennung von reinem Wasserstoff oder Gemischen mit anderen Brennstoffen in einem herkömmlichen Hubkolbenmotor sein. Diese Idee ist keineswegs neu und wurde bereits in den 30er Jahren des 20. Jahrhunderts mit teilweise beachtlichem Erfolg durchgeführt. [1]

Andere Lösungsansätze erscheinen denkbar, wie z.B. der Antrieb eines Fahrzeugs durch einen Elektromotor, gespeist über eine Brennstoffzelle oder einer Batterie. Gerade in Hinblick auf die Produktionskosten sind diese dem herkömmlichen Verbrennungsmotor jedoch momentan noch deutlich unterlegen. Auch beim Vergleich der Well-to-Wheel² Wirkungsgrade einzelner Energieträger lassen sich große Unterschiede ausmachen (Abbildung 1-3).

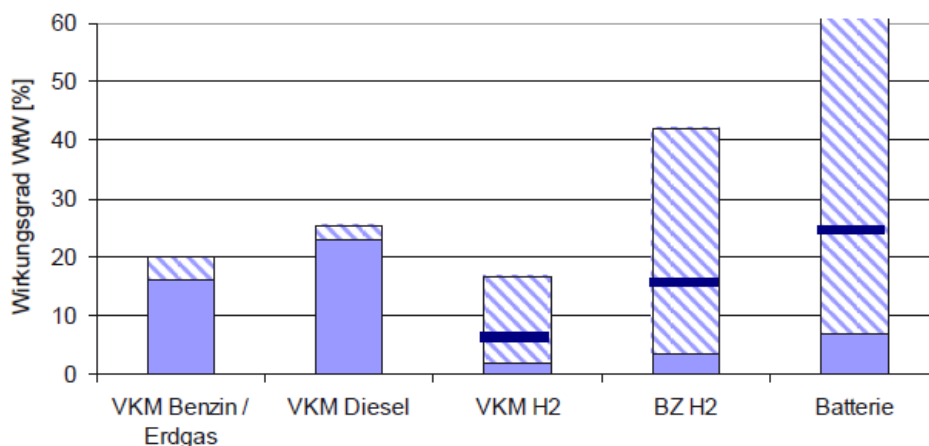


Abbildung 1-3: Wirkungsgrade Well-to-Wheel [1]

Bei den erneuerbaren Energieträgern fällt der breite Bereich des maximal möglichen Wirkungsgrades auf (schraffierter Bereich). Dieser hängt davon ab, wo der benötigte Strom herkommt, bzw. nach welchem Verfahren der Wasserstoff hergestellt wird. Bei der Elektrischen Mobilität mit Batterie wurde im schlechtesten Fall Strom aus Braunkohle verwendet, im besten Fall Strom aus Wasserkraft. Bei der Herstellung von Wasserstoff wurde wiederum im schlechtesten Fall die Herstellung mittels Elektrolyse von Strom aus Braunkohle und im besten Fall mittels Reformierung von Methan angenommen. Die Mittelwerte durch den momentan verwendeten EU-Strommix sind durch die dunkelblauen Querbalken gekennzeichnet.

1.2 Methodik

Im Rahmen dieser Diplomarbeit soll ein bestehendes Fahrzeug mit großvolumigem Ottomotor auf besagte Mehrstofftauglichkeit adaptiert und umgebaut werden.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird kurz auf die Eigenschaften von Wasserstoff eingegangen und welche Überlegungen anzustellen sind, um einen Verbrennungsmotor mit diesem Brennstoff zu betreiben.

Anschließend wird der Versuchsträger als Ausgangsbasis beschrieben und dessen Besonderheiten und herausragenden Eigenschaften grob umrissen.

Im nächsten Teil folgt der Prüfstands Aufbau, welcher bei jedem neuen Versuchsträger mehr

² Gesamtwirkungsgradkette von der „Quelle zum Rad“

oder weniger tiefgreifende Adaptionen erfordert. Speziell in diesem Fall waren aufwendige Umbauarbeiten an der Infrastruktur des Prüfstands notwendig.

Um bei Umbauten zu bleiben, folgt im nächsten Schritt die Modifikation des Versuchsträgers für den Mehrstoffbetrieb. Auch hier waren umfangreiche Arbeiten notwendig, weil von Saugmotor auf Turboaufladung umgerüstet wurde. Eine Aufarbeitung der Messergebnisse soll im darauffolgenden Kapitel stattfinden.

Auch eine Ladungswechselsimulation mit dem Programm AVL Boost wurde durchgeführt, die Grundlagen und Ergebnisse dazu werden in Kapitel 6 präsentiert.

Zum Abschluss wird noch eine Zusammenfassung dieser Arbeit mit Ausblick formuliert.

1.3 Fundamentale Überlegungen zum Mehrstoffbetrieb

Wasserstoff ist das am häufigsten vorkommende Element im Universum. Es ist bei Raumtemperatur ein farb- und geruchloses Gas. Wasserstoff ist außerdem 14-mal leichter als Luft. [1]

Ganz im Gegensatz dazu liegt handelsübliches Benzin bei Raumtemperatur als Flüssigkeit vor. Abgesehen vom Aggregatzustand gilt es noch diverse andere Eigenschaften für die Verwendung als Brennstoff zu beachten. Diese sind in Tabelle 1-1 kurz zusammengefasst.

Ausgehend von diesen Überlegungen werden die Modifikationen am Versuchsträger durchgeführt (siehe Kapitel 4).

<i>Eigenschaft</i>	<i>Benzin (Super Plus)</i>	<i>Wasserstoff</i>
Stöchiometrischer Luftbedarf [$\text{kg}_L/\text{kg}_{Br}$]	14,0	34,3
spezifischer Heizwert H_u [MJ/kg]	41,4	120
spezifischer Heizwert H_u [kWh/kg]	11,5	33,3
Gemischheizwert (gemischansaugend) [MJ/m ³]	3,76	3,19
Zündgrenzen [λ -Bereich]	1,4 \div 0,4	10 \div 0,13
Zündgrenzen [Vol %]	1 \div 7,6	4 \div 76
minimale Zündenergie [mJ]	0,24	0,017
laminare Flammgeschwindigkeit [cm/s]	\approx 40	\approx 230
Massenanteile		
c [%]	85,6	0
h [%]	12,2	100
o [%]	2,2	0

Tabelle 1-1: Vergleich Benzin / Wasserstoff [1]

Als besonderes Alleinstellungsmerkmal gegenüber anderen, herkömmlichen Brennstoffen ist die gänzliche Kohlenstofffreiheit zu nennen. Somit sind bei motorischer Verbrennung zumindest theoretisch weder Kohlendioxid, Kohlenmonoxid oder Kohlenwasserstoffe im Abgas zu finden. Praktisch werden jedoch immer geringe Spuren dieser Schadstoffe im Abgas nachweisbar sein aufgrund von Schmieröl im Brennraum. Diese liegen jedoch nur knapp über der Nachweisbarkeitsgrenze. Ganz anders gestaltet sich die Situation bei der Emission von Stickoxiden. Diese werden in Kapitel 5 gesondert betrachtet.

2 Fahrzeugmotor

Wie bereits eingangs erwähnt soll ein aktuelles Serienaggregat des Fahrzeugherstellers Aston Martin auf die Mehrstofftauglichkeit mit Wasserstoff und Benzin umgerüstet werden. Damit ausgerüstet soll das Gesamtfahrzeug als Rennwagen auf dem 24 Stunden Rennen am Nürburgring eingesetzt werden, welches zweifellos zu den prestigeträchtigsten Rennen dieser Art gehört.

Dies machte selbstverständlich auch sehr umfangreiche bauliche Änderungen am Fahrzeug notwendig. Mit diesen Arbeiten waren jedoch andere Firmen betraut und deren Beschreibung würde wohl den Rahmen dieser Arbeit sprengen. Das Ergebnis, welches in Form eines komplett neu aufgebauten Rennfahrzeuges vorliegt, ist in Abbildung 2-1 dargestellt.



Abbildung 2-1: Gesamtfahrzeug Aston Martin Rapide S [2]

In Tabelle 2-1 sind die wichtigsten technischen Daten des Serienfahrzeugs aufgelistet, welche mit Sicherheit eine ausgezeichnete Basis für den Aufbau eines Rennwagens darstellen.

Bei dem verwendeten Aggregat handelt es sich um die neueste Ausbaustufe der AM11 Motorenreihe. Augenscheinlichste Änderung gegenüber dem Vorgängermodell ist die Verstellmöglichkeit von Einlass- und Auslassnockenwelle mittels Phasensteller (siehe Abbildung 2-2) über einen weiten Bereich von 50° Kurbelwinkel. Dieser Phasensteller verfügt über acht Kammern, welche zur Verdrehung der Nockenwelle mit Öldruck beaufschlagt werden. Dazu werden Magnetventile geschaltet, welche Ölkäme im Inneren der Nockenwelle freigeben. Der Antrieb der Nockenwelle wird über eine Zahnkette mit einem hydraulischen Spannelement bewerkstelligt.

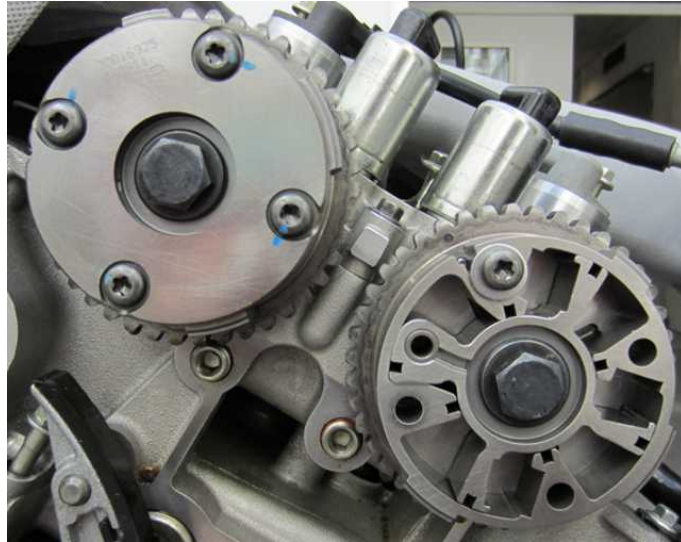


Abbildung 2-2: geöffneter ENW Phasensteller (Dichtleisten und Rückstellfedern entfernt)

Gegenüber dem Vorgänger mit nur einem Phasensteller an der ENW konnte sowohl eine signifikante Verbesserung des Drehmomentangebots im unteren Drehzahlbereich (50 Nm mehr bei 2500 min^{-1}) als auch eine Steigerung der Spitzenleistung durch Anheben des Drehzahlniveaus um 750 min^{-1} erzielt werden [3]. Eine Anhebung der Nenndrehzahl, wie in vorliegendem Fall, macht eventuell modifizierte Ventillfedern erforderlich. Die Verwendung von Phasenstellern an Ein- und Auslassseite stellt jedoch keineswegs ein Novum dar, diese Technologie wurde bereits um die Jahrtausendwende von mehreren Herstellern verwendet.

Da ein V12 Motor kaum freie Massenkräfte oder Massenmomente aufweist, kann hier auf einen Massenausgleich gänzlich verzichtet werden.

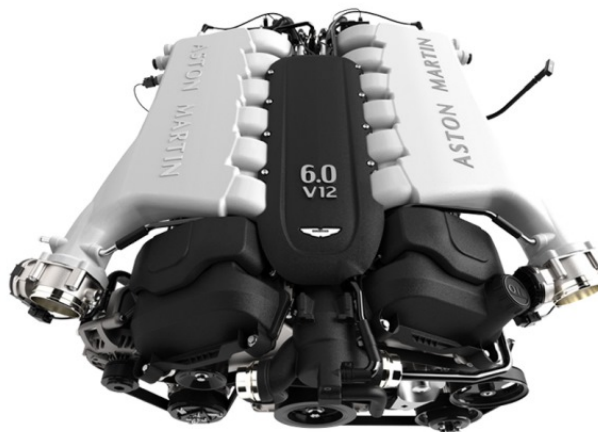


Abbildung 2-3: AM11-Motor des Serienfahrzeuges [3]

Motor		
Zylinderanzahl		12
Hubraum	cm ³	5935
Bohrung	mm	89
Hub	mm	79,5
Verdichtungsverhältnis		10,9
Leistung	kW(PS)	410(557) bei 6750 min ⁻¹
Drehmoment	Nm	620 bei 5500 min ⁻¹
Einspritzsystem		Multi Point Einspritzung
Gemischaufbereitung		extern
Steuerzeiten		
Einlassbeginn	°KW	44 v. OT - 6 n.OT
Einlassschluss	°KW	60 - 110 n.UT
Verstellbereich	°KW	50
Auslassbeginn	°KW	91 - 41 v.UT
Auslassschluss	°KW	17 - 67 n.OT
Verstellbereich	°KW	50
Einlassventilhub	mm	12
Auslassventilhub	mm	10,66
Antrieb		
Heckdifferential		Heckantrieb mechanisches Sperrdifferential
Getriebe		
Bauweise		Sechsgang Automatikgetriebe Transaxle
Übersetzungsverhältnisse	1	4,17
	2	2,34
	3	1,52
	4	1,14
	5	0,87
	6	0,69
Endübersetzung		3,46
Aufhängung/Lenkung		
Dämpfung		dreistufiges adaptives Dämpfungssystem
Aufhängung vorne		Einzelradaufhängung mit doppeltem Querlenker
Aufhängung hinten		Einzelradaufhängung mit doppeltem Querlenker
Lenkung		Zahnstangenlenkung mit geschwindigkeitsabh., hydraulischer Unterstützung
Assistenzsysteme		
		ABS, ESP, el. Bremsassistent
Abmessungen		
Länge/Breite/Höhe	mm	5020/2140/1350
Radstand	mm	2989
Spureite vorne/hinten	mm	1589/1613
Gewichte		
Leergewicht	kg	1990
Fahrleistungen		
Beschleunigung 0-100km/h	s	4,9
Höchstgeschwindigkeit	km/h	306
Kraftstoffverbrauch		
Stadt	l/100km	21,4
Überland	l/100km	10,1
kombiniert	l/100km	14,3
CO ₂ -Ausstoß	g/km	332
Tankinhalt	l	91
Kraftstoff		Super Plus (ROZ98)

Tabelle 2-1: technische Daten Aston Martin Rapide S

Bei näherer Betrachtung von Tabelle 2-1 fällt auf, dass es sich hier um einen Saugmotor sportlicher Ausprägung handeln muss. Dies wird insbesondere unterstrichen durch:

- Die relativ hohe Nenndrehzahl von 6750 min^{-1}
- Der lange Öffnungswinkel von ENW (284°KW) und ANW (286°KW)
- Der große Ventilhub von Einlassventil (12 mm) und Auslassventil (10,6 mm)
- Die kurzhubige Auslegung

Weiterführende Details zum Ventiltrieb werden in Kapitel 6 dargestellt.

Für die Modifikation des Serientriebwerks wurden uns von Aston Martin aus der Serie zwei Versuchsträger zur Verfügung gestellt. Einer davon sollte im Rennfahrzeug Platz finden, das zweite Exemplar wurde für die Messungen am Prüfstand aufgebaut. Der enge Zeitplan machte diese Maßnahmen nötig, um zeitgleich zu den Applikationsarbeiten am Prüfstand Testfahrten mit dem Gesamtfahrzeug zu ermöglichen. Zwischen dem Datenstand des Motorsteuergerätes am Prüfstand und dessen im Fahrzeug fand ein ständiger Abgleich statt.

3 Prüfstandsaufbau

Nachfolgend soll der Aufbau am Prüfstand mit all den durchgeführten Modifikationen erörtert und beschrieben werden. Dieser wurde aus diversen Gründen in zwei Ausbaustufen durchgeführt.

3.1 Ausbaustufe 1

Wie bereits in Tabelle 2-1 gezeigt, verfügt dieses Triebwerk über hohe Leistungsreserven, welche zu Beginn dieses Projektes die Infrastruktur am Prüfstand überfordern hätten. Im konkreten Fall waren dies einerseits die Konditionieranlagen für Kühlmittel und Kraftstoff und andererseits die Wirbelstrombremse, welche thermisch bzw. mechanisch für die Leistung des Vollmotors zu schwach ausgelegt waren.

Um dennoch den Prüfstand in dieser Konfiguration nutzen zu können wird in Ausbaustufe 1 die rechte Zylinderbank (Bank B) stillgelegt und der Motor als Sechszylinder betrieben. Dies ist theoretisch problemlos durchführbar, erfordert in der Praxis aber einige Modifikationen.

Ein weiterer Grund für den Betrieb als Sechszylinder ist die einfachere Applikation des Versuchsträgers. Somit kann eine Grundbedatung mit nur einer Zylinderbank durchgeführt und anschließend auf die andere Bank gespiegelt werden.

3.1.1 Auslegung der Meistergewichte

Dazu müssen Steuertrieb, Zylinderkopf, Nockenwellen und die Kopfdichtung von Bank B entfernt werden. Im nächsten Schritt können Kolbengruppe und Pleuel ausgebaut werden. Dadurch kommt es zu einer Veränderung der Massenkräfte. Um die Belastungen der Kurbelwelle dennoch konstant zu halten wurden Meistergewichte verwendet. In Abbildung 3-1 ist deren Anbringung auf der Kurbelwelle dargestellt. Um die Bewegungsfreiheit der noch vorhandenen Pleuel auf das originale Maß einzuschränken, wurde die Breite der Meistergewichte genauso hoch wie die der Pleuel gewählt.

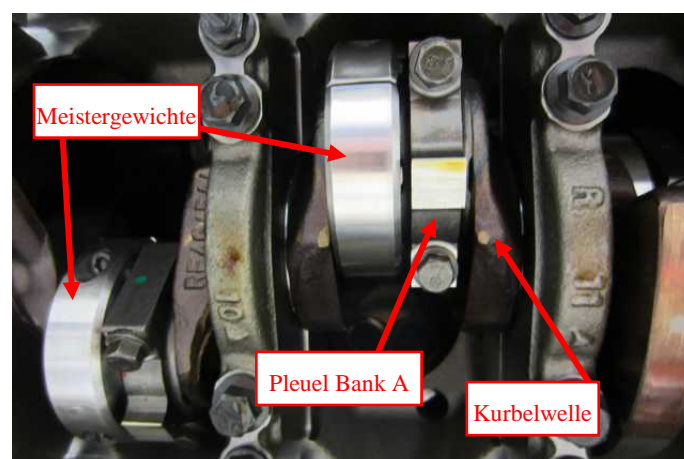


Abbildung 3-1: Einbausituation Meistergewichte

Hierbei handelt es sich um kreisringförmige Zylinder, welche in der Masse genau den durch Kolben und Pleuel hervorgerufenen Massenkräften entsprechen. Die Berechnung der benötigten Masse ergibt folgendes Schema:

Berechnung der oszillierenden Massen:

$$m_{\text{osZ}} = m_{\text{osZPl}} + m_{\text{osZKolb}} + m_{\text{osZBolZ}} \quad (3-1)$$

Berechnung der rotierenden Massen:

$$m_{\text{rot}} = m_{\text{Pl}} * \left(1 - \frac{x_{\text{S}}}{l}\right) \quad (3-2)$$

Masse des Meistergewichts:

$$m_{\text{M}} = \frac{m_{\text{osZ}}}{2} + m_{\text{rot}} \quad (3-3)$$

Daraus ergibt sich eine errechnete Gesamtmasse von rund 550g pro Meistergewicht. In Tabelle 3-1 sind die tatsächlichen, mit einer Waage ermittelten Werte dargestellt.

Gewicht Nr.	1	2	3	4	5	6
gem. Werte [g]	566,9	567,7	566,6	566,8	566,2	567,0

Tabelle 3-1: gemessene Werte der Meistergewichte

Zusätzlich wurde eine Dauerfestigkeitsberechnung der Klemmschrauben von den Meistergewichten nach VDI 2230 [4] durchgeführt, da diese einer nicht zu vernachlässigenden schwelenden Beanspruchung ausgesetzt sind.

3.1.2 Kühlwasserkonditionieranlage

In Ausbaustufe 1 wurde zur Kühlwasserkonditionierung ein Rohrbündelwärmetauscher des Fabrikats Funke verwendet. Dieser erwies sich bei gegebener Vorlauftemperatur mit 200kW maximaler Abwärmeleistung als ausreichend für den Betrieb mit nur einer Zylinderbank.

3.1.3 Wirbelstrombremse

Wie bereits zu Beginn dieses Kapitel erwähnt, konnte für den Betrieb als Sechszylinder die bestehende Bremse auf diesem Prüfstand vom Type Borghi&Saveri FE 350 S weiter verwendet werden. Bei Betrachtung von Tabelle 3-2 wird ersichtlich, dass das maximale Eingangsdrehmoment dieser Maschine auch für den Betrieb als Vollmotor mehr als ausreichend wäre. Jenes maximale Eingangsdrehmoment wird jedoch bei viel zu niedrigen Drehzahlen erreicht und fällt danach stark ab, womit die maximale Leistung auf zu geringem Niveau bleibt. Somit würde sich diese Bremse für den Einsatz mit einem Nfz-Motor eignen.

Type	max. Leistung [kW]	max. Drehmoment [Nm]	max. Drehzahl [1/min]	Trägheitsmoment [kgm ²]
Borghi & Saveri FE 350 S	257,4	1400	8000	0,62

Tabelle 3-2: technische Daten Wirbelstrombremse

3.1.4 Wasserstoffversorgung

Zur ausreichenden und sicheren Versorgung des Prüfstandes mit gasförmigem Wasserstoff musste die komplette Infrastruktur neu aufgebaut werden. Hier wurde bereits der maximale Wasserstoffverbrauch für den Vollmotor berücksichtigt. Als grober Richtwert für die Auslegung aller Komponenten und Leitungsquerschnitte sollen hier 36 kg/h genannt werden. Bei dieser Durchflussmenge darf eine Machzahl³ von 0,1 möglichst nicht überschritten werden. Zur Bestimmung von Strömungsgeschwindigkeit und Machzahl wurden folgende Formeln angewandt [5]:

$$w = \frac{\dot{V}}{A} \quad (3-4)$$

$$Ma = \frac{w}{\sqrt{\chi * R * T}} \quad (3-5)$$

Druck [bar]	5	30	300
Temperatur [K]		298	
max. Durchsatz [kg/h]		36	
max. Durchsatz [kg/s]		0,01	
Gaskonstante [J/kgK]		4124	
χ [-]		1,402	
Dichte [kg/m ³]	0,407	2,441	24,411
Rohrinnendurchmesser [mm]	16	10	10
Volumenstrom [m ³ /s]	0,0246	0,0041	0,0004
Strömungsgeschwindigkeit [m/s]	123,79	52,16	5,22
Machzahl [-]	0,0941	0,0396	0,004

Tabelle 3-3: Strömungsgeschwindigkeiten H2-Versorgung

³ Verhältnis der momentanen Geschwindigkeit zur Schallgeschwindigkeit des Medium.

Die in Tabelle 3-3 angegebenen Druckstufen entsprechen jeweils dem Versorgungsdruck von Haustechnik bzw. HyCentA (300 bar), dem Druckniveau des Zwischenkreises (30 bar) und dem Ausgangsdruck des mechanischen Druckreglers (5 bar). Gerade beim niedrigsten der drei Druckniveaus fällt auf, dass hier bereits beträchtliche Rohrquerschnitte nötig sind um die Vorgabe der maximalen Strömungsgeschwindigkeit im Rohr nicht zu überschreiten.

Die Auswahl aller anderen Komponenten fand unter den gleichen Gesichtspunkten statt, das Resultat ist in folgenden Abbildungen dargestellt:

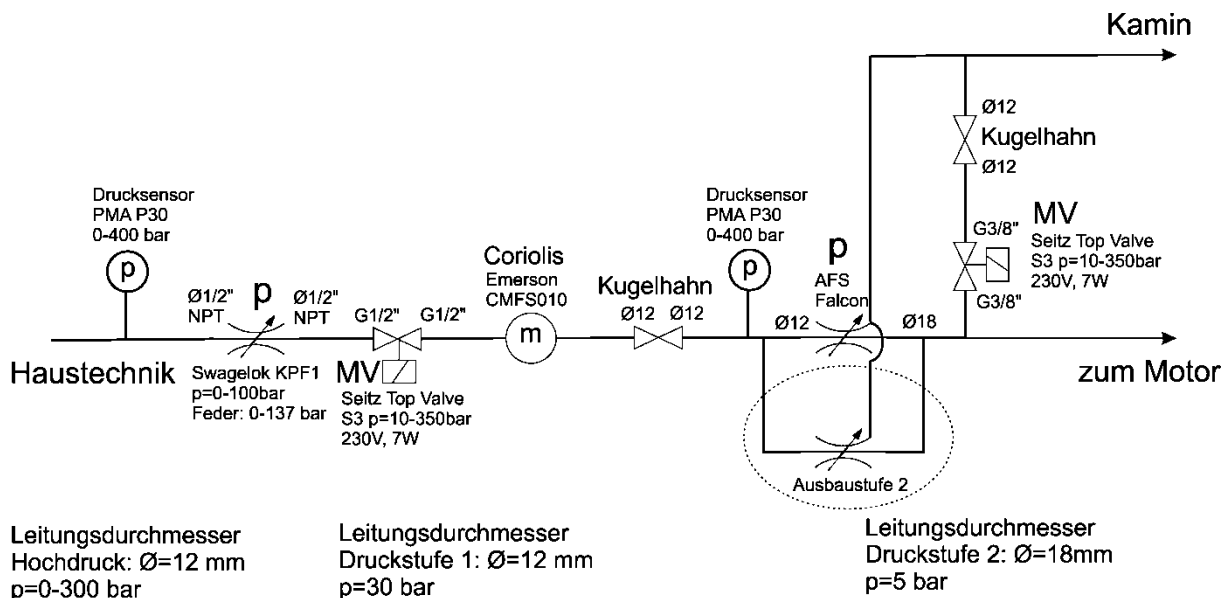


Abbildung 3-2: Schema H₂-Versorgung

Wie in Abbildung 3-2 gezeigt, wird das hohe Druckniveau der Haustechnik durch einen mechanischen Druckregler der Type Swagelok KPF1 auf 30 bar reduziert, um das Coriolis Messsystem für den Massenstrom vor Überdruck zu schützen. Dieses stößt bei einem Druck von 50 bar an seine Auslegungsgrenzen. Zusätzlich wurde ein Magnetventil vorgeschaltet um im Störfall des Druckreglers die Wasserstoffzufuhr zu unterbrechen. Nach der Massenstrommessung folgt eine abermalige Druckreduzierung durch zwei parallel geschaltete mechanische Druckregler auf 5 bar (siehe Abbildung 3-3).

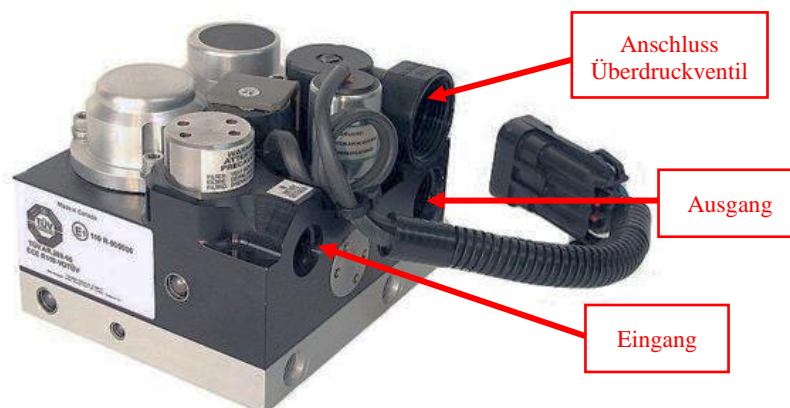


Abbildung 3-3: AFS Druckregler [6]

Diese Druckregler der Type AFS Falcon operieren zweistufig und sorgen zuverlässig für ein annähernd konstantes Druckniveau, was durch sehr gute Erfahrungen in anderen Projekten belegbar ist.



Abbildung 3-4: Foto H2-Versorgung

Bei Abbildung 3-4 ist zu beachten, dass der mechanische Druckregler unter dem Prüfstandboden verbaut wurde um möglichst motornah positioniert zu sein. Somit gleicht die H2-Versorgung ab einschließlich des AFS-Druckreglers exakt jener des Versuchsfahrzeuges.

Ursprünglich war geplant, die beiden mechanischen AFS Druckregler durch ein elektronisch geregeltes Modell (siehe Abbildung 3-5) zu ersetzen, was jedoch wieder verworfen wurde.

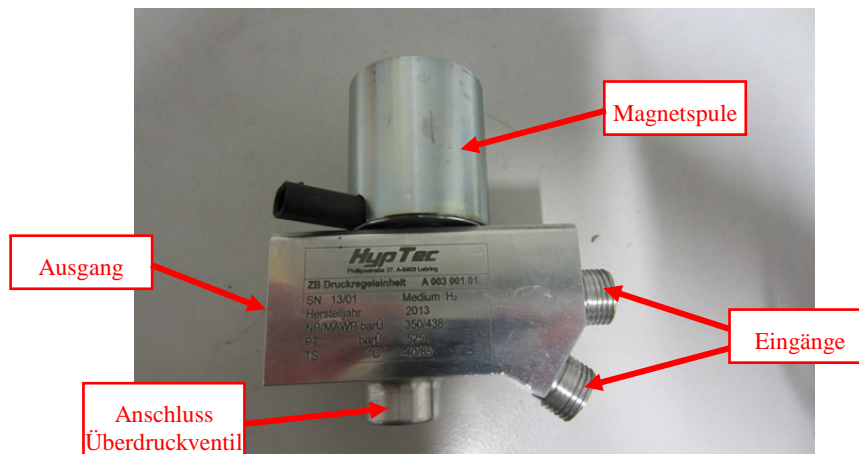


Abbildung 3-5: elektronischer Druckregler

Dies geschah aus mehreren Gründen. Einerseits wurde der Druck nicht exakt ausgeregelt. Dadurch kam es zu starken Druckschwankungen am Ausgang des Druckreglers, die es unmöglich machten eine stabile Versorgung mit Wasserstoff sicherzustellen (Abbildung 3-6). Diese Aufnahme wurde während dem Test des Druckreglers mittels der Prüfstandssoftware Tornado gemacht. Die rote Linie stellt den tatsächlich gemessenen Druck am Ausgang des Reglers dar, während die pinke Linie den gewünschten Druck von 3 bar zeigt. Erst bei einer Änderung der Entnahmemenge wird der eingestellte Druck zufriedenstellend eingeregelt. Diese war jedoch viel zu gering um den Motor unter Volllast zu betreiben.

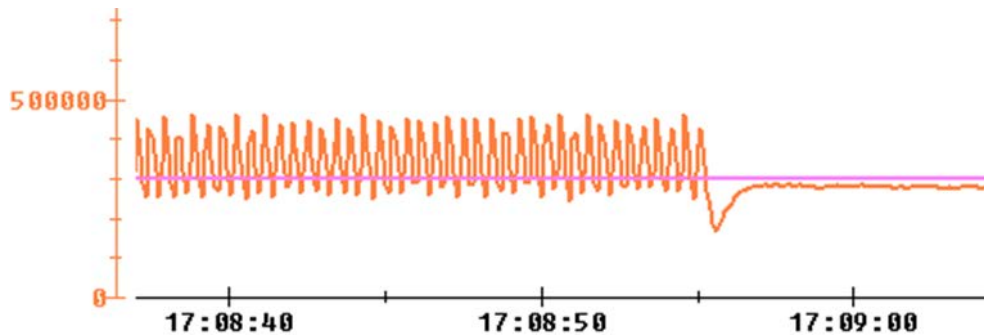


Abbildung 3-6: Druckschwankungen elektronischer Druckregler

Andererseits geschah es mehrfach, bedingt durch die hohen Druckschwankungen, dass die Düsenadel mit dem Dichtsitz kollidierte. Folge war der Bruch dieses filigranen Bauteils, wodurch ein schädigungsfreier Betrieb des motorseitigen Wasserstoffsystems nicht mehr gewährleistet werden konnte.

Mit ein Grund für die unzureichende Funktionsweise des elektronischen Druckreglers könnte ein Fehlen der Rückführung des Ausgangsdrucks sein. Die Regelgröße wurde erst am motornahen Y-Stück (siehe Abbildung 3-7) abgegriffen. Auch die unzureichend schnelle Digitalisierung am Prüfstandsrechner erscheint als mögliche Fehlerursache plausibel, da die Regelgüte mit einem testweise installierten Analogregler höher war.

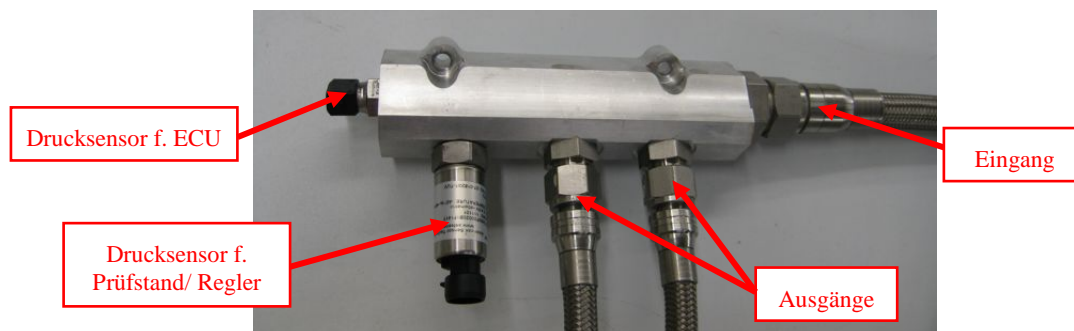


Abbildung 3-7: Y-Stück H2-Versorgung

3.2 Übersicht Ausbaustufe 1

Abschließend seien hier zum besseren Verständnis Abbildungen vom Prüfstands Aufbau im Sechszylinderbetrieb dargestellt. In diesen Abbildungen ist ferner der Rahmen für die Federbeinaufnahme zu erkennen. Dieser Rahmen wurde mit vier Oberflächentempersensoren des Typs K ausgestattet, um das Temperaturniveau der Klebstellen überwachen zu können. Notwendig wurde eine Überwachung der Temperatur, weil durch den Einbau des neuen Krümmer samt Turbolader nur noch wenig Platz zu besagtem Rahmen besteht (siehe Abbildung 3-9). Hier dürfen 150 °C nicht überschritten werden, da es sonst zu einem Bruch dieser Klebnaht und damit verbundenen verheerenden Folgen kommen könnte.

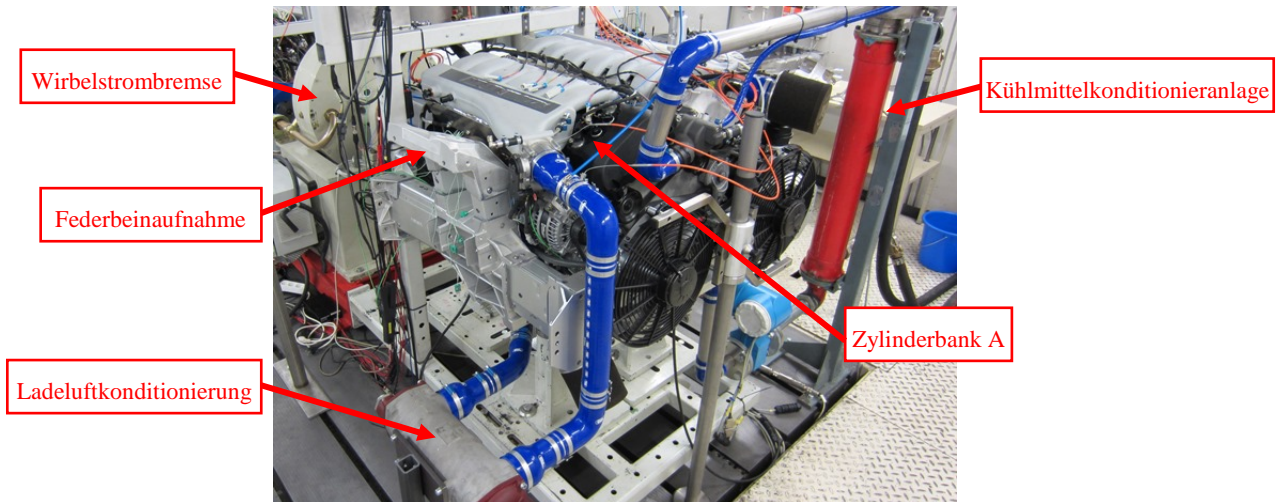


Abbildung 3-8: Prüfstands Aufbau Ausbaustufe 1

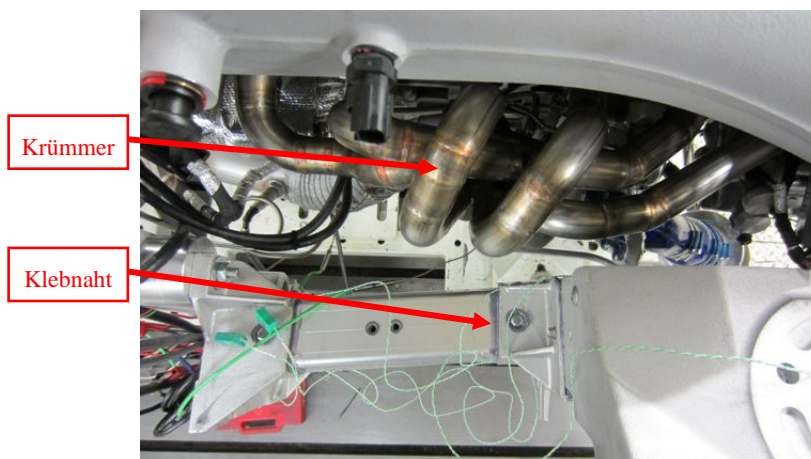


Abbildung 3-9: Einbausituation Abgaskrümmen

3.3 Ausbaustufe 2

Die endgültige Konfiguration des Prüfstands soll Ausbaustufe 2 für den Betrieb als Vollmotor darstellen. Im ersten Schritt wurden der Versuchsträger mit Gestell, die Konditionieranlagen für Kühlwasser und Ladeluft und die Wirbelstrombremse entfernt, um für die tiefgreifenden Änderungen am Prüfstand Platz zu schaffen. Die Umbauarbeiten selbst wurden hauptsächlich von der Firma Kristl, Seibt und Co. GmbH durchgeführt.

3.3.1 Kühlwasserkonditionieranlage

Die Kühlwasserkonditionieranlage verfügt nun über einen groß dimensionierten Plattenwärmetauscher und ausreichend Leistung für dieses und künftige Projekte. Als weiterer Vorteil kann deren platzsparende Unterbringung im Prüfstandsboden genannt werden.

3.3.2 Bremse

Bei der neuen Bremse handelt es sich um eine Asynchronmaschine mit einer IGBT⁴ Frequenzumrichtersteuerung. Dadurch ist neben einem Schleppen des Versuchsträgers auch ein hochdynamischer Betrieb möglich. Zusätzlich ist ein Ausgleich des Trägheitsmomentes (siehe Tabelle 3-4) durch die Software der Frequenzumrichtersteuerung einstellbar.

Type	max. Leistung [kW]	max. Drehmoment [Nm]	max. Drehzahl [min ⁻¹]	Trägheitsmoment [kgm ²]
Schorch LN8 280L-AB	495	1100	9000	0,9

Tabelle 3-4: technische Daten Asynchronmaschine [7]

3.3.3 Druckindizierung

Für die Applikation eines Verbrennungsmotors kann eine Druckindizierung als Stand der Technik angesehen werden, um eine Fülle an Informationen über innermotorische Vorgänge zu generieren [8]. So wurde auch in diesem Projekt die bereits auf diesem Prüfstand vorhandene Infrastruktur zur Erfassung der „schnellen“ Messdaten genutzt (siehe Abbildung 3-10). Diese Daten werden mit einer Abtastrate von bis zu 200 kHz aufgezeichnet und liefern ein Kurbelwellensynchrones Signal. Die Lage des oberen Totpunktes wurde durch den thermodynamischen Verlustwinkel bei geschlepptem Motor bestimmt.

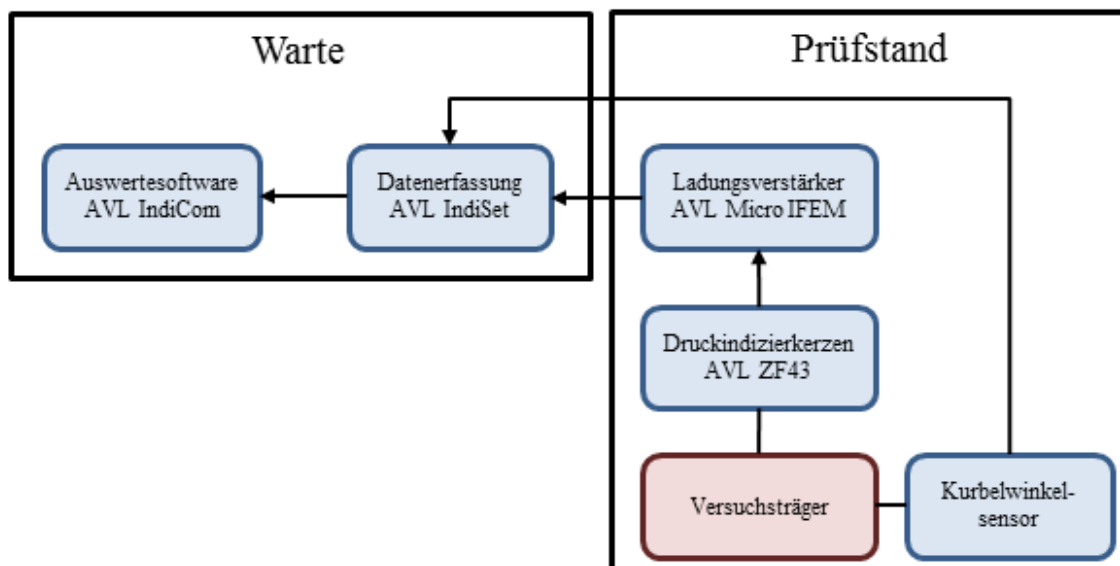


Abbildung 3-10: Druckmesskette

⁴ Insulated Gate Bipolar Transistor

Anstatt der originalen Zündkerzen wurden passende Adapter vom Typ F5MPRT mit integrierten Druckaufnehmern der Type AVL ZF43 angebracht (vgl. Abbildung 3-11). Die Anzahl der zur Verfügung stehenden Kanäle für die Erfassung „schneller“ Messdaten war auf acht begrenzt. Diese waren mit sechs Indizieradaptern und den Signalen für Zündung und Einspritzung voll belegt. Um dennoch eine Aussage über alle zwölf Zylinder treffen zu können, wurden diese abwechselnd eingesetzt.



Abbildung 3-11: Zündkerze mit integriertem Druckaufnehmer

3.3.4 Messstellen

Um dieses Kapitel abzuschließen sind in Tabelle 3-5 alle über die Sensorbox am Prüfstand mitgemessenen Werte aufgelistet. Dabei handelt es sich um sog. „langsame Messdaten“, deren Abtastfrequenz 500 Hz nicht überschreitet. Diese Messdaten werden durch geeignete Messmodule digitalisiert und über Profibus - DP an den Prüfstandsrechner mit installierter Tornado Software übertragen.

<i>Name</i>	<i>Einheit</i>	<i>Sensortyp</i>	<i>Eingang</i>	<i>Beschreibung</i>
T_KME	°C	Pt100	X10	Temperatur Kühlmiteleintritt
T_KMA	°C	Pt100	X11	Temperatur Kühlmittelaustritt
T_KRE	°C	Pt100	X12	Kraftstofftemperatur Eintritt Benzinrail
T_21B	°C	Pt100	X14	Temperatur Ladeluft vor DK Bank B
T_10	°C	Pt100	X15	Ansauglufttemperatur Bank A
T_20	°C	Pt100	X16	Temperatur nach Verdichter Bank A
T_21	°C	Pt100	X17	Temperatur vor DK Bank A
T_22	°C	Pt100	X18	Temperatur nach DK Bank A
T_Oel	°C	Pt100	X19	Temperatur Ölkanal Zylinderkopf Bank A
T_20B	°C	Pt100	X20	Temperatur nach Verdichter Bank B
T_31A	°C	TypK	X30	Temperatur Turbineneintritt Bank A
T_31B	°C	TypK	X31	Temperatur Turbineneintritt Bank B
T_Ölwanne	°C	TypK	X33	Temperatur Ölwanne
T_surf1	°C	TypK	X34	Oberflächentemperatur Hilfsrahmen Motor
T_surf2	°C	TypK	X35	Oberflächentemperatur Hilfsrahmen Motor
T_surf3	°C	TypK	X36	Oberflächentemperatur Hilfsrahmen Motor
T_surf4	°C	TypK	X37	Oberflächentemperatur Hilfsrahmen Motor
T_Sim_P_lo	bar	Analogeingang	X26	Druck H2 Y-Stück vor Rails
p_H2_Hi_AFS	bar	Analogeingang	X27	Druck Eingang H2-Druckregler AFS
p_KRE	bar	Analogeingang	X28	Kraftstoffdruck Eintritt Benzinrail
p_Oel	bar	Analogeingang	X29	Druck Ölkanal Zylinderkopf Bank A
U_Gen	V	Analogeingang	X46	Generatorspannung
Lambda 2	-	Analogeingang	X47	Lambda Bank B
p_KME	bar	Druckaufnehmer	X48	Druck Kühlmiteleintritt
p_KMA	bar	Druckaufnehmer	X49	Druck Kühlmittelaustritt
p_22B	bar	Druckaufnehmer	X50	Druck nach DK Bank B
p_31B	bar	Druckaufnehmer	X52	Abgasgegendruck Bank B
p_21B	bar	Druckaufnehmer	X53	Druck vor DK Bank B
p_21	bar	Druckaufnehmer	X54	Druck vor DK Bank A
p_31A	bar	Druckaufnehmer	X55	Abgasgegendruck Bank A
p_22	bar	Druckaufnehmer	X56	Druck nach DK Bank A
p_10	bar	Druckaufnehmer	X58	Druck nach Restriktor Bank A
p_Raum	bar	Druckaufnehmer	X59	Umgebungsdruck Prüfstand

Tabelle 3-5: Messstellen Sensorbox

4 Modifikation des Versuchsträgers

In diesem Kapitel soll der wohl umfangreichste Teil dieser Arbeit beschrieben werden – Die hardwareseitige Vorbereitung auf den kombinierten Betrieb mit Benzin und Wasserstoff.

Serienmäßig verfügt dieses Fahrzeug über zwei motornah positionierte 3-Wege Katalysatoren mit vier Lambda Sonden pro Zylinderbank. Im Rennfahrzeug wurden diese Bauteile durch einen Metallkatalysator pro Bank mit kleinerer Zellendichte und weniger Druckabfall ersetzt. Anstelle der originalen Lambdasonde wurde eine Breitband-Lambdasonde eingesetzt. Der Motorblock und Zylinderkopf sind aus gegossenem Aluminium gefertigt. Sowie auch der Ansaugkrümmer, was für die Verwendung von Wasserstoff als Brennstoff von Vorteil ist, da dieser vermehrt zu Rückzündungen neigt

Wie in Kapitel 1.3 gezeigt, unterscheiden sich die Gemischheizwerte von Benzin und Wasserstoff beträchtlich. Dieser ist bei Wasserstoff unter Konstanthaltung des Luftverhältnisses um ca. 15 % geringer. Nun ist der Gemischheizwert definiert als jene Energie, die mit 1m^3 Frischladung - bezogen auf den Außenzustand - in den Zylinder eingebracht werden kann [9].

$$H_G = \frac{H_u * \rho_G}{\lambda * L_{st} + 1} \quad (4-1)$$

Weiters ist der mittlere effektive Druck, bzw. das Drehmoment des Motors direkt abhängig von der in den Brennraum eingebrachten Energie.

$$p_e = \lambda_a * H_G * \eta_e \quad (4-2)$$

Ist nun die Energie geringer, kann diese durch Anhebung des Luftaufwandes wieder ausgeglichen werden.

$$\lambda_a = \frac{m_e}{m_{th}} \quad (4-3)$$

Der Luftaufwand beschreibt das Verhältnis aus gesamter zugeführter Frischladung je Arbeitsspiel und theoretischer Ladung bei Füllung des Hubvolumens, bezogen auf den Außenzustand. Dieser lässt sich bei einem Saugmotor jedoch nur begrenzt anheben.

Um die Leistungseinbußen einzugrenzen, wurde der Motor mit einer Abgasturboaufladung ausgerüstet.

4.1 Turbolader

Nach der Auslegung des Turboladers, welche jedoch nicht Teil dieser Arbeit sein soll, fiel die Wahl auf folgenden Lader:

Type	Lagerung	Kühlung	Durchmesser Verdichterrad [mm]	Durchmesser Turbinenrad [mm]
Garrett GT2860R	kugelgelagert	wassergekühlt	60,1	53,9

Tabelle 4-1: Auswahl des Turboladers

Bei diesem Turbolader wird eine Kugellagerung anstatt der normalerweise verwendeten Gleitlagerung eingesetzt. Dies soll ein rasches Ansprechen des Turboladers garantieren. Vielmehr noch wurde jedoch eine Kugellagerung gewählt, um die Ölversorgung des Motors nicht zu überfordern. Der Ölverbrauch eines kugelgelagerten Turboladers liegt unter dem eines gleitgelagerten Turboladers. Die Verwendung eines kugelgelagerten Turboladers kann Nachteile im Geräuschverhalten nach sich ziehen, was aber bei einem Rennfahrzeug nicht ausschlaggebend sein soll.

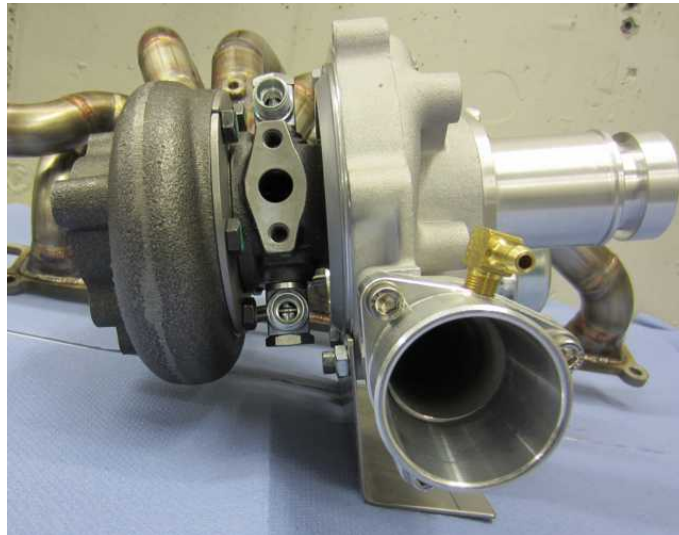


Abbildung 4-1: verwendeter Turbolader (mit montiertem Restriktor)

Dennoch stellt dieser ATL eine Kompromisslösung dar, um genauer darauf einzugehen, sei folgende Formel für die Abgasenthalpie genannt:

$$\dot{H}_{AG} = \dot{m}_{AG} * c_p * (T_{AG} - T_0) \quad (4-4)$$

Die Turbine des ATL nutzt nun direkt diesen Enthalpiestrom zum Antrieb des Verdichterrades und einer damit verbundenen Druckerhöhung der angesaugten Luft.

Im Falle der Verwendung von Wasserstoff als Brennstoff ist dieser Wert aufgrund der bei höheren Verbrennungsluftverhältnissen niedrigeren Abgastemperaturen nun deutlich geringer. Abhilfe könnte hier nur ein kleineres Turbinenrad bzw. eine kleinere Turbine schaffen. Nun erweist sich aber die Turbine im Benzinbetrieb bei hohen Drehzahlen als zu klein. Somit besteht hier ein Zielkonflikt zwischen möglichst frühem Ansprechen im Wasserstoffbetrieb

und maximaler Leistung im Benzinbetrieb. Die Messergebnisse dazu werden in Kapitel 5 erläutert.

4.2 Abgaskrümmmer

Eine Umrüstung von Saugmotorbetrieb auf Abgasturboaufladung bedingt auch umfangreiche Umbauarbeiten in den Abgas- und Ansaugwegen. Dadurch war die Anfertigung eines neuen Krümmers unumgänglich. Im Laufe dieses Projektes wurden zwei Versionen getestet (Abbildung 4-2). Im oberen Teil des Bildes ist die erste Version dargestellt. Bei diesem Krümmer wurde das interne Wastegate⁵ des Turboladers verwendet. Da bei dem integrierten Wastegate jedoch nach ersten Messungen ein Nadelöhr bei hohen Drehzahlen vermutet wurde, kam in weiterer Folge die zweite Version zum Einsatz (Abbildung 4-2 unten). Hier wurde zusätzlich ein externes Wastegate der Type Tial MV-R verbaut.



Abbildung 4-2: Vergleich Krümmervarianten

Mit internem Wastegate wird der Ladedruck über ein Magnetventil geregelt (siehe Abbildung 4-3). Angesteuert wird dieses Ventil über die ECU. Das interne Wastegate verfügt über zwei luftdicht voneinander abgetrennte Kammern, wobei in der unteren Kammer eine Feder verbaut ist. Diese Feder ist dermaßen ausgelegt, dass bei einem Überdruck von 0,3 bar in der oberen Kammer das Wastegateventil öffnet. Bei Überschreitung von 0,3 bar Ladedruck kann dieser Druck nun über das Magnetventil an die Umgebung abgesteuert und somit der Ladedruck geregelt werden. Im oberen Drehzahlbereich sank der erreichbare Ladedruck unter 0,3 bar ab (vgl. Abbildung 5-11), wodurch der überschüssige Abgasgegenstrom nicht mehr am Turbolader vorbeigeleitet werden konnte und der Abgasgegendruck stark anstieg.

⁵ Ladedruckregelventil

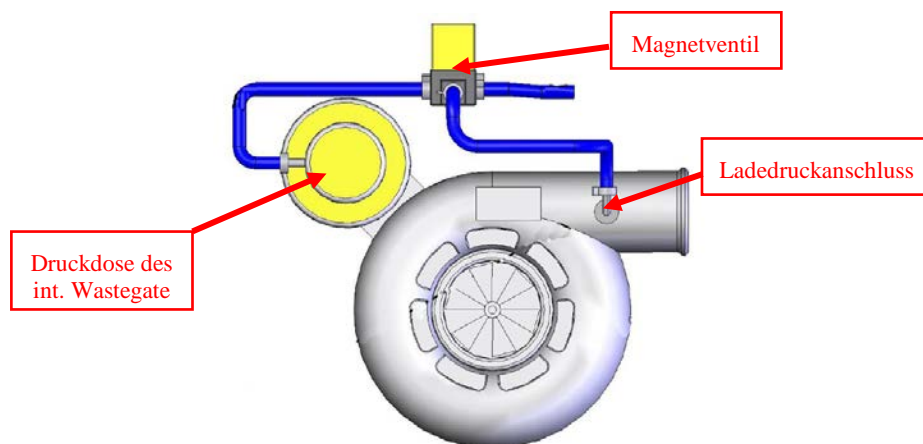


Abbildung 4-3: Regelungsschema des internen Wastegates [10]

Die Regelung des externen Wastegates wird ebenfalls über das Magnetventil realisiert und läuft nach dem Schema in Abbildung 4-4 ab. Das externe Wastegate verfügt nun über Druckanschlüsse für beide Kammern. Durch das Magnetventil kann der Druck in der oberen Kammer geregelt werden, während in der unteren Kammer immer der volle Ladedruck anliegt. Auch hier ist ab 0,3 bar Ladedruck eine vollständige Regelung des Wastegateventils möglich. Durch die Anordnung des Wastegates kann bei hohen Drehzahlen ein zu hoher Abgasgedruck vermieden werden.

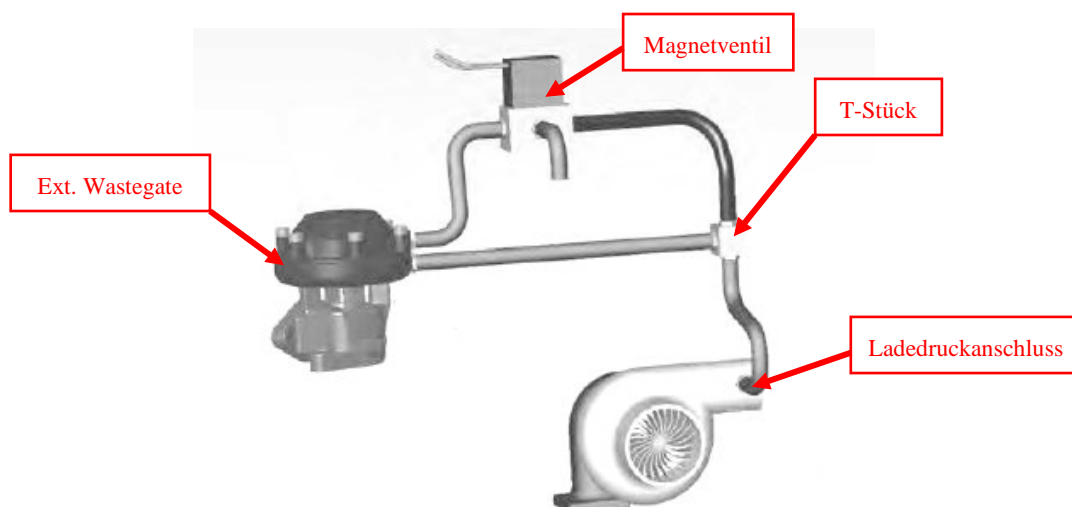


Abbildung 4-4: Regelungsschema des externen Wastegates [10]

4.3 Restriktor

Um dem Reglement des 24h Rennens zu entsprechen, müssen die teilnehmenden Fahrzeuge über Restriktoren⁶ verfügen [11]. Die Fahrzeuge werden dazu in verschiedene Klassements eingeteilt und je nach Hubraum und Gewicht wird der Durchmesser des Restriktors festgelegt. In diesem Fall müsste in der Klasse E1-XP 2 gestartet werden. Dafür wären zwei Restriktoren mit je 32 mm Durchmesser vorgesehen. Da es sich hier um einen Versuchsträger handelt,

⁶ Luftmengenbegrenzer

durften in Übereinkunft mit dem Rennveranstalter auch größere Restriktoren mit 34 mm bzw. 38 mm Durchmesser verwendet werden. Um die maximale Luftmenge zu berechnen, kann folgende Formel angewandt werden [5]:

$$\dot{m}_{\max} = \frac{A_{\min}}{v_0} * \sqrt{2 * p_0 * v_0} * \psi_{\max} \quad (4-5)$$

Die Ergebnisse für verschiedene Durchmesser sind in Tabelle 4-2 dargestellt.

Durchmesser [mm]	32	34	38
ψ_{\max} [-]		0,528	
A_{\min} [mm ²]	804,25	907,92	1134,11
\dot{m}_{\max} [kg/s]	670,31	756,72	945,25

Tabelle 4-2: theoretische Luftmasse Restriktor

In Kapitel 5 soll gezeigt werden, dass diese errechneten Werte auch in der Realität zutreffend sind.

4.4 Kolben

Durch die Aufladung des Motors treten wesentlich höhere Spitzendrücke während der Verbrennung auf. Aber auch bei der stöchiometrischen Wasserstoffverbrennung im vollastnahen Bereich führen die weitaus höhere Brenngeschwindigkeit, das geringere Flame Quenching⁷ und der intensivere Wärmeübergang im Vergleich zum Benzinbetrieb zu lokal höheren thermischen und mechanischen Belastungen von Kolben und Ringpaket [12]. Um diesen Drücken Stand zu halten wurden spezielle Rennkolben aus einer hochfesten, geschmiedeten Aluminiumlegierung (2618 Aluminium) eingesetzt. Diese wurden von der Firma JE Pistons gefertigt.

Hauptgrund für die Anfertigung von neuen Kolben war jedoch die Notwendigkeit bei aufgeladenen Motoren zur Reduzierung der Verdichtung, da sonst die Klopfgrenze überschritten würde. Durch eine konkave Kolbenbodenform (siehe Abbildung 4-5) und einer dickeren Kopfdichtung aus Metall konnte die Verdichtung von 10,9:1 auf 9,25:1 herabgesetzt werden. Darüber hinaus ist in der Abbildung die weitaus massivere Bauweise des Kolbenhemds gut zu erkennen.

⁷Das Erlöschen der Verbrennung



Abbildung 4-5: Serienkolben (links) und Rennkolben (rechts)

4.5 Pleuel

Auch hier wurden gegenüber den Serienteilen verstärkte Pleuel verbaut (siehe Abbildung 4-6). Die verstärkten Pleuel wurden direkt aus der Aston Martin Rennabteilung angeliefert.

Beim Serienpleuel wurde das große Pleuelauge durch Sägen getrennt, während es sich bei dem Rennpleuel um gecrackte Pleuel handelt. Diese werden zuerst einteilig hergestellt, dann mit Kerben (Sollbruchstellen) versehen und schließlich aufgebrochen.

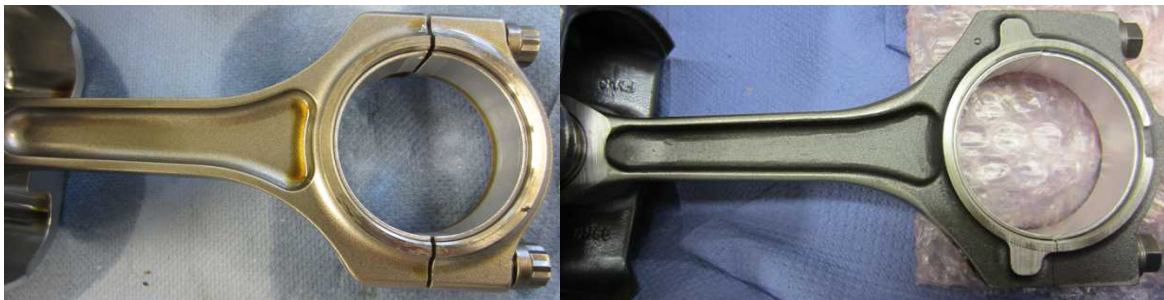


Abbildung 4-6: Serienpleuel (links) und Rennpleuel (rechts)

4.6 Ventile

Wie bei allen gasförmigen Brennstoffen, fehlt auch bei Wasserstoff eine kühlende und schmierende Wirkung des eingespritzten Kraftstoffs wie dies bei Benzin der Fall wäre. Deshalb werden für die Ventile verschleißfestere Werkstoffe empfohlen [13]. Die bereits vorher angesprochene höhere thermische Belastung für die Kolben trifft auch speziell für die Auslassventile zu.

Um diese erschwerten Bedingungen zu berücksichtigen, wurden die serienmäßigen Auslassventile gegen hochwertigere Exemplare der Firma Supertech getauscht. Diese bestehen aus Inconel 751, einer hochwarmfesten Nickel-Basislegierung mit einem Nickelanteil von mind. 70 %.

4.7 Zündanlage

Auch an der Zündanlage wurden Modifikationen durchgeführt. Die Mindestzündenergie nimmt mit der zu erwärmenden Stoffmenge und deren Wärmekapazität zu und ist damit dem im Brennraum herrschenden Druck proportional [9]. Dadurch müssen wegen der Aufladung

und dem höherem Druckniveau Zündspulen mit einer höheren Zündenergie eingesetzt werden. Es wurden Zündspulen der Type Beru ZSE059 verwendet, ein Vergleich mit den Serienteilen ist in (Tabelle 4-3) zu finden. Wie bereits in Tabelle 1-1 dargestellt, benötigt ein stöchiometrisches Wasserstoff-Luftgemisch eine weitaus geringere Zündenergie (ca. eine Größenordnung) als ein Benzin-Luftgemisch. Bei mageren Wasserstoff-Luftgemischen wird aber die benötigte Zündenergie größer als bei stöchiometrischen Benzin-Luftgemischen. Somit ist auch im mageren H₂-Betrieb die Notwendigkeit der höheren Zündenergie gegeben.



Abbildung 4-7: Serienzündspule (links) und nachgerüstete Zündspule (rechts)

	<i>original</i>	<i>modifiziert</i>
Nennspannung [V]	14,2	14
Sekundärspannung [kV] (Last: 1 MOhm/17 pF)	25	28
Zündenergie [mJ]	26	55

Tabelle 4-3: Vergleich Zündspulen

Bei den Zündkerzen wurden die werksseitig verbauten Teile weiterverwendet, was für den Benzinbetrieb sicherlich eine sehr gute Lösung darstellt. Der große Elektrodenabstand und die Platinelektrode garantieren eine sichere Entzündung des Gemisches und eine lange Lebensdauer der Zündkerze. Dennoch gilt es speziell für den Betrieb mit Wasserstoff zusätzlich noch diverse andere Dinge zu beachten.

So könnte beispielsweise die Verwendung von Zündkerzen mit einem höheren Wärmewert nach NGK (kälter) vorteilhafter sein, um das Auftreten von „Hot Spots“ zu verhindern und die Frühzündungsneigung zu reduzieren [13]. Auch die Elektrodenform (siehe Abbildung 4-8) und der verwendete Elektrodenwerkstoff können sich auf die Verbrennung auswirken. Deswegen wurde eine Vorauswahl getroffen, um geeignete Zündkerzen zu testen.

Hersteller	Type	Elektrode	Masse	Form	Wärmewert (NGK)	Wärmewert (Bosch)	Anmerkungen
AVL	F5DPRT	Platin	Platin	A		5	Indizierkerzen
NGK	PTR6D-13	Platin	-	A	6		
NGK	PTR5D-10	Platin	-	A	5		Originalteil
NGK	BR7EF	-	-	B	7		
NGK	BP7EFVX	Platin	-	A	7		
NGK	LPG5	Iridium	Platin	A	6		Nachrüstung f. Gasbetrieb
Bosch	HR8DPP15V	Platin	Nickel-Yttrium	F		8	Originalteil
Bosch	HR7KI332S	Platin-Iridium	Nickel-Yttrium/Platin	A		7	Nachrüstung f. Gasbetrieb
Bosch	H5DP	Platin	Platin	A		5	ersatzlos gestrichen
Bosch	HR5DC	Kupfer	-	A		5	

Tabelle 4-4: Vorauswahl geeigneter Zündkerzen



Abbildung 4-8: Elektrodenformen diverser Zündkerzen

Durch den herrschenden Zeitdruck war es nicht möglich, diese Zündkerzen zu testen. Dennoch war durch die Verwendung der originalen Zündkerzen ein zufriedenstellender Betrieb möglich.

4.8 Kühlwasserpumpe

Mit Ausbaustufe 2 des Prüfstands wurde die über den Keilriemen angetriebene, im Serienfahrzeug verbaute Wasserpumpe stillgelegt und auf eine elektrisch angetriebene Wasserpumpe umgebaut. Diese Wasserpumpe vom Typ EMP WP25 ist auch im Rennfahrzeug verbaut (siehe Abbildung 4-9).



Abbildung 4-9: elektrische Wasserpumpe

Als maximale Pumpleistung kann ein von der Motordrehzahl unabhängiger Volumenstrom von 104 l/min genannt werden [14]. Im Vergleich dazu konnten mit der original verbauten Wasserpumpe bis zu 250 l/min umgewälzt werden. Dies machte sich auch bei längeren Vollastfahrten am Prüfstand bei höheren Drehzahlen bemerkbar, die Vorlauftemperatur seitens der Kühlwasserkonditionieranlage musste reduziert werden, um ein Überhitzen des Motors zu verhindern. Im Fahrzeug konnte selbst im Rennbetrieb keine zu hohe Kühlwassertemperatur festgestellt werden.

4.9 Wasserstoffversorgung im Fahrzeug

Um neben dem Benzinbetrieb auch eine ausreichende Versorgung mit Wasserstoff zu gewährleisten, musste das Ansaugsystem des Versuchsträgers umfangreichen Modifikationen unterzogen werden. Da hier CAD Modelle von Ansaugsystem und Motor freundlicherweise zur Verfügung gestellt wurden, konnten die erforderlichen Änderungen zuerst mit dem Programm CATIA V5 konstruiert werden. Dies erwies sich als sehr hilfreich, denn durch die flache Bauweise der Motorhaube und die herrschende Enge im Motorraum musste der noch verbliebene Platz gut ausgenutzt werden. In Abbildung 4-10 ist eine dreidimensionale Übersicht der Wasserstoffversorgung dargestellt. Hier sind auch die Wasserstoff Drucktanks ersichtlich, welche unter bis zu 350 bar Druck stehen und über 3,2 kg Fassungsvermögen verfügen. Das Tanksystem wiederum wurde von Magna Steyr gefertigt.

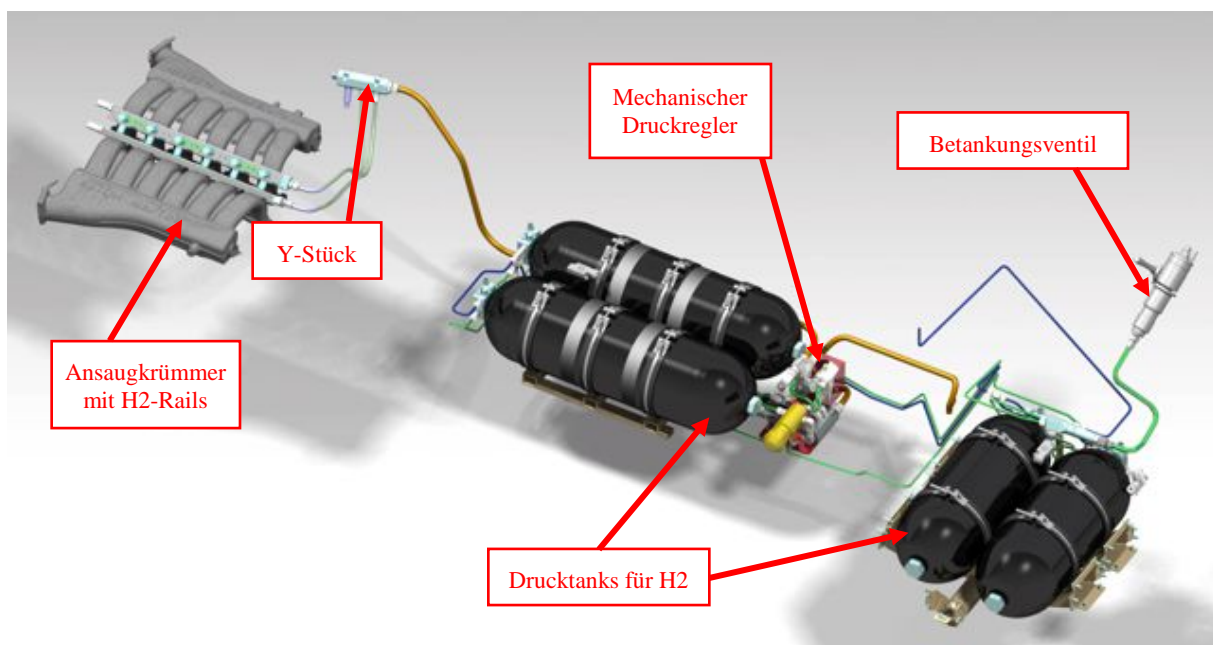


Abbildung 4-10: Gesamtübersicht der Wasserstoffversorgung [2]

4.9.1 Ansaugkrümmer

Da die im Serienfahrzeug verbauten Ansaugkrümmer aus gegossenem Aluminium gefertigt und relativ massiv ausgeführt sind, konnten diese modifiziert und weiterverwendet werden. Eine Neukonstruktion war nicht nötig, lediglich eine Adaption. Dazu wurde eine ausreichend große Planfläche angefertigt, dort wo die motorseitigen Gassammler (Gasrails) aufgesetzt wurden. An dieser Fläche findet auch die Abdichtung über O-Ringe statt. Zusätzlich wurden am Ansaugkrümmer Vorkehrungen für die Anbringung von Druck- und Temperatursensoren getroffen (siehe Abbildung 4-11).

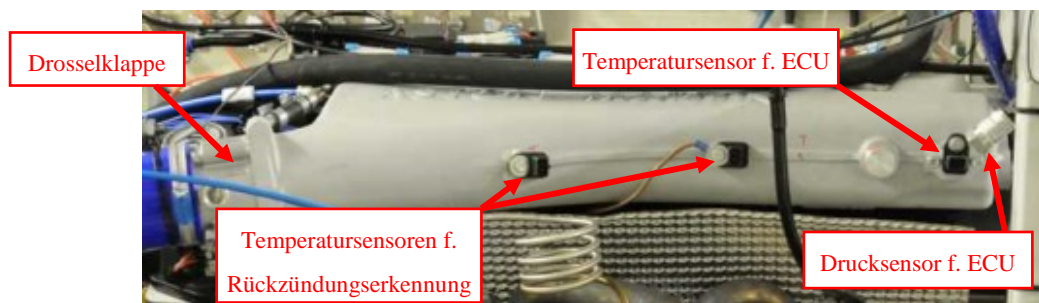


Abbildung 4-11: Sensoren im Ansaugkrümmer

Zwei Temperatursensoren sind mit dem Steuergerät der Wasserstoffversorgung verbunden und dienen der Erkennung von Rückzündungen. Dieses Steuergerät wurde von der Firma Gigatronik angefertigt und dient der Koordination aller sicherheitsrelevanten Funktionen der Wasserstoffversorgung im Fahrzeug. Diagnostizieren die Temperatursensoren nun eine Rückzündung, wird sofort auf Benzinbetrieb umgeschaltet. Dieser kann dann nicht mehr bis zu einem Reset des Systems verlassen werden. Zwei weitere Sensoren für Druck und Temperatur sind am Ansaugkrümmer angebracht um dem Motorsteuergerät Auskunft über den Zustand der Ladeluft zu geben.

Der in Abbildung 4-11 installierte Drucksensor ist bereits eine überarbeitete Version. Ursprünglich wurde ein anderer Sensor der Marke Bosch verwendet, welcher bei starken Rückzündungen und den damit verbundenen Druckspitzen im Ansaugkrümmer zerstört wurde. Der Grund dafür war in der mangelnden Überlastungsfähigkeit zu finden. Dieses Problem wurde durch einen Drucksensor von der Firma ADZ Nagano Sensortechnik gänzlich behoben.

4.9.2 Wasserstoffrails mit Injektoren

Die Wasserstoffrails sind wie der Ansaugkrümmer komplett aus Aluminium gefertigt und mit diesem verschraubt. Bei der Konstruktion wurde auf geringes Gewicht und eine möglichst kompakte Bauweise geachtet, hinsichtlich Festigkeit durften jedoch keine Kompromisse eingegangen werden, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Darum wurde auch eine Festigkeitsberechnung der Schweißnaht am Rail durchgeführt.



Abbildung 4-12: Wasserstoffrail

Nach erfolgter Anfertigung wurde am HyCenta zusätzlich noch eine Druckprüfung der Rails durchgeführt, da dies der Rennveranstalter verlangte. Dazu wurden die Rails mit 20 bar Wasserdruck beaufschlagt, was dem vierfachen Betriebsdruck entspricht.

In Abbildung 4-13 ist die endgültige Position von Wasserstoff- und Benzinversorgung am Saugrohr dargestellt. Durch die motornahen Position der Gasrails wurde auch eine Neupositionierung der Benzinversorgung notwendig. Somit konnten die Anforderungen an eine möglichst geringe Bauhöhe eingehalten werden.

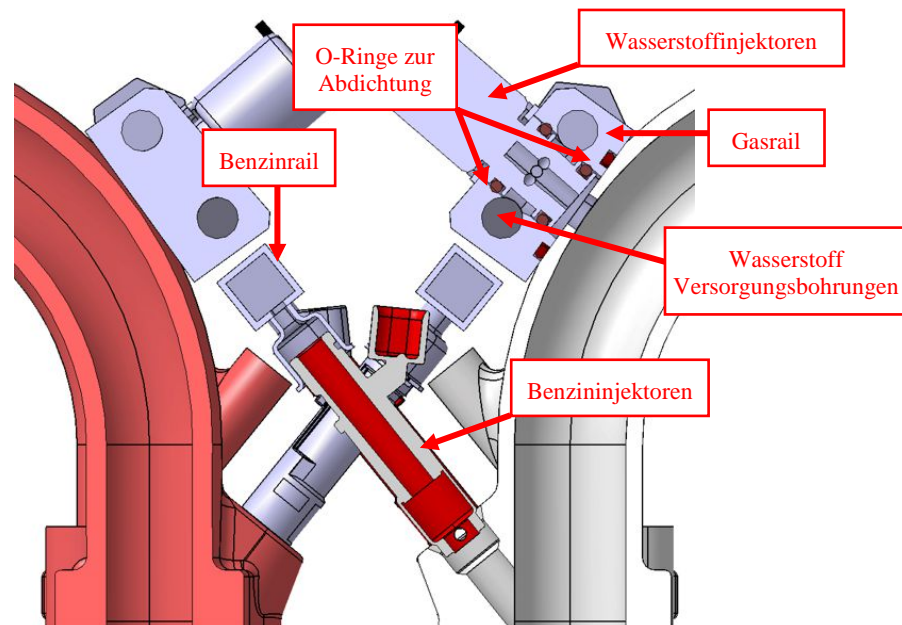


Abbildung 4-13: Positionierung der Gasrails

4.9.3 Gasinjektoren

Wie bei den mechanischen Druckreglern wurden auch bei den Wasserstoffinjektoren Produkte der Firma AFS verwendet. In Abbildung 4-13 ist außerdem zu erkennen, dass es sich bei den verwendeten Injektoren um sogenannte „side-feed“ Injektoren handelt, sprich das Gas strömt seitlich in den Injektor ein, um ihn nach vorne wieder zu verlassen. Dadurch ist es möglich, große Querschnitte innerhalb kürzester Zeit zu schalten und eine hohe Durchflussrate zu erreichen. Auch die gegenüber „top-feed“ Injektoren geringere Bauhöhe erweist sich bei derart beengten Platzverhältnissen als vorteilhaft.

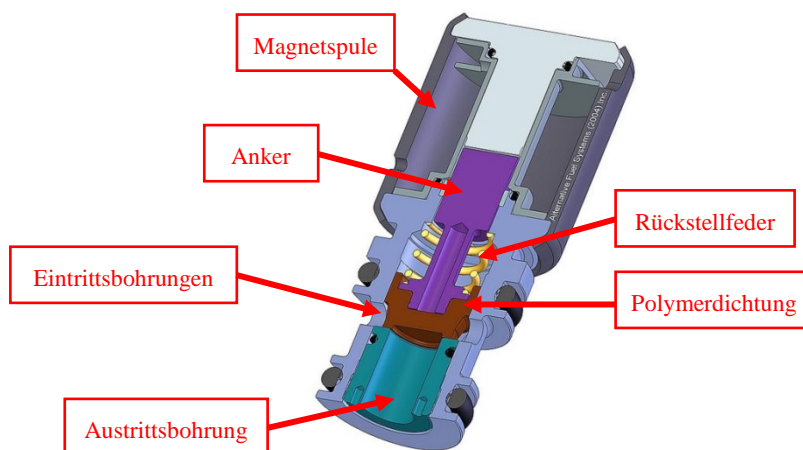


Abbildung 4-14: Schnittzeichnung Gasinjektor

Angesteuert werden diesen Injektoren mit „peak and hold“. Das bedeutet, es wird ein kurzer Spitzenstrom von fünf Ampere zum schnellen Öffnen des Injektors aufgeschaltet, der dann in weiterer Folge auf zwei Ampere abfällt und ausreicht, um den Injektor offen zu halten.

Die Herstellerspezifikationen dieser Injektoren sind in Tabelle 4-5 aufgelistet.

verwendbare Treibstoffe	CNG, LCNG, LPG, H2
Temperaturbereich	-40 °C bis 120 °C
Betriebsspannung	12 oder 24 V
Ansprechzeit	< 2 ms bei 8 A/2 A peak and hold Ansteuerung
O-Ring Material	Nitril-Kautschuk
elektrischer Widerstand	0,46 ± 0,02 Ohm
Bauhöhe gesamt	51 mm
Bauhöhe der Spule	27 mm
Durchmesser	24 mm
Gewicht	100 g
Anschlussstecker Type	Delphi Metri-Pack 150

Tabelle 4-5: Spezifikation der Gasinjektoren [6]

4.9.3.1 Vermessung der Gasinjektoren

Am HyCenta an der TU Graz wurden umfangreiche Vermessungen der Gasinjektoren durchgeführt. Dabei wurde ein Dauerlaufstest mit folgendem Messprofil durchgeführt:

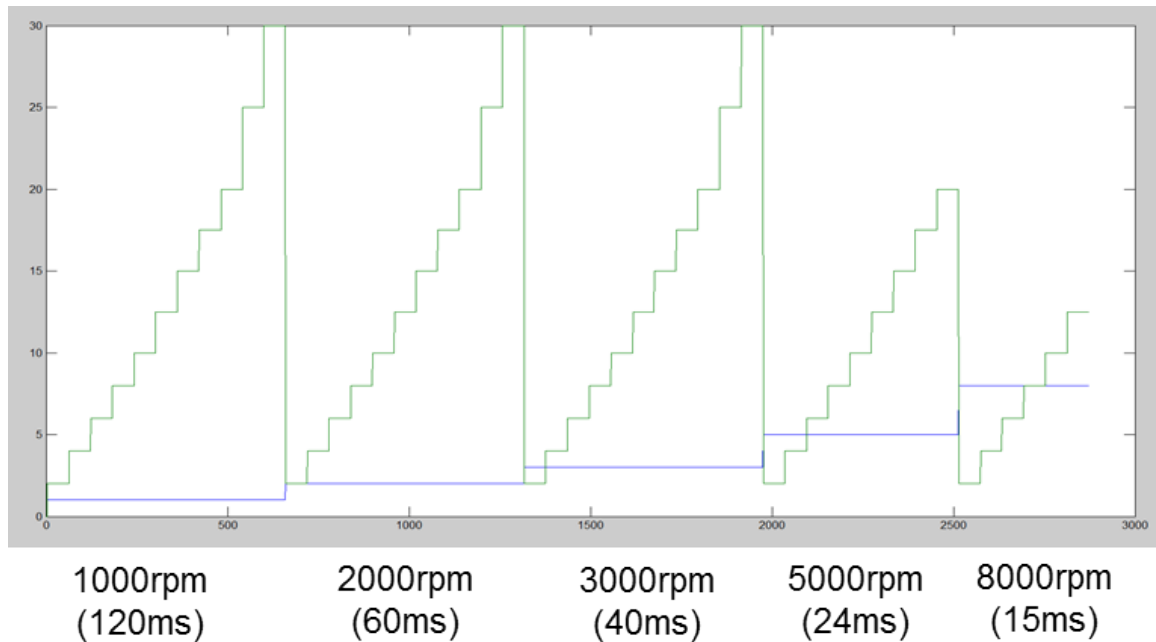


Abbildung 4-15: Messprogramm zur Vermessung der Gasinjektoren

In Abbildung 4-15 ist die Öffnungszeit über der Gesamtzeit aufgetragen, dabei wurden unterschiedliche Drehzahlen simuliert. Dieses Messprofil wurde anschließend im Dauerlauf abgefahren, bis an einem der vermessenen Injektoren eine Fehlfunktion auftrat. Ganz allgemein lassen sich die Fehlfunktionen an Injektoren folgendermaßen klassifizieren [15]:

- **Innere Leckage:** Tritt auf, wenn an den Injektoren trotz fehlender Ansteuerung ein Durchfluss messbar ist. Wird diese innere Leckage zu hoch, strömt unkontrolliert Wasserstoff in den Ansaugkrümmer und es kann sich ein zündfähiges Gemisch bilden, welches schließlich zu Fehlzündungen führen kann.
- **Äußere Leckage:** Wenn die Abdichtung der Injektoren nach Außen in die Umgebung fehlerhaft ist. Hier entweicht Wasserstoff in den Motorraum. Wird anschließend ein zündfähiges Gemisch erreicht, kann sich dieses an heißen Stellen (z.B. am Abgaskrümmer) entzünden.

Leckagen konnten weder im Rahmen des Langzeittests am HyCenta noch am Motorenprüfstand festgestellt werden. Jedoch wurden diverse andere Erkenntnisse über die verwendeten AFS Injektoren gewonnen. Zu deren Verdeutlichung sei auf folgenden Abbildungen hingewiesen.

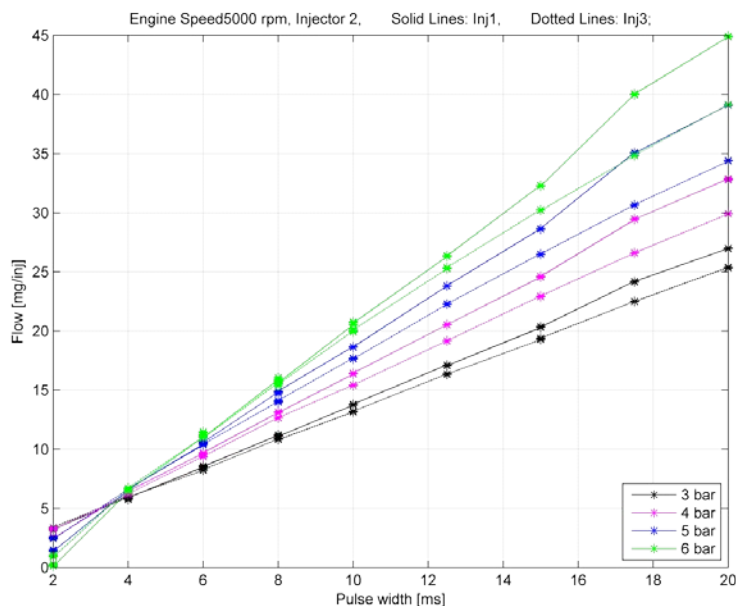


Abbildung 4-16: Vergleich zweier neuer Injektoren bei verschiedenen Drücken

Für den vorliegenden Motor positiv anzumerken sei hier die hohe Durchflussrate von 2 g/s. Als Beispiel für die Berechnung der Durchflussrate wurde hier ein Messpunkt auf der grünen Linie für 6 bar Druck herausgegriffen (vgl. Tabelle 4-6).

Druck [bar]	Öffnungszeit [ms]	Durchflussrate [mg/inj]	Durchflussrate [g/s]
6	10	20	2

Tabelle 4-6: Durchflussrate der Injektoren bei 6 bar Druck und 10 ms Öffnungsdauer

In obiger Abbildung lässt sich zusätzlich die relativ starke Streuung von ca. 10 % der Durchflussrate zwischen vermeintlich baugleichen Injektoren feststellen. Auch im eingebauten Zustand am Motorprüfstand konnte diese Tatsache beobachtet werden. Hier musste die Streuung der Injektoren durch eine gezielte zylinderselektive Korrektur der Einspritzmenge korrigiert werden. Diese bewegt sich in derselben Größenordnung wie die zuvor am Injektorenprüfstand ermittelten Werte.

Auch eine Veränderung des Öffnungsverhaltens über die Lebensdauer ist feststellbar, wie in Abbildung 4-17 und Abbildung 4-18 dargestellt.

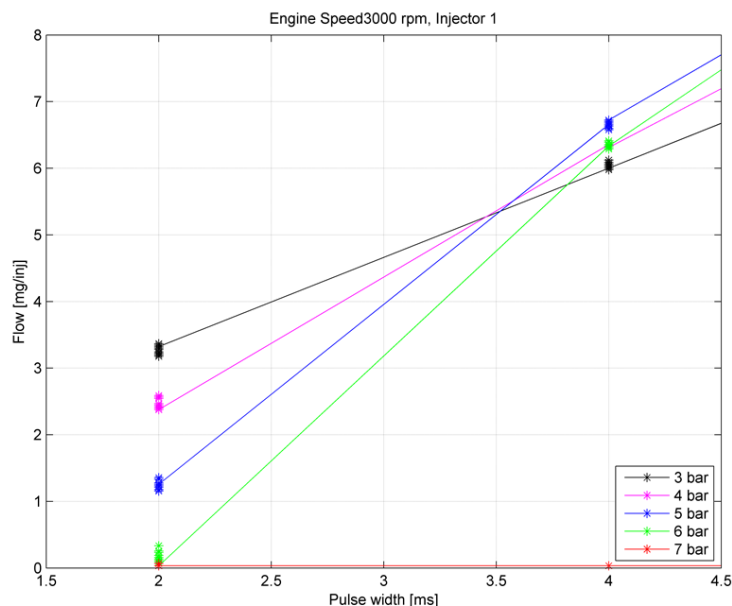


Abbildung 4-17: Öffnungsverhalten bei neuen Gasinjektoren

Werden die neuen Injektoren selbst bei kurzen Öffnungszeiten und Drücken bis 6 bar noch zuverlässig betätigt, so stellt sich das Öffnungsverhalten bei gebrauchten Injektoren ganz anders dar (Abbildung 4-18):

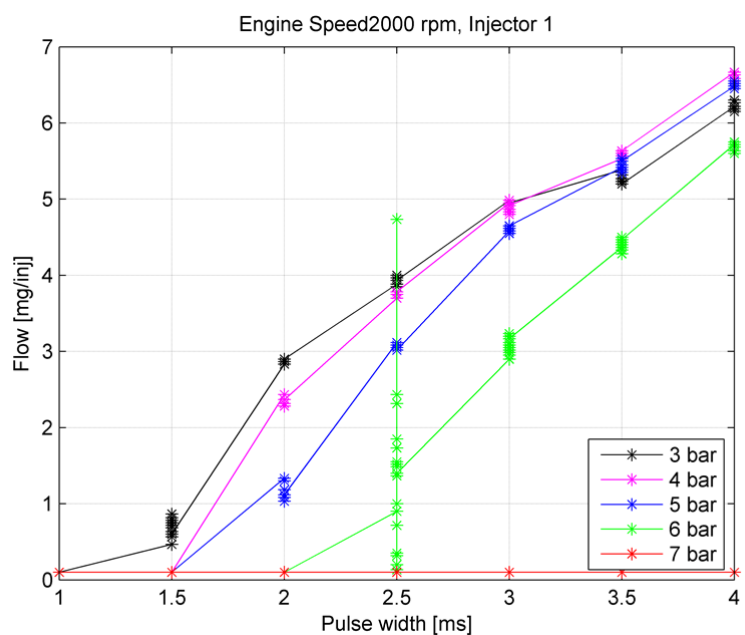


Abbildung 4-18: Öffnungsverhalten bei gebrauchten Injektoren

Die gemessenen Injektoren hatten bereits eine Laufzeit von 500 Minuten hinter sich gebracht und öffnen nun bei 6 bar nicht mehr zuverlässig. Auch die Tatsache, dass die Injektoren mit einer geringeren Stromstärke (5 A Peak/2 A Hold) betrieben werden als vom Hersteller spezifiziert (8 A Peak/2 A Hold), beeinflusst deren Öffnungsverhalten. Bei 7 bar Druck werden selbst die neuen Injektoren nicht mehr geöffnet. Dies wiederum entspricht den Vorgaben des Herstellers, welcher den Injektor bis 6 bar spezifiziert. Bei längeren Stehphasen

des Motors am Prüfstand trat zusätzlich jene Eigenart zutage, dass nach dem Start mehrere Injektoren selbst bei 5,5 bar Druck nicht mehr öffneten. Durch eine verlängerte Ansteuerdauer nahmen diese jedoch wieder die Arbeit auf.

4.10 Motorsteuergerät

Für die speziellen Anforderungen eines Langstreckenrennens an eine Motorsteuerung in Sachen Flexibilität und Datenlogging wurde ein Motorsport Steuergerät der Type Pectel MQ12 eingesetzt (Abbildung 4-19).



Abbildung 4-19: Motorsteuergerät Pectel MQ12 [16]

Dieses Steuergerät verfügt über alle benötigten Funktionalitäten, wie z.B.:

- Zylinderselektive Kraftstoffzumessung
- Ansteuerung der variablen Einlass- und Auslassnockenwelle
- Traktionskontrolle
- Drive by wire⁸
- Bis zu vier Kennfelder hinterlegbar

Auch die Funktionalität einer Klopfregelung wäre vorhanden. Der Versuchsträger verfügt über zwei Klopfensensoren pro Zylinderbank, um eine zylinderselektive Klopfregelung zu ermöglichen. Für den Einsatz im Rennbetrieb wurde jedoch darauf verzichtet. Zwischen den einzelnen Kennfeldern kann unter Last umgeschaltet werden. Dies geschieht im Fahrzeug über drei Drucktaster, wobei jeder Taster für einen Betriebsmodus steht.

Die Änderung des Motorsteuergerätes machte die Konfektionierung eines neuen Motorkabelbaums notwendig. Es wurden zwei Stück angefertigt – jeweils einer für Fahrzeug und Prüfstand.

Einzigste Einschränkung war die Anzahl an Injektor Ausgängen. Für die individuelle Ansteuerung eines jeden Injektors wären 24 Ausgänge nötig. Es sind aber derer nur 20, darum wurden die zwei jeweils gegenüberliegenden Benzininjektoren auf einen Ausgang geschaltet. Ein weiterer elementarer Unterschied zwischen den Betriebsmodi ist die Regelstrategie des

⁸ Ansteuerung der elektrisch betätigten Drosselklappe

Motors. Im Benzinmodus ist der Motor wie üblich Quantitätsgeregelt. Die Menge der angesaugten Luft wird durch eine Drosselklappe bestimmt. Durch die weiten Zündgrenzen des Wasserstoffs ist es nun möglich, auf eine Drosselung zu verzichten und den Motor qualitätsgeregelt zu betreiben. Lediglich bei niedrigen Lasten und Drehzahlen wird leicht ange-drosselt, um die Verbrennung zu stabilisieren(siehe Abbildung 4-20).

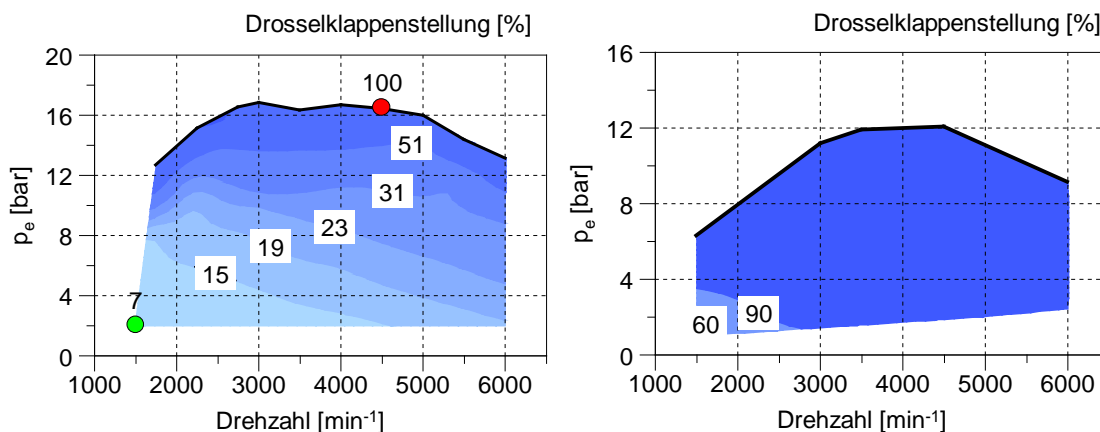


Abbildung 4-20: Regelstrategien in Benzin- (links) und Wasserstoffmodus (rechts)

4.10.1 Kalibrierprozess zur Bedatung des Steuergerätes

Nach der hardwareseitigen Modifikation des Versuchsträgers wurde das Motorsteuergerät mit einer Basisbedatung für alle Betriebsmodi bestückt. Dies geschah über eine permanente LAN-Verbindung mit einem der Prüfstandsrechner. Anschließend konnte mit dem Kalibrierprozess für den Benzinbetrieb begonnen werden (siehe Abbildung 4-21). Diese Herangehensweise wurde gewählt, um bei Fehlfunktionen der Wasserstoffversorgung oder irregulären Verbrennungen im Wasserstoffmodus umgehend wieder in den Benzinbetrieb umschalten zu können. Auch gestartet werden bivalente Gasfahrzeuge in der Regel mit Benzin.

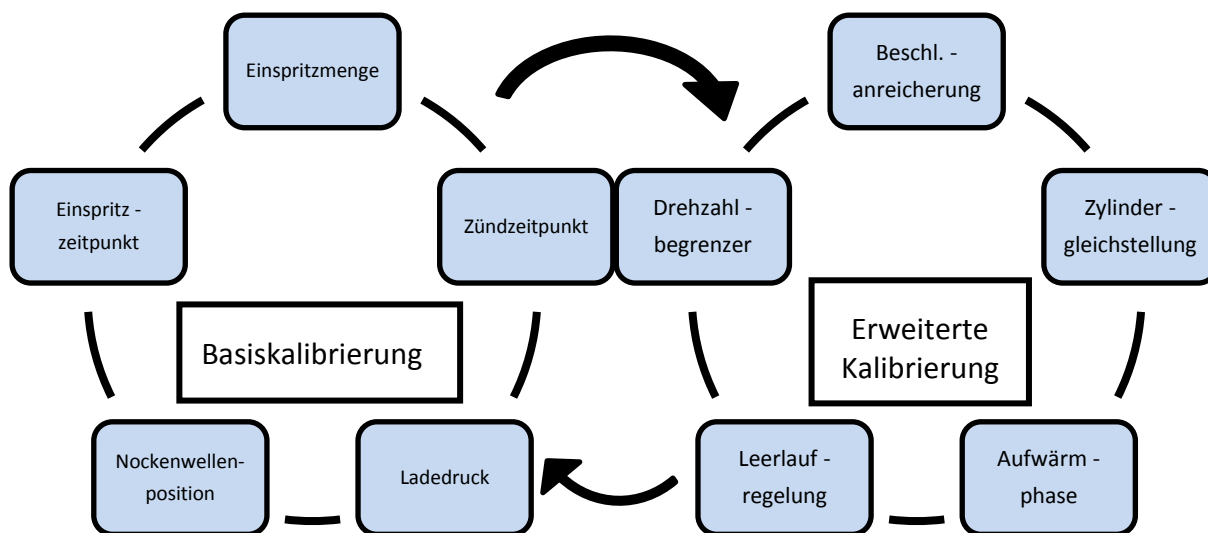


Abbildung 4-21: Kalibrierprozess des Motorsteuergerätes

Diese Methode stellt einen iterativen Prozess dar und benötigt mehrere Schleifendurchläufe, da bei Anpassung eines Parameters auch die anderen beeinflusst werden können.

Eine besondere Herausforderung war auch, die Beschleunigungsanreicherung zu kalibrieren. Hier konnte für alle Betriebsmodi nur eine Konfiguration im Steuergerät hinterlegt werden. Es war lediglich eine Bedatung in Abhängigkeit von Drehzahl und Gaspedalstellung vorgesehen. Wird im Benzinbetrieb aus dem Leerlauf heraus die Drosselklappe plötzlich geöffnet, kommt es aufgrund von Wandfilmbildung an den Saugrohren zu einer Abmagerung des Gemischs. Durch eine kurzzeitige Erhöhung der Einspritzmenge kann diesem Sachverhalt entgegengewirkt werden. Im Wasserstoffbetrieb gibt es jedoch keine Wandfilmbildung. Die Beschleunigungsanreicherung ist aber unabhängig vom gewählten Betriebsmodus noch immer mit den gleichen Parametern aktiv. Somit findet auch H₂-Modus eine Anfettung statt und es kommt zu Verbrennungsanomalien. Durch die Einstellung einer unterschiedlichen Leerlaufdrehzahl konnte diese Rückzündungsneigung eingedämmt werden. Diese war im Benzinbetrieb um ca. 300 min⁻¹ höher als in den anderen beiden Betriebsmodi. Die Leerlaufregelung selbst wird im Benzinbetrieb komplett durch die elektronische Drosselklappe realisiert. Ein Leerlaufregelventil ist somit nicht notwendig.

5 Messergebnisse

Im folgenden Kapitel sollen die Messergebnisse präsentiert werden. Im ersten Teil dieses Kapitels werden die Ergebnisse aus den Messungen am Strömungsprüfstand dokumentiert. Anschließend findet eine Bewertung der modifizierten Teile statt. Hierbei wird zur besseren Übersichtlichkeit grundsätzlich die Reihenfolge wie in Kapitel 4 eingehalten. Danach werden die Ergebnisse aus der finalen Bedatung und die daraus resultierenden Kennfelder dargestellt.

5.1 Messungen am Strömungsprüfstand

5.1.1 Ermittlung der Durchflussbeiwerte

Der Massenstrom für die Ermittlung der Durchflussbeiwerte wurde an einem sogenannten Blasprüfstand ermittelt (siehe Abbildung 5-1). Dazu wurde ein Zylinderkopf des Versuchsträgers mit Ein- und Auslassventilen bestückt. Zur leichten Betätigung durch die Aktuatoren wurden die Ventildfedern an der zu Öffnenden Seite weggelassen. Anschließend wurde der Zylinderkopf über einem Messzylinder, dessen Innendurchmesser genau dem Bohrungsdurchmesser entspricht, auf einem Beruhigungsvolumen aufgespannt. Während der gesamten Messreihe wurde Zylinder 2 der Bank A untersucht.

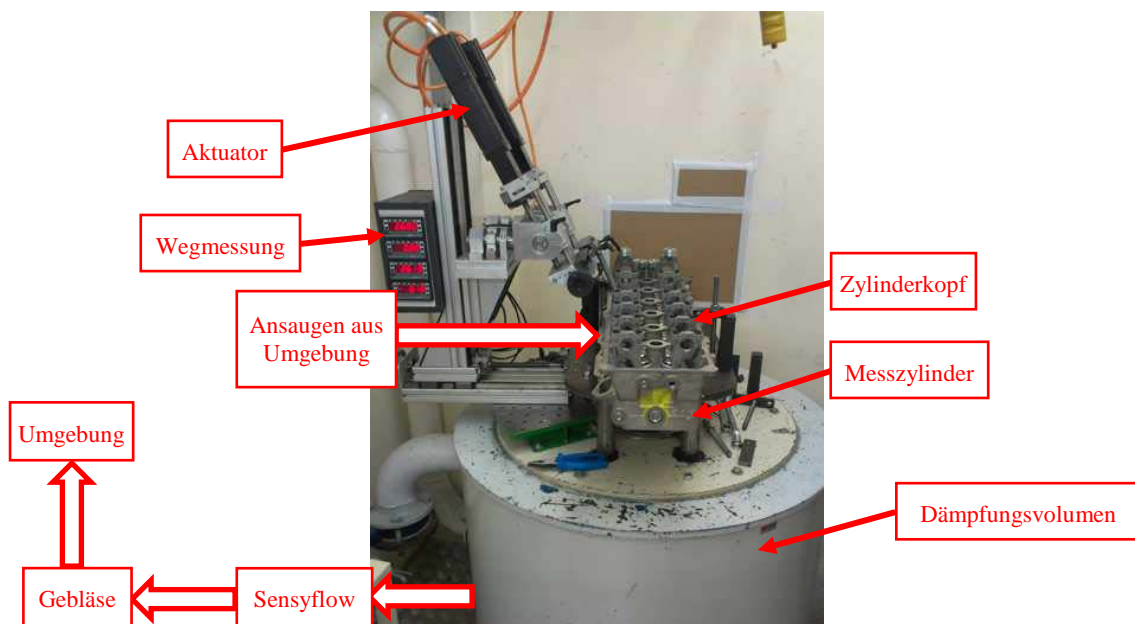


Abbildung 5-1: Messaufbau am Strömungsprüfstand

Für die Messung wurde das jeweilige Ventil in 0.5 mm Schritten geöffnet und eine Zeitspanne von 30 s abgewartet um eine entwickelte Strömung zu erreichen. Der Massenstrom wurde durch einen Thermischen Masse-Durchflussmesser der Type Sensyflow gemessen.

Folgende Abbildungen zeigen einen Überblick zu den gemessenen Durchflussbeiwerten in Abhängigkeit vom Ventilhub.

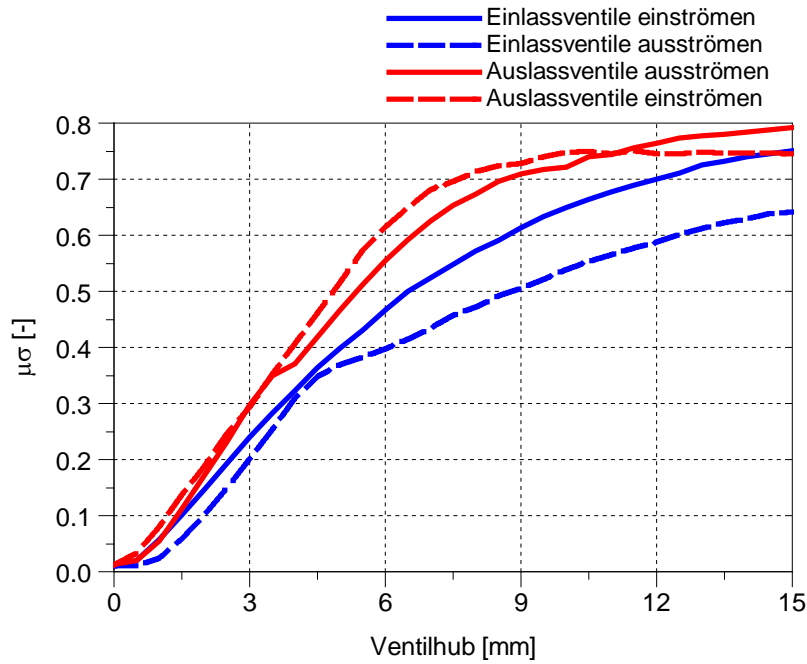


Abbildung 5-2: Durchflussbeiwerte für beide Strömungsrichtungen

In Abbildung 5-2 ist zu erkennen, dass sich für die unterschiedlichen Strömungsrichtungen an den Ventilen jeweils andere Durchflussbeiwerte einstellen. Die Hauptströmungsrichtung für das Einlassventil ist das Einströmen. Nun kann es jedoch insbesondere bei einem späten Einlassschluss des Ventils zu einem Rückströmen kommen. Der Durchflussbeiwert ist in diesem Fall aufgrund der geometrischen Gegebenheiten schlechter als beim Einströmen. An den Auslassventilen stellt sich dieser Sachverhalt ähnlich dar, wenn auch nicht so ausgeprägt.

In folgender Abbildung fällt auf, dass die Kanäle für einen hoch drehenden Saugmotor ausgelegt sind, somit bei kleinen Ventilhuben relativ schlechte Durchflussbeiwerte liefern. Dem wird in diesem Fall durch eine lange Öffnungsdauer der Ventile und großen Ventilhuben begegnet. (Abbildung 5-3).

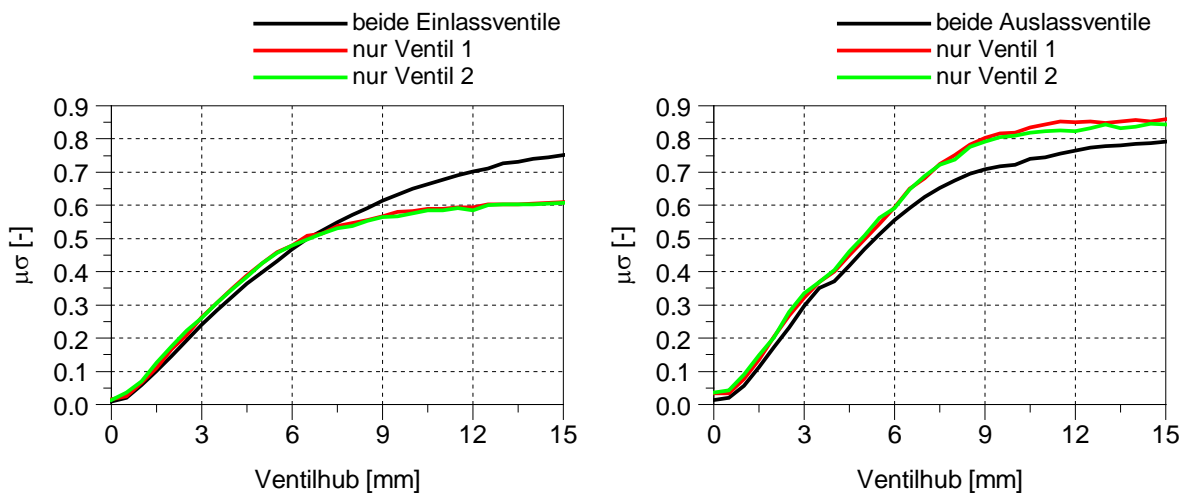


Abbildung 5-3: Durchflussbeiwerte bei separater Ventilbetätigung

5.1.2 Messung der Ladungsbewegung

Im nächsten Schritt wurden am Strömungsprüfstand Messungen zur Ermittlung der Drall- und Tumblezahl durchgeführt. Diese dimensionslosen Kennzahlen bezeichnen die Intensität der Ladungsbewegung. Beim Drall rotiert die Ladung um die Zylinderhochachse, mit Tumble ist die Rotation um die Achse normal darauf gemeint (siehe Abbildung 5-4).

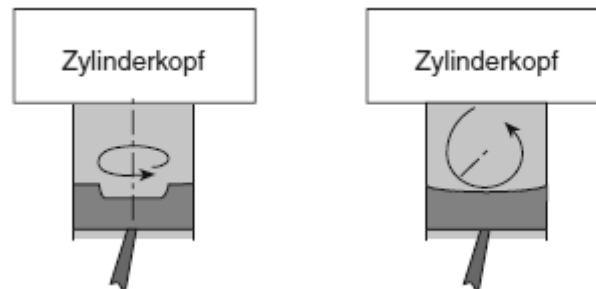


Abbildung 5-4: Darstellung von Drall (links) und Tumble (rechts) [17]

Diese Kennzahlen sind keine notwendigen Eingaben für das Boost Modell, aber zur vollständigen Bewertung der Ein-, und Auslasskanäle ist eine Ermittlung erforderlich.

Definiert sind Drallzahl Z_D und Tumblezahl Z_T folgendermaßen:

$$Z_{D,T} = \frac{\omega_{D,T}}{\omega_K} \quad (5-1)$$

Diese Kennzahlen geben das Verhältnis der Winkelgeschwindigkeit der Ladungsbewegung um die jeweilige Achse zur Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle an. [18]

Zur Ermittlung derer wurde der Messzylinder durch ein Momentenmessgerät nach Tippelmann ersetzt (siehe Abbildung 5-5). Diese Messeinrichtung enthält eine Messkugel im Inneren, welche mit vielen kleinen Bohrungen versehen ist, die zum Mittelpunkt der Kugel verlaufen. Eine auftretende Ladungsbewegung bewirkt somit eine Auslenkung der Kugel in die jeweilige Richtung. Die Kugel ist an einem Momentenaufnehmer montiert, welcher die Momente in allem drei Achsen zu Messen in der Lage ist. Somit können Drall- und Tumblezahl gleichzeitig ermittelt werden.

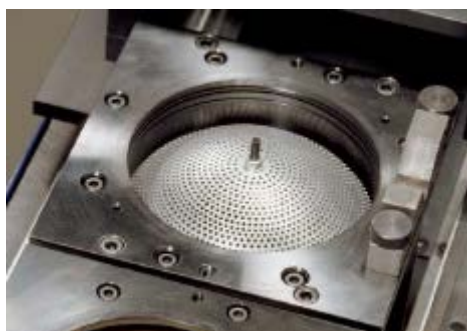


Abbildung 5-5: Momentenmessgerät nach Tippelmann [19]

Das Messprozedere ist vergleichbar mit dem zur Ermittlung der Durchflusskennwerte.

Jedoch wurden hier nur die Einlassventile in Hauptströmungsrichtung⁹ untersucht, da in diesem Falle eine gezielte Ladungsbewegung zur besseren Gemischbildung erwünscht ist. Abbildung 5-6 zeigt die Ergebnisse bei Betätigung beider Einlassventile gleichzeitig.

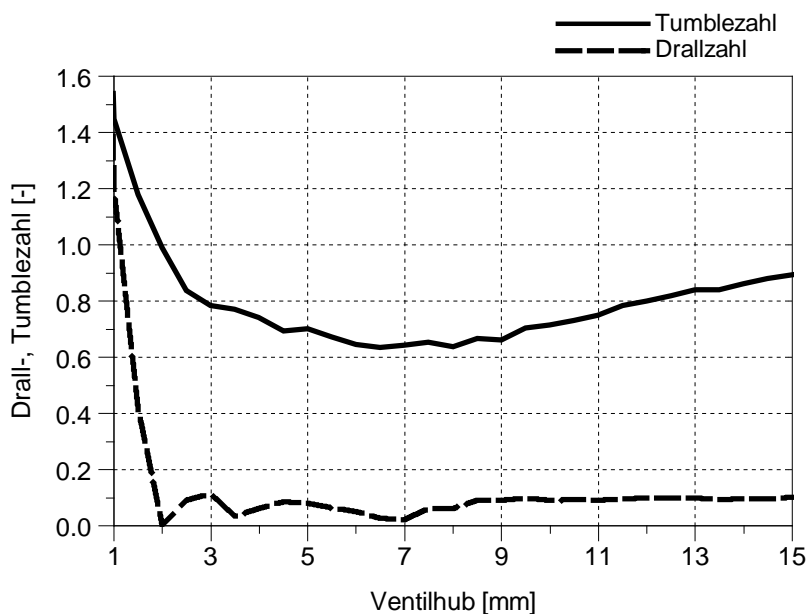


Abbildung 5-6: gemessene Drall-, und Tumblezahlen

Hier ist gut ersichtlich, dass das Niveau der Ladungsbewegung sehr niedrig ausfällt. Diese Auslegung wurde zugunsten der Erzielung einer maximalen Füllung gewählt. Ganz im Gegensatz dazu fällt die Ladungsbewegung weitaus höher aus, wenn jeweils nur ein Ventil betätigt wird (Abbildung 5-7).

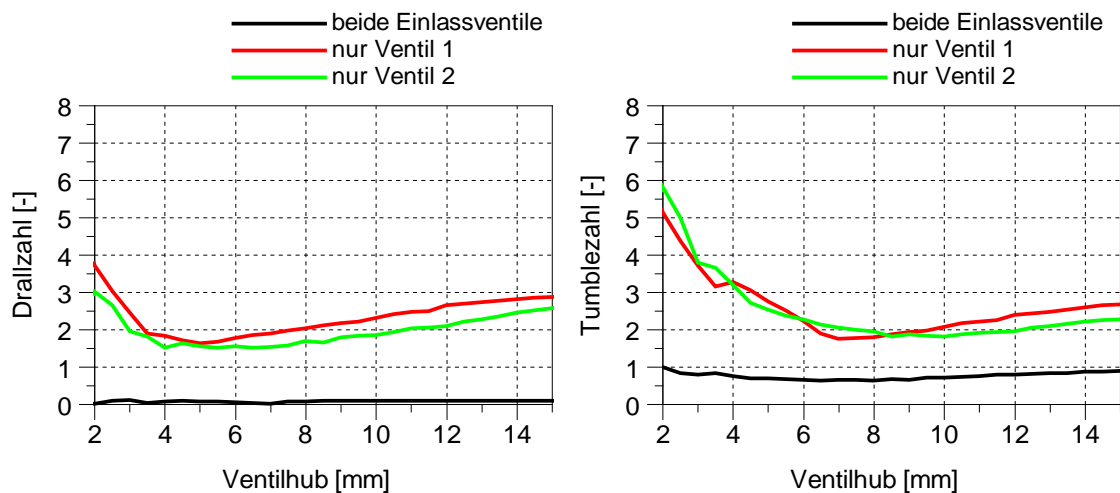


Abbildung 5-7: Ladungsbewegung bei separater Betätigung der Ventile

Hervorgerufen wird diese intensive Bewegung durch die entstehende Asymmetrie bei Öffnung von nur einem Ventil.

⁹ Einströmen

5.2 Turbolader

5.2.1 Verdichterkennfeld

Um Auskunft über den Betriebszustand des Turboladers zu bekommen, wurden die Fahrlinien der einzelnen Betriebsmodi im Verdichterkennfeld aufgenommen. Abbildung 5-8 stellt die am Prüfstand gemessenen Fahrlinien in V12-Konfiguration bei Volllast dar. Hier wird die korrekte Auslegung des Turboladers ersichtlich. Erkennbar dadurch, dass zu allen drei Begrenzungen des Kennfeldes ausreichend Abstand gelassen wurde. Die Begrenzungen dürfen bzw. können keinesfalls unter- bzw. überschritten werden und führen innerhalb kurzer Zeit zur Zerstörung des Turboladers. Diese lauten wie folgt:

- Pumpgrenze: Ein Unterschreiten dieser Linie führt zur Strömungsablösung an den Verdichterschaukeln. Bei einer Abnahme des Massenstrom kann das gewünschte Druckverhältnis nicht mehr erreicht werden. Der Massenstrom nimmt weiter ab und es kommt zu einem Rückströmen des Medium, womit das Druckverhältnis wieder abnimmt und die normale Förderung wieder beginnen kann. Diese Abfolge wiederholt sich in kurzen Intervallen, es kommt gut hörbar zu einem sog. „pumpen“
- Drehzahlgrenze: Die mechanische Überlastung des Verdichterrades durch auftretende Massenkräfte.
- Stopfgrenze: Hier erreichen die Strömungsgeschwindigkeiten im Verdichterrad die Schallgrenze. Dies ist durch ein lautes Pfeifen gut hörbar.

Ganz allgemein gilt es zusätzlich bei der Vermessung von Turboladerkennfeldern zu beachten, dass die am Prüfstand gemessenen Werte für den Massenstrom und die Laderdrehzahl keineswegs direkt übernommen werden dürfen. Vielmehr müssen diese auf den vom Hersteller angegebenen Zustand vor dem Verdichter bzw. nach der Turbine bezogen werden. Die Formeln dazu lauten wie folgt:

$$\dot{m}_c = \dot{m}_{\text{gem}} \sqrt{\frac{T_{10}}{298} \frac{p_{10}}{750}} \quad (5-2)$$

$$n_c = \frac{n_{\text{gem}}}{\sqrt{\frac{T_{10}}{298}}} \quad (5-3)$$

Dabei ist der gemessene Massenstrom in [kg/s], die Ansauglufttemperatur in [K] und Druck hinter dem Diffusor in [mbar] anzugeben.

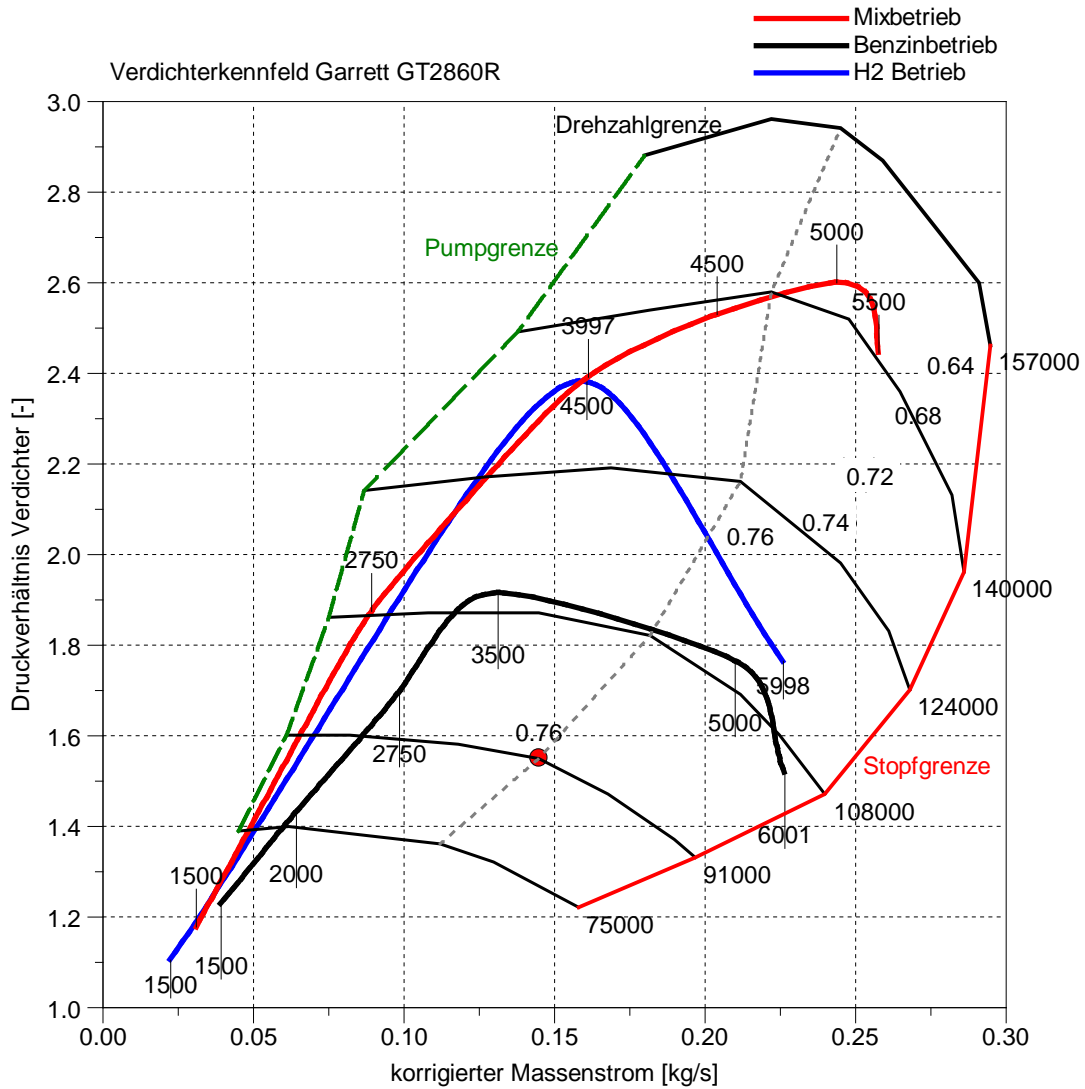


Abbildung 5-8: Vergleich Vollastlinien der einzelnen Betriebsmodi im Verdichterkennfeld

5.2.2 Abgasenthalpie

Abbildung 5-10 zeigt eine Gegenüberstellung der gemessenen Abgasenthalpien. Dadurch soll der große Unterschied der maximal erreichbaren Turbinenarbeit verdeutlicht werden, hauptsächlich verursacht durch die unterschiedlichen Abgastemperaturen. Im Wasserstoffbetrieb beispielsweise ist der Enthalpiestrom je nach Drehzahl ca. 50 Prozent niedriger als im Benzinbetrieb. Durch die Beimengung von ca. 50 Prozent Benzin (energetischer Anteil) im Mixbetrieb kann die Differenz halbiert werden. Aber auch der kleinere Abgasmassenstrom im H2-Betrieb hat Auswirkungen auf die Abgasenthalpie. Der Grund dafür ist die viel niedrigere Dichte von Wasserstoff (siehe Abbildung 5-9).

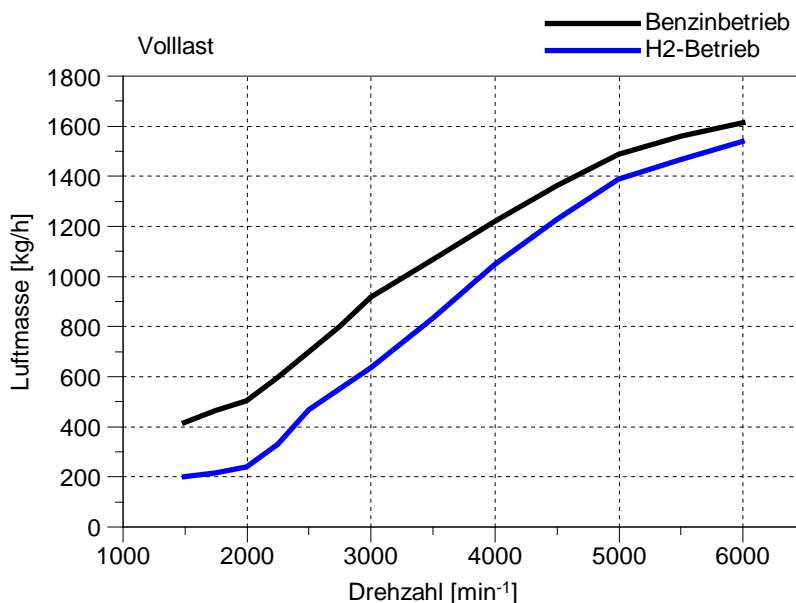


Abbildung 5-9: gemessene angesaugte Luftmassen

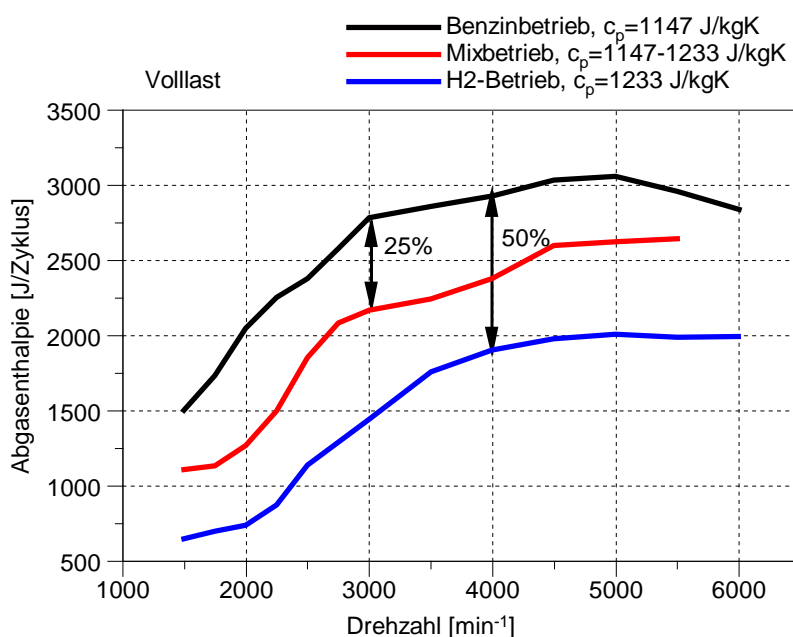


Abbildung 5-10: gemessene Abgasenthalpien

5.3 Abgaskrümmer

In Abbildung 5-11 wird der Einfluss der getesteten Krümmervarianten ersichtlich. Hier stellt der Umbau auf die neuen Abgaskrümmer mit externen Wastegate grundsätzlich eine Verbesserung dar. In beiden Betriebsmodi findet eine Senkung des Abgasgedrucks von bis zu 0,5 bar statt. Demgegenüber sinkt der erreichte Ladedruck im H2-Betrieb speziell im mittleren Drehzahlbereich stark ab.

Eine mögliche Ursache könnte die unterschiedliche Ausführung am Turbineneinlauf sein. Bei der Version ohne externem Wastegate treffen die einzelnen Abgasrohre in einem viel spitzerem Winkel und beinahe symmetrisch aufeinander (siehe Abbildung 4-2). Auch die Schweißnähte und Rohrstöße sind weitaus sauberer gefertigt.

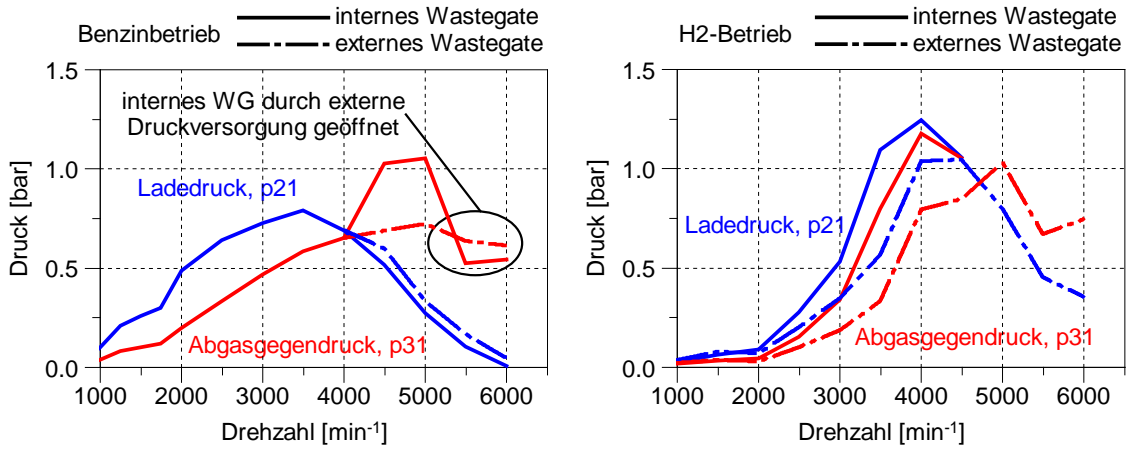


Abbildung 5-11: Vergleich Ladedruck und Abgasgegendruck der Krümmervarianten in den einzelnen Betriebsmodi

5.4 Restriktoren

Wie bereits im vorigen Kapitel gezeigt, wurden am Versuchsträger drei verschiedene Restriktoren mit unterschiedlichen Durchmessern installiert und getestet. Bei Erreichen des maximalen Durchflusses sank das Druckverhältnis über den Restriktor stark ab und es konnte keine Erhöhung des Massenstromes mehr erzielt werden. Zur Ermittlung des Druckverhältnisses wurden jeweils der Umgebungsdruck im Prüfstand und der Druck direkt nach dem Restriktor herangezogen.

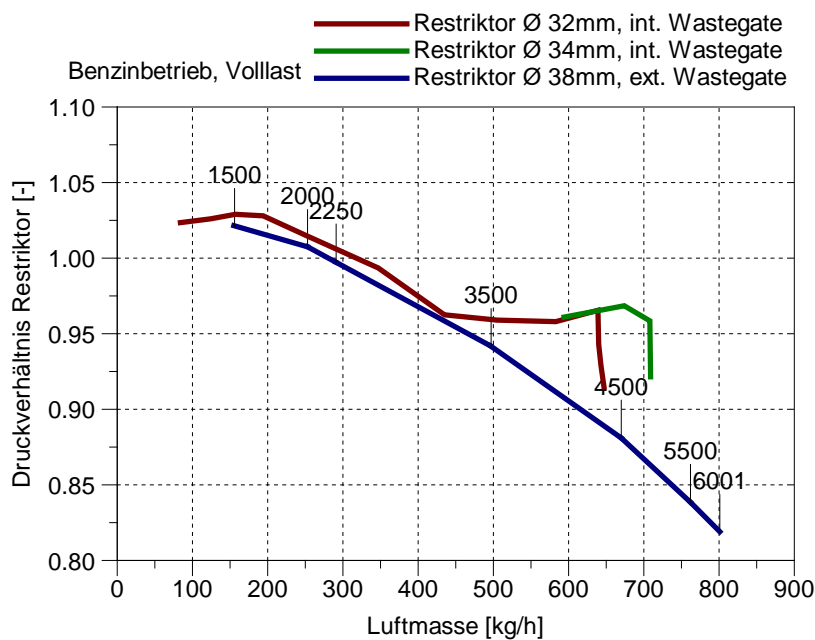


Abbildung 5-12: gemessene Luftmassenströme der Restriktorvarianten

In Abbildung 5-12 gut zu erkennen als Knick in der eingezeichneten Kurve. Der Leistungszenit in der jeweiligen Konfiguration war somit erreicht. In der Variante mit 38 mm Durchmesser wurde dieser Wert nicht erreicht, somit muss das leistungsbegrenzende Element an anderer Stelle gesucht werden. Aufgebaut wurde der größte Restriktor erst an der Vollmotorkonfiguration mit 12 Zylindern.

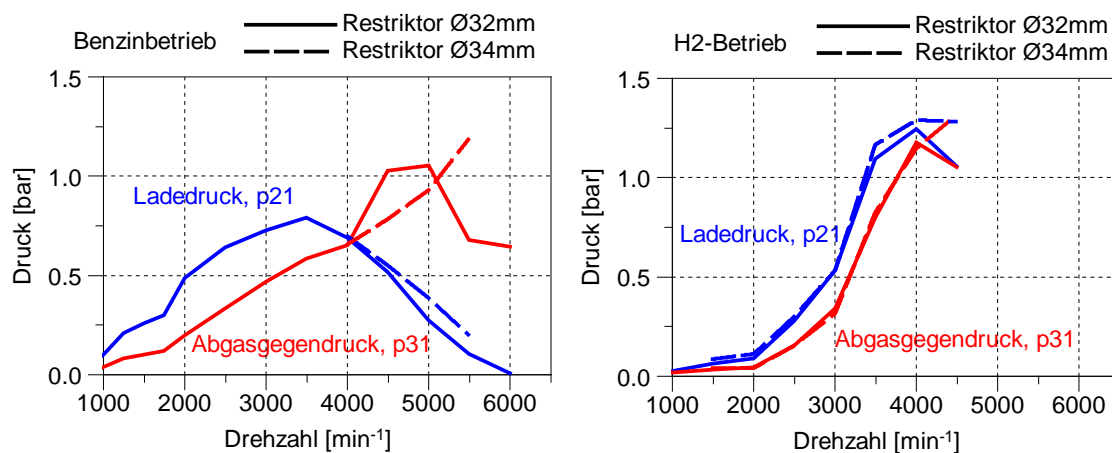


Abbildung 5-13: Vergleich Ladedruck und Abgasgegendruck der Restriktorvarianten in den einzelnen Betriebsmodi

Obige Abbildung verdeutlicht diesen Sachverhalt zusätzlich. Durch den höheren maximalen Luftdurchsatz wird bei höheren Drehzahlen der erreichbare Ladedruck erhöht und der Abgasgegendruck gesenkt. Außerdem zu erkennen, dass in dieser Konfiguration wegen starken Rückzündungen noch kein stabiler Lauf im oberen Drehzahlbereich im H2-Betrieb möglich war. Erst durch den Einsatz des externen Wastegates konnte der Abgasgegendruck soweit gesenkt werden, um einen korrekten Lauf zu ermöglichen. Der Vergleich mit dem größten Restriktor würde hier keinen Sinn machen, weil der Motor inzwischen auf V12-Konfiguration umgebaut wurde und die Bedatung des Steuergeräts geändert wurde.

5.5 Verbrennungsanomalien

Neben der normalen Verbrennung, wo die Zündung durch einen Funken der Zündkerze eingeleitet wird und die Flammenfront von dort aus kontinuierlich durch den Brennraum läuft, gibt es auch irreguläre Verbrennungen. [9] Dazu zählen Glühzündungen und Klopfen. Bei der Glühzündung erfolgt eine vorzeitige Verbrennungseinleitung neben der Zündkerze auch noch durch sog. „Hot-Spots“. Dabei handelt es sich um heiße Bauteile, Ölrückstände oder Restgas im Brennraum.

Im Falle einer klopfenden Verbrennung kommt es zu einer plötzlichen Selbstentzündung des Gemisches in der Verdichtungsendphase. Dies stellte im Benzinbetrieb keine große Herausforderung dar, das Klopfen konnte durch eine Verstellung der Zündung in Richtung spät behoben werden. Dadurch wird zwar von einer Wirkungsgradoptimalen Verbrennung abgerückt, ist jedoch eine notwendige Maßnahme zum Bauteilschutz des Motors. Im H2-Betrieb ist die Beseitigung der Klopfproblematik jedoch nicht so einfach, hier kommt es zu Wechselwirkung mit anderen Arten von Verbrennungsanomalien. Diese werden in den folgenden zwei Unterkapiteln erläutert.

5.5.1 Frühzündungen

Bei Durchführung von Messungen im Benzinbetrieb kam es schlagartig zu immer wiederkehrenden Frühzündungen, ohne einen Parameter in der Motorsteuerung oder an der Konfiguration des Versuchsträgers geändert zu haben. Zur Veranschaulichung sei auf Abbildung 5-14 hingewiesen.

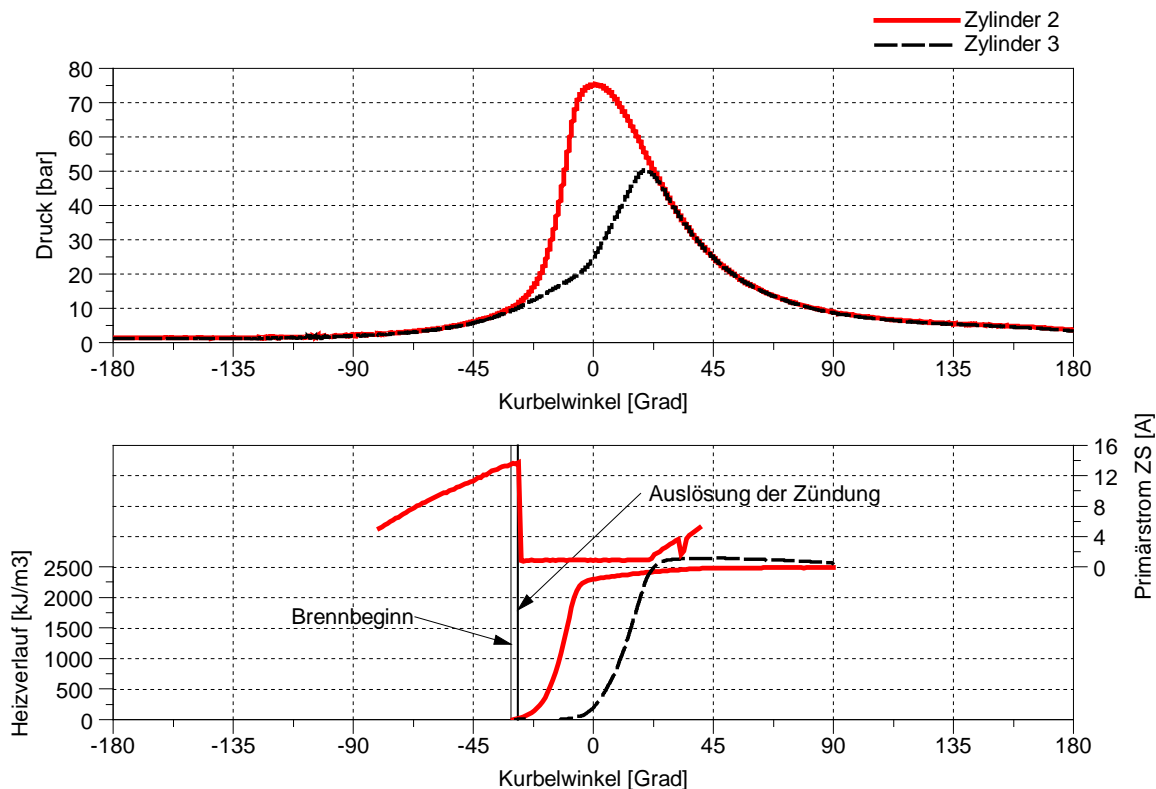


Abbildung 5-14: Frühzündungen bei 3000 min^{-1} im Benzinbetrieb, Teillast

Die Verbrennung fand um ca. 30° Kurbelwinkel zu früh statt, ein Großteil des Gemisches war bereits vor dem oberen Totpunkt verbrannt. Der Brennbeginn fand vor Auslösung der Zündung statt. Dabei waren alle Zylinder von diesen stochastisch auftretenden Frühzündungen betroffen.

Schließlich konnte die Zündspule als Verursacher dieses Problems identifiziert werden. Die Ladezeit der Zündspule wurde im Motorsteuergerät zu hoch eingestellt. Dadurch kam es zur Sättigung der Spule und es wurde eine zu hohe Energie in der Zündspule gespeichert. Infolge dessen wurde die Zündkerze zu „heiß“ und die Verbrennung vor dem eigentlich erwünschten Zeitpunkt ausgelöst (Abbildung 5-15).

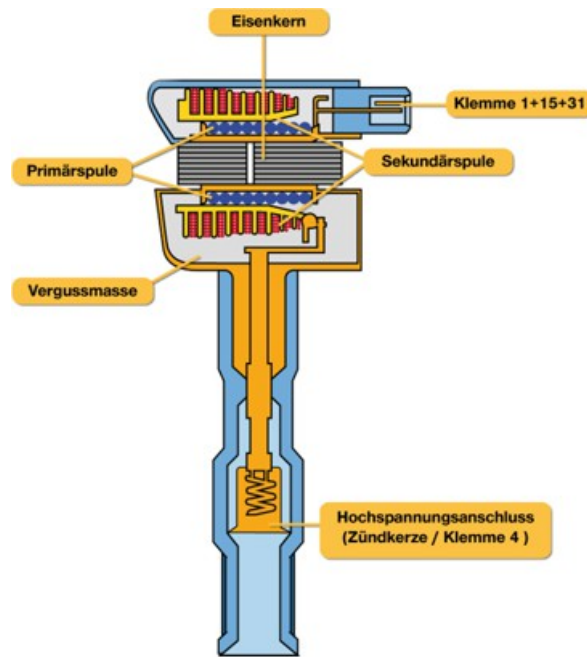


Abbildung 5-15: Querschnitt durch eine Stabzündspule [20]

Eine Verringerung dieser Ladezeit konnte zuverlässig Abhilfe verschaffen und behob die Symptomatik dauerhaft.

5.5.2 Rückzündungen

Jene Art von irregulärer Verbrennung stellte in diesem Projekt die größte Herausforderung im Wasserstoffbetrieb dar. Speziell bei höheren Drehzahlen über 3000 min^{-1} und Vollast. Bei niedrigeren Drehzahlen traten selbst bei stöchiometrischem Gemisch Rückzündungen nur äußerst selten auf. Gerade wegen den weiten Zündgrenzen und der niedrigen minimalen Zündenergie von Wasserstoff sind diese schwierig zu kontrollieren. Bei einer Rückzündung kommt es zur verfrühten Entzündung des Gemisches im Brennraum, worauf sich die Flammenfront bei geöffneten Einlassventilen auch in den Ansaugtrakt ausbreitet. Wie bei Frühzündungen können auch hier die sogenannten „Hot-Spots“ als Verursacher genannt werden. Aber auch der Gehalt an heißen Restgasen spielt eine große Rolle bei der Auslösung von Rückzündungen. Der Restgasanteil konnte durch die Verstellung von Ein- und Auslassnockenwelle wirksam gesteuert werden.

Wie bereits in vorangegangenen Projekten wurden während der Applikation folgende Parameter verändert, um die Rückzündungstendenz zu beeinflussen [21]:

- Magerbetrieb – ein mageres Gemisch benötigt mehr Zündenergie
- Verstellung der Zündung nach Früh – eine frühere Verbrennung reduziert die Abgastemperatur und somit die Restgastemperatur. Nur in Bereichen möglich, wo ausreichend Abstand zur Klopfgrenze besteht.
- Einblasezeitpunkt – hier wurde ein möglichst optimaler Einspritzzeitpunkt in Abhängigkeit von Drehzahl und Lastzustand gewählt
- Steuerzeiten – wie bereits erwähnt wurden Verstellbereiche der Nockenwellen voll ausgenutzt um das Restgasverhalten bzw. die Spülung zu beeinflussen. Auch hier fand eine Drehzahl- und Lastabhängige Parametrierung statt.

5.6 Kennfeldvermessung Benzinbetrieb

Wie bereits erwähnt wurde zuerst eine Kalibration im Benzinbetrieb durchgeführt. Dazu sollen in diesem Kapitel die Ergebnisse dargestellt und diskutiert werden. In Abbildung 5-16 ist der endgültige Leistungs- und Drehmomentverlauf für den Benzinbetrieb dargestellt.

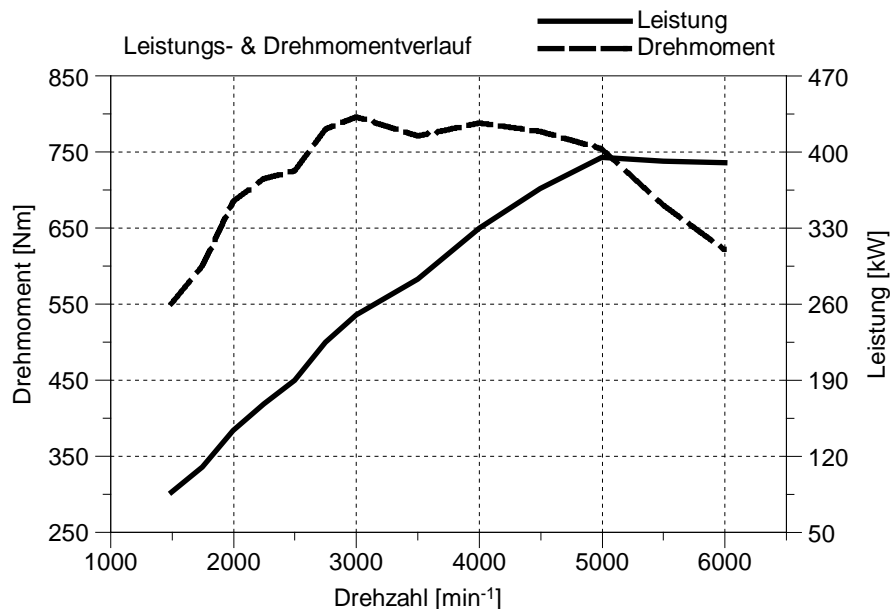


Abbildung 5-16: Leistungs- und Drehmomentverlauf im Benzinbetrieb

Speziell im unteren Drehzahlbereich macht sich die kleine Abgasturbine des Turboladers positiv bemerkbar. Bei 2000 min^{-1} kann bereits ein Drehmoment von 700 Nm erzielt werden. Auch der über einen weiten Bereich von $2500 - 5000 \text{ min}^{-1}$ annähernd konstante Verlauf des maximalen Drehmoments wirkt sich positiv auf die Fahrbarkeit aus. Als maximales Drehmoment wurden rund 800 Nm erreicht, allerdings wäre noch Potential zur Erhöhung von Ladedruck und Drehmoment vorhanden (vgl. Abbildung 5-8). Die Leistung von 400 kW konnte nur durch Erhöhung des Restriktordurchmessers auf 38 mm erzielt werden. Bei den Restriktorvarianten mit 32 bzw. 34 mm Durchmesser wurde dieser Wert nicht erreicht. Die Erhöhung des Durchmessers auf 34 bzw. 38 mm durfte allerdings erst nach Rücksprache mit dem Rennveranstalter durchgeführt werden.

Obige Leistungsdaten konnten durch eine Aufladung von $0,7 \text{ bar}$ maximal erzielt werden. Dadurch bleibt auch der Abgasgegendruck auf einem niedrigen Niveau von maximal $0,62 \text{ bar}$. Bis ca. 4500 min^{-1} kann ein positives Spülgefälle erzielt werden.

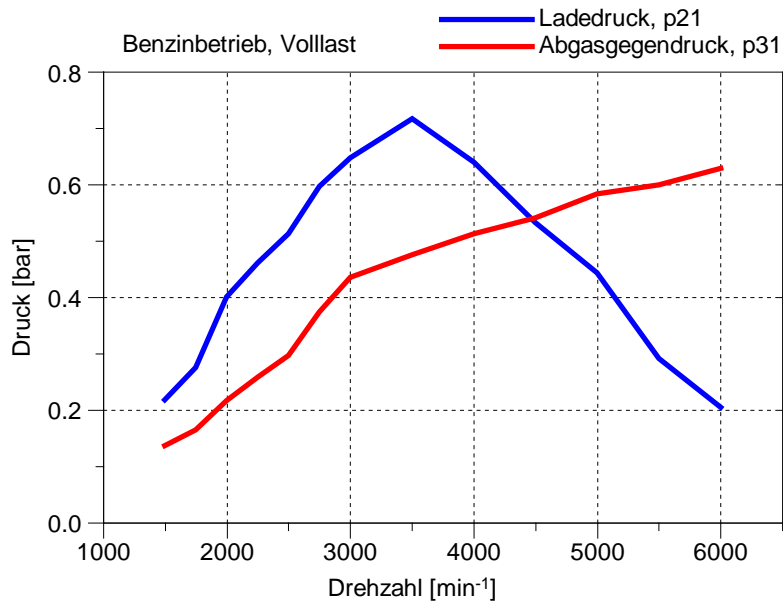


Abbildung 5-17: Ladedruck und Abgasgegendruck im Benzinbetrieb

In Abbildung 5-18 ist der spezifische Kraftstoffverbrauch dargestellt. Dieser lässt sich durch die Messung des zugeführten Benzinmassenstrom und der abgeführten Leistung wie folgt ermitteln [9]:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e * H_U} \tag{5-4}$$

Der spezifische Heizwert von Benzin kann Tabelle 1-1 entnommen werden. Der spezifische Kraftstoffverbrauch und der effektive Wirkungsgrad verhalten sich umgekehrt proportional.

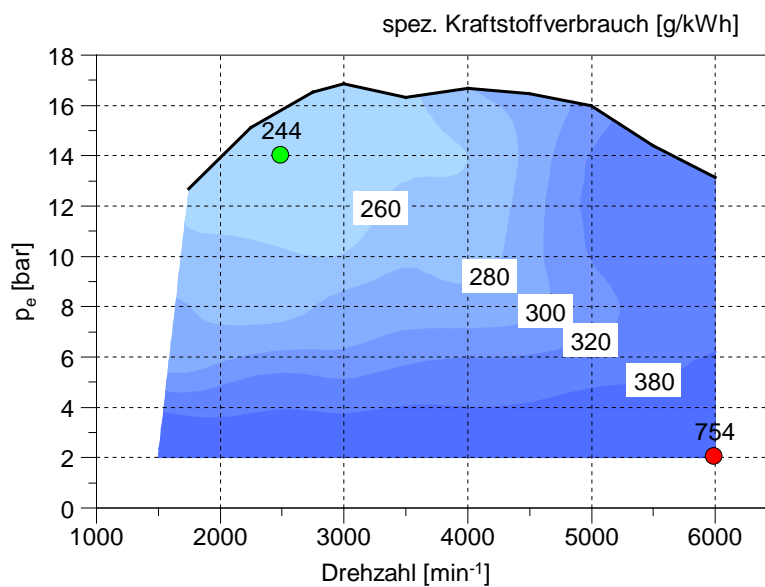


Abbildung 5-18: spezifischer Kraftstoffverbrauch

Für einen Motor dieser Ausprägung mit hohem Reibmitteldruck ist ein minimaler spezifischer Kraftstoffverbrauch von 244 g/kWh sicherlich ein geringer Wert. Um die Effizienz dieses Triebwerks nun aufgrund der unterschiedlichen spezifischen Heizwerte zwischen den einzelnen Betriebsmodi vergleichen zu können, wird die Darstellung des effektiven Wirkungsgrades gewählt.

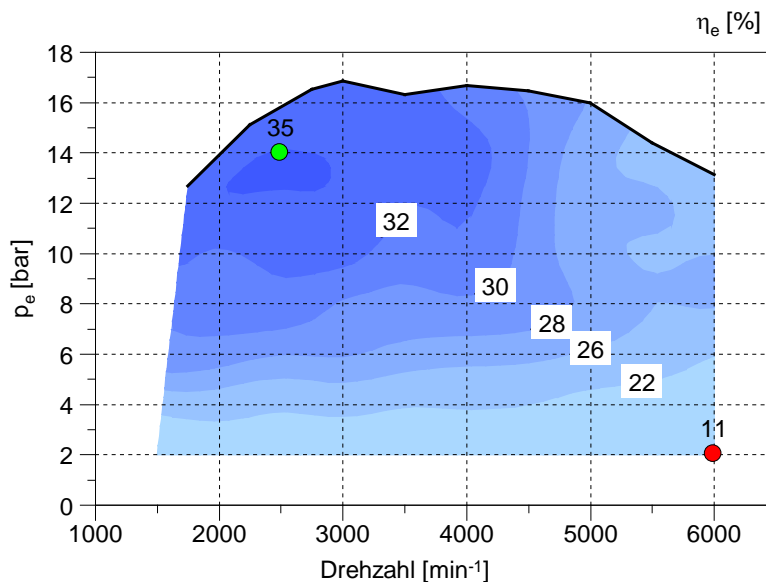


Abbildung 5-19: Wirkungsgrad im Benzinbetrieb

Folgende Abbildung des Lambda-Kennfeldes manifestiert die Tatsache, dass bei der Applikation des Benzinmodus nicht der spezifische Treibstoffverbrauch oder die Einhaltung von Abgasnormen im Vordergrund standen. Lediglich die Anfettung des Gemisches zu hohen Drehzahlen und Lasten stellt eine bei Turbomotoren notwendige Maßnahme dar, um die Abgastemperaturen zu begrenzen und die Abgasturbine zu schützen.

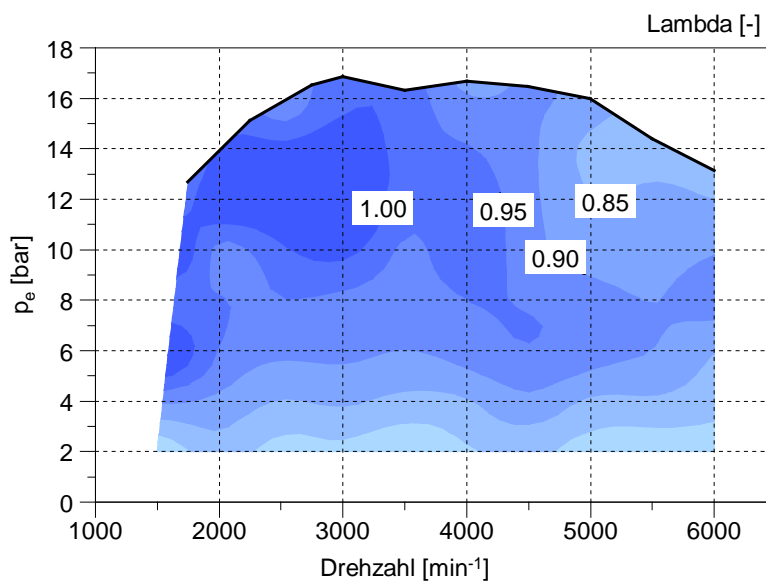


Abbildung 5-20: Lambda im Benzinbetrieb

Durch die geringe Anfettung steigt jedoch die Abgastemperatur stark an. Diesen erschwerten Bedingungen wird durch den Einsatz von hochwertigen Werkstoffen an Turbinengehäuse und Turbinenrad begegnet. Das Turbinengehäuse ist aus einer sog. „Ni-Resist“ Legierung gefertigt, einem austenitischen Gusseisen, welches sich durch hohe Warmfestigkeit auszeichnet. Das Turbinenrad besteht wie die Auslassventile aus gegossenem Inconel.

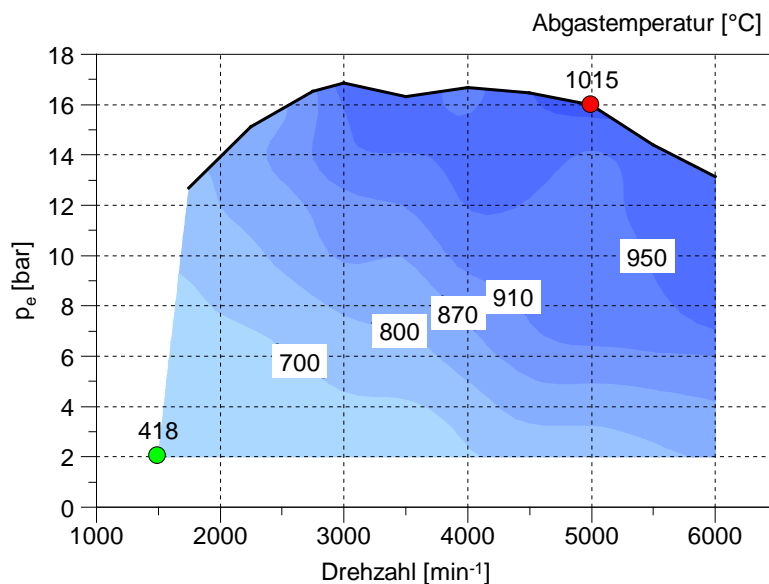


Abbildung 5-21: Abgastemperatur T31

Es wurde versucht, den wirkungsgradoptimalen Umsatzpunkt von ca. sechs bis acht Grad Kurbelwinkel nach OT über einen möglichst weiten Bereich beizubehalten. Bei hohen Lasten musste jedoch davon abgerückt werden, um eine klopfende Verbrennung zu verhindern (siehe Abbildung 5-23).

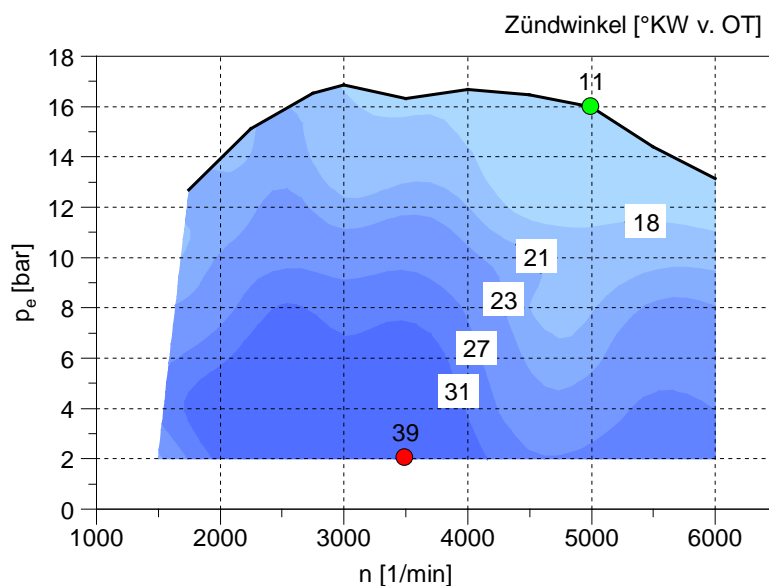


Abbildung 5-22: Zündwinkel im Benzinbetrieb

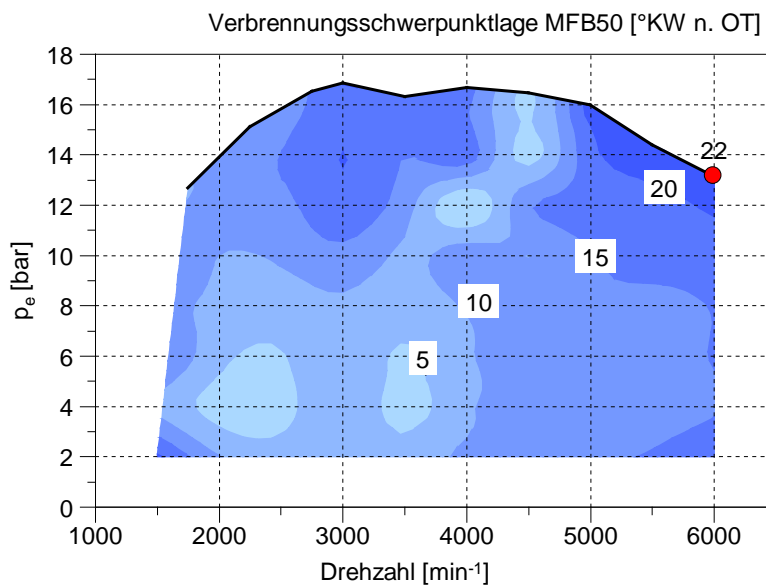


Abbildung 5-23: Verbrennungsschwerpunktlage im Benzinbetrieb

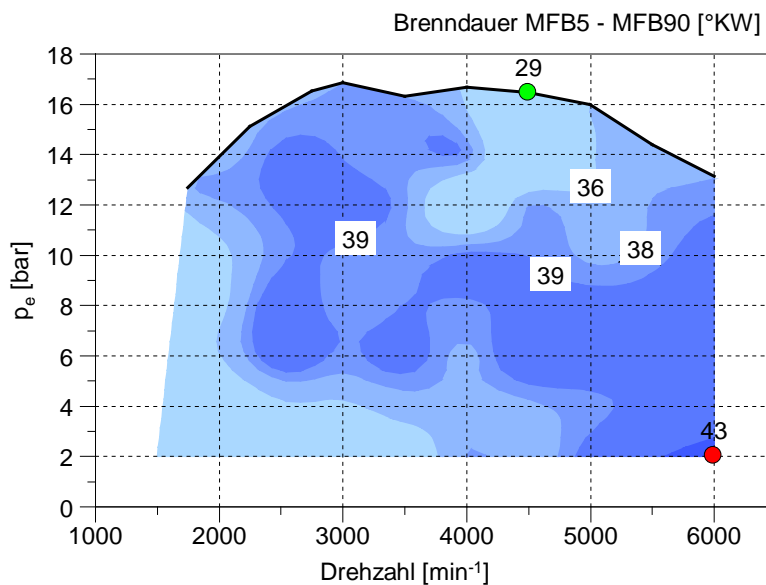


Abbildung 5-24: Brenndauer im Benzinbetrieb

In folgenden Abbildungen sind die Rohemissionen im Abgas dargestellt. Vergleicht man diese Kennfelder untereinander, so fällt auf, dass die NO_x Emissionen ausgehend von Lambda=1 mit sinkendem Lambda fallen, die HC und CO Emissionen jedoch steigen.

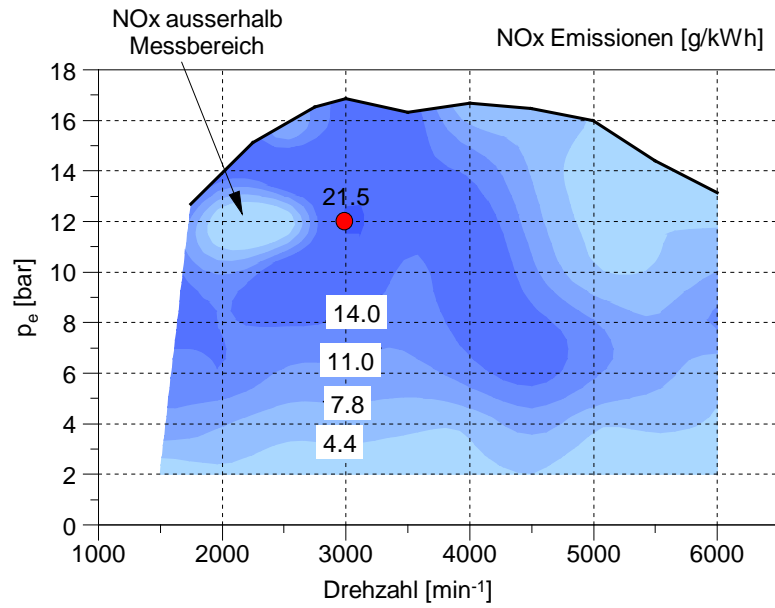


Abbildung 5-25: NO_x-Emissionen im Benzinbetrieb

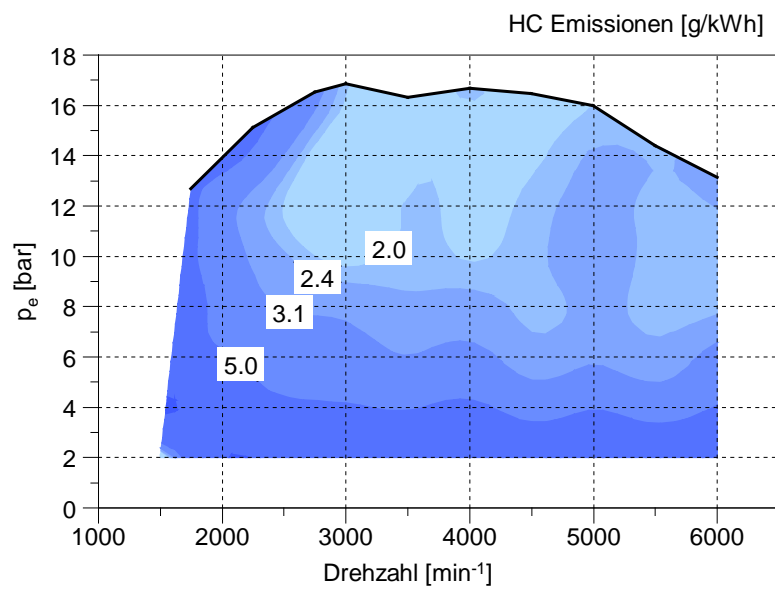


Abbildung 5-26: HC-Emissionen im Benzinbetrieb

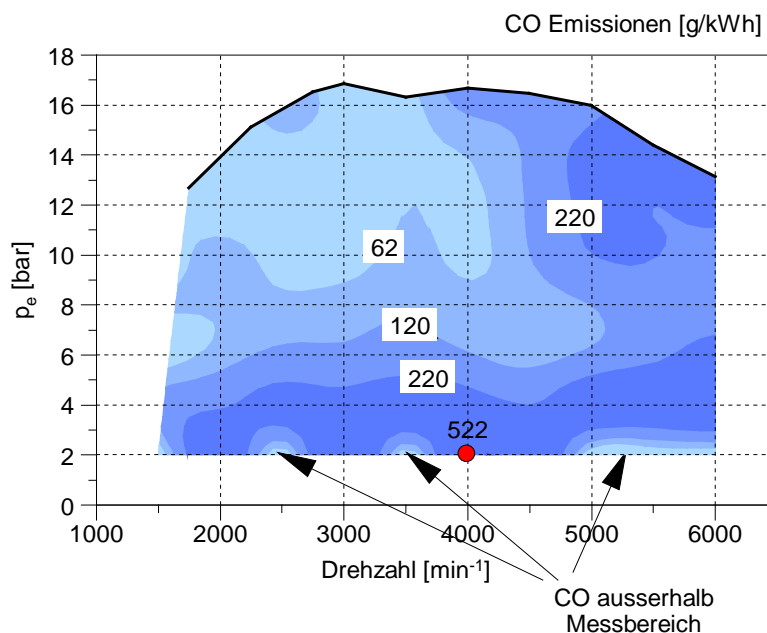


Abbildung 5-27: CO Emissionen im Benzinbetrieb

Die Temperatur im Luftsammler konnte über einen weiten Kennfeldbereich annähernd konstant gehalten werden. Lediglich bei sehr hohen Drehzahlen war die Ladeluftkonditionierung nicht mehr in der Lage, derart hohe Wärmemengen abzuführen.

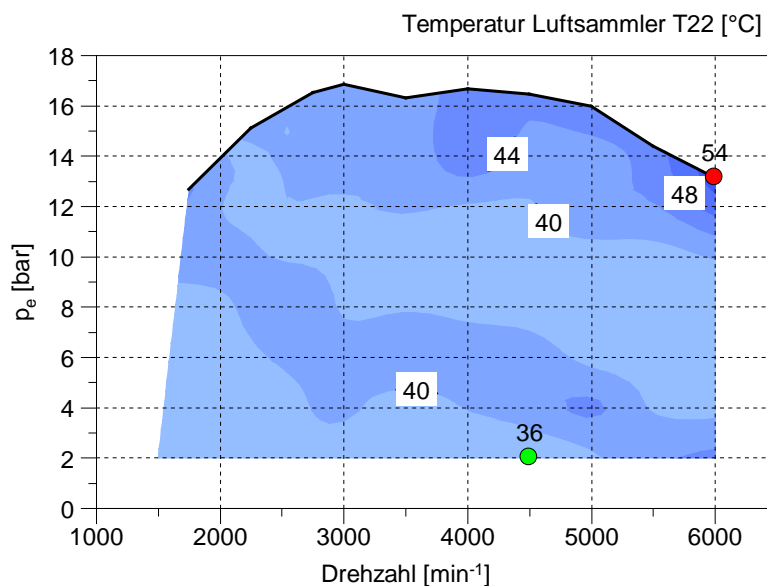


Abbildung 5-28: Temperatur Luftsammler im Benzinbetrieb

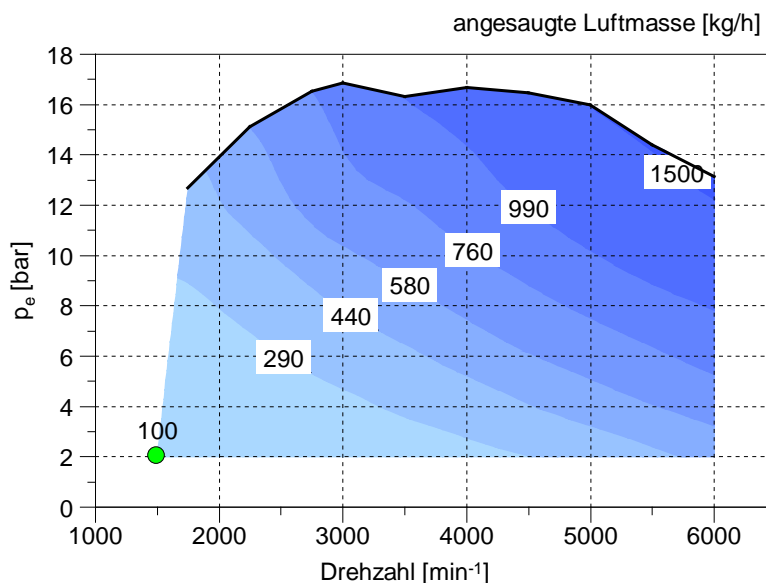


Abbildung 5-29: angesaugte Luftmasse im Benzinbetrieb

In Abbildung 5-30 ist die Spreizung der Kühlwassertemperatur dargestellt. Durch den geringen Volumenstrom der elektrischen Kühlwasserpumpe musste wie bereits erwähnt bei hohen Drehzahlen die Vorlauftemperatur seitens der Kühlwasserkonditionierung reduziert werden um ein Überhitzen des Motors zu vermeiden.

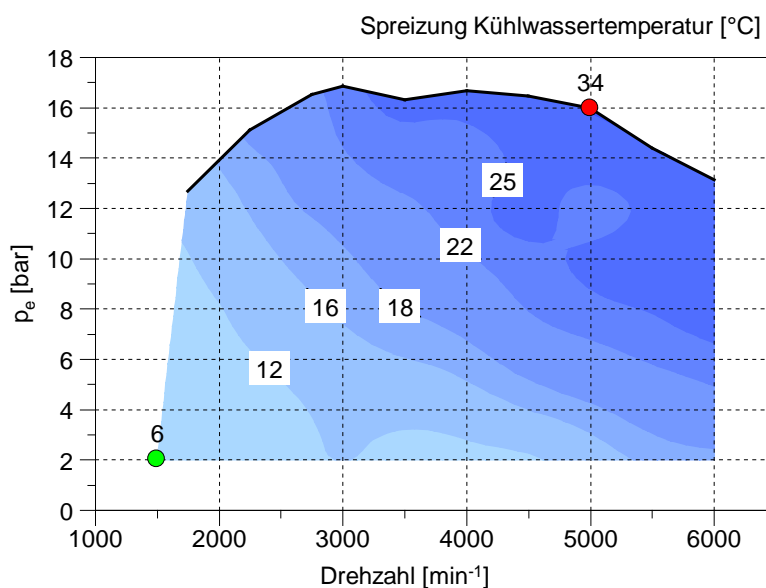


Abbildung 5-30: Spreizung der Kühlwassertemperatur im Benzinbetrieb

5.7 Kennfeldvermessung H2-Betrieb

Wie im Benzinbetrieb kann das Drehmoment über einen gewissen Bereich konstant gehalten werden, jedoch liegt das maximale Drehmoment erst später an und ist bei weitem niedriger als im Benzinbetrieb (550 Nm bei 3000 min^{-1}). Hauptgrund für das erst spät anliegende Drehmoment ist die geringere Abgasenthalpie. Aufgrund von Verbrennungsanomalien stellten die erreichten 280 kW Nennleistung im H2-Betrieb das Maximum dar.

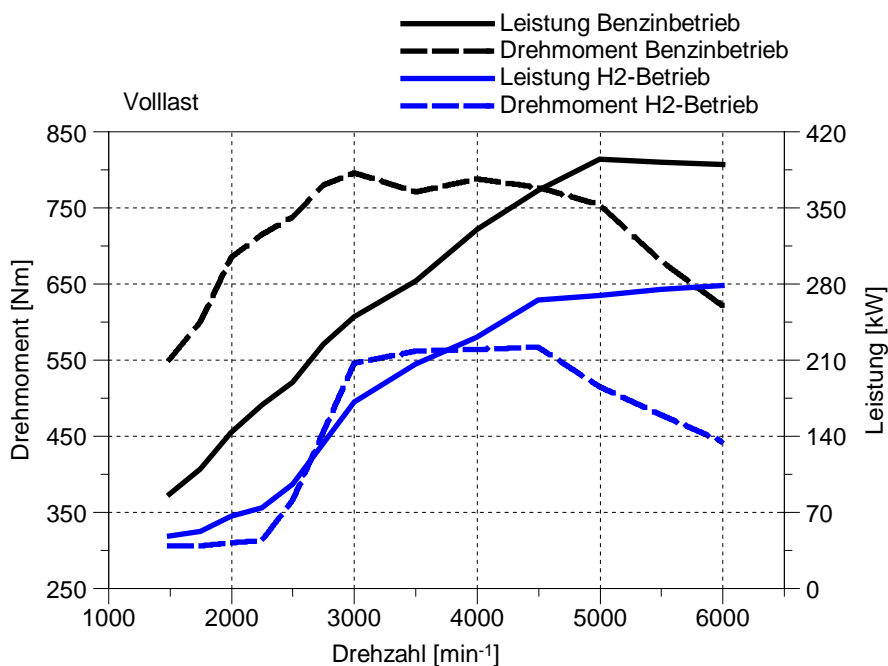


Abbildung 5-31: Leistungs- und Drehmomentverlauf im H2-Betrieb

Auch im H2-Betrieb konnte bis 4500 U/min eine positive Ladungswechselarbeit erzielt werden. Vergleicht man die Verläufe von den Ladedrücken im Benzin- und H2-Betrieb, so wird man feststellen, dass im Benzinbetrieb bereits viel früher Ladedruckaufgebaut wird. Bei 3000 min^{-1} beispielsweise liegen im Benzinbetrieb $0,65 \text{ bar}$ Ladedruck an, während im H2-Betrieb nur $0,55 \text{ bar}$ anliegen. Und das, obwohl im Benzinbetrieb bei dieser Drehzahl schon wieder ein Teil der Abgasenthalpie durch das Wastegateventil ungenutzt an der Abgasturbine vorbeigeleitet wird.

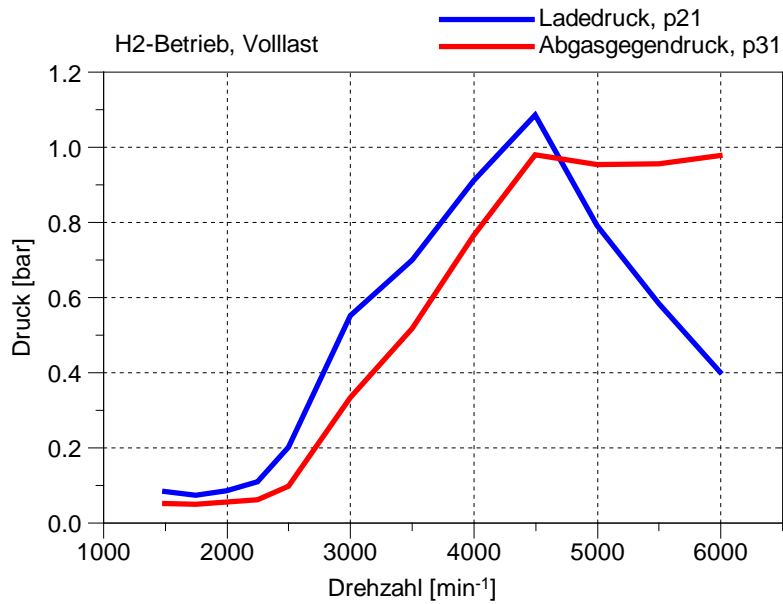


Abbildung 5-32: Ladedruck und Abgasgegendruck im H2-Betrieb

Durch den qualitätsgeregelten Betrieb sind speziell im Teillastbereich gegenüber dem Benzinbetrieb deutliche Verbesserungen im effektiven Wirkungsgrad möglich (siehe Abbildung 5-33). Aber auch bei höheren Lasten, wo in beiden Modi ein drosselfreier Betrieb gefahren wird, ist Wasserstoff als Brennstoff im Vorteil. Dieser verbrennt bei gleichem Luftverhältnis sechsmal schneller als Benzin und ermöglicht somit eine wirkungsgradgünstigere Verbrennung.

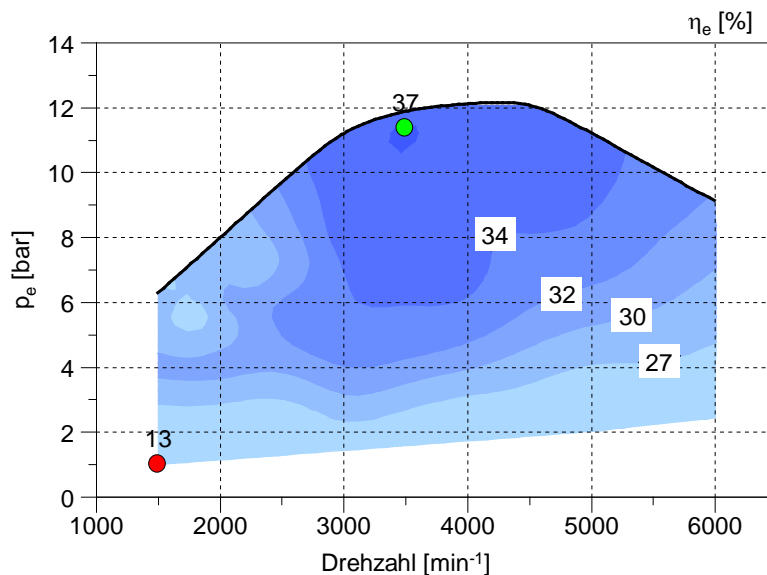


Abbildung 5-33: Wirkungsgrad im H2-Betrieb

Auch im Lambdakennfeld wird die Möglichkeit der Qualitätsregelung im H2-Betrieb unterstrichen. Nutzbar wird dies, wie bereits erwähnt, durch die weiten Zündgrenzen von Wasserstoff. Bis über 3000 min⁻¹ war es zudem möglich, den Motor an der Volllast mit einem stöchiometrischen Luftverhältnis zu betreiben, was im H2-Betrieb keine Selbstverständlichkeit darstellt. Dadurch konnte die Abgastemperatur etwas erhöht und somit

die fehlende Abgasenthalpie etwas ausgeglichen werden. Die Reduzierung des Lambda-Wertes auf unter eins ist jedoch rationell nicht zu begründen und auf die unzureichende Applikation zurückzuführen (im Bild rot markiert). Dieser Betriebspunkt macht sich auch als Insel mit geringerem Wirkungsgrad im zugehörigen Kennfeld bemerkbar.

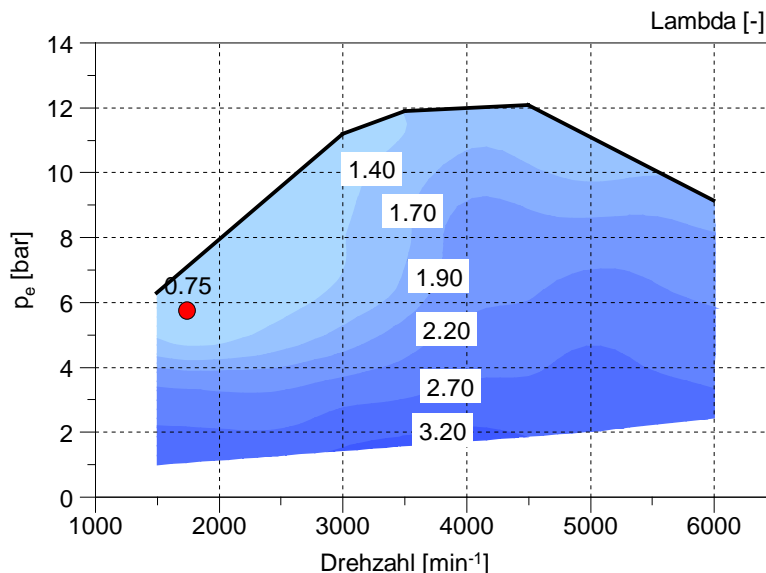


Abbildung 5-34: Lambda im H2-Betrieb

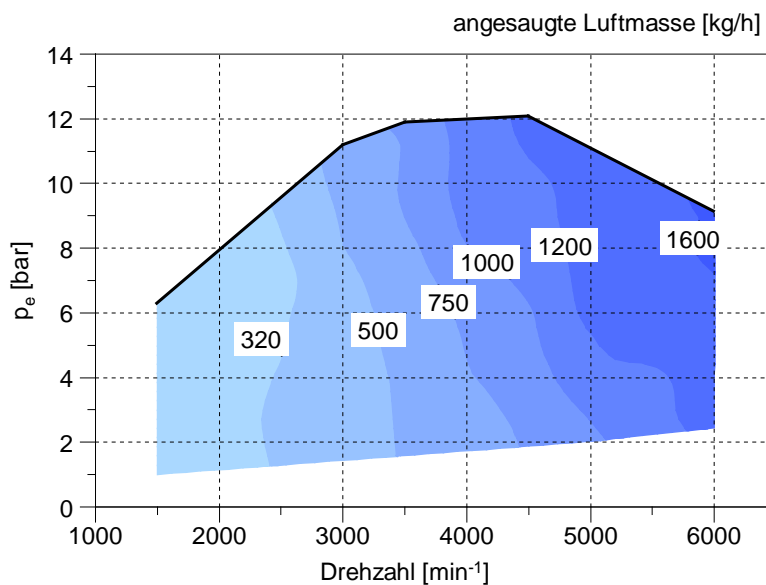


Abbildung 5-35: Angesaugte Luftmasse im H2-Betrieb

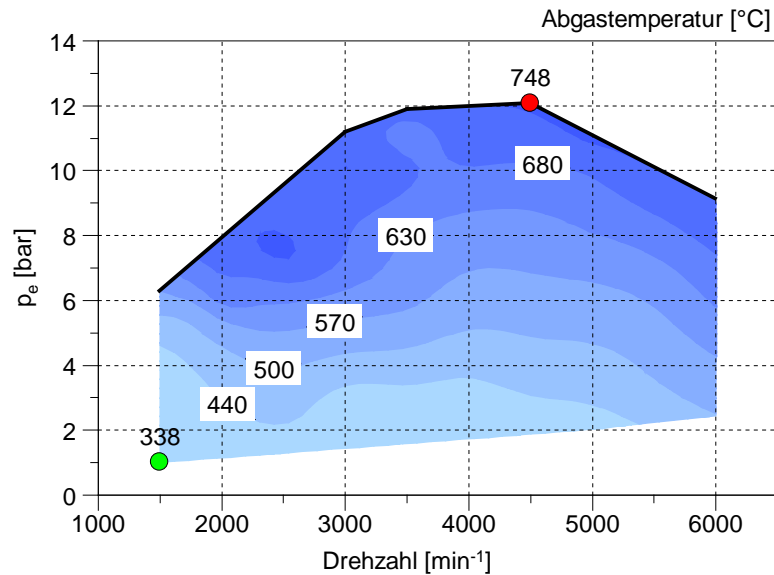


Abbildung 5-36: Abgastemperatur im H2-Betrieb

Generell sind die Abgastemperaturen um ca. 200 °C niedriger als im Benzinbetrieb. Gerade diese Tatsache würde bei monovalenter¹⁰ Auslegung auf Wasserstoffbetrieb den Einsatz eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie reizvoll erscheinen lassen. Dadurch würden sich gerade im unteren Drehzahlbereich enorme Verbesserungen im Drehmomentangebot erzielen lassen. Bis auf wenige Sonderanwendungen wird diese Technologie aufgrund der hohen Abgastemperaturen jedoch bei Benzinmotoren nicht eingesetzt und bleibt Dieselmotoren vorbehalten. Aber auch ein ottomotorischer Saugbetrieb in Kombination mit Turboaufladung im H2-Betrieb erscheint denkbar. Allerdings wären hier die erreichbaren Wirkungsgrade im Benzinbetrieb durch die notwendige Verdichtungsreduzierung im H2-Betrieb geringer.

Folgende Abbildungen zeigen die extrem hohe Brenngeschwindigkeit von Wasserstoff bei einem Luftverhältnis um eins. In diesem Bereich ist auch praktisch kein Zündverzug vorhanden. Die Zündung ist durchwegs später eingestellt als im Benzinbetrieb, während die Schwerpunktlage der Verbrennung annähernd gleich bleibt.

¹⁰ Die Optimierung des Motors auf nur einem Brennstoff

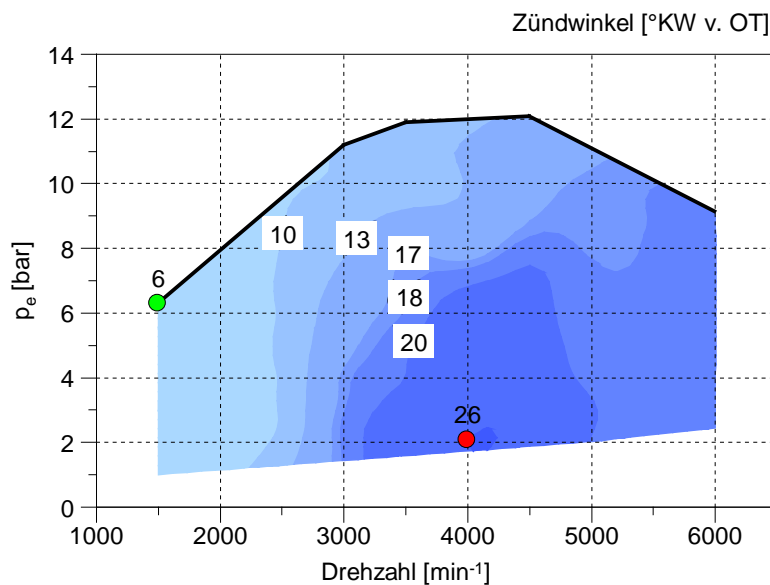


Abbildung 5-37: Zündwinkel im H2-Betrieb

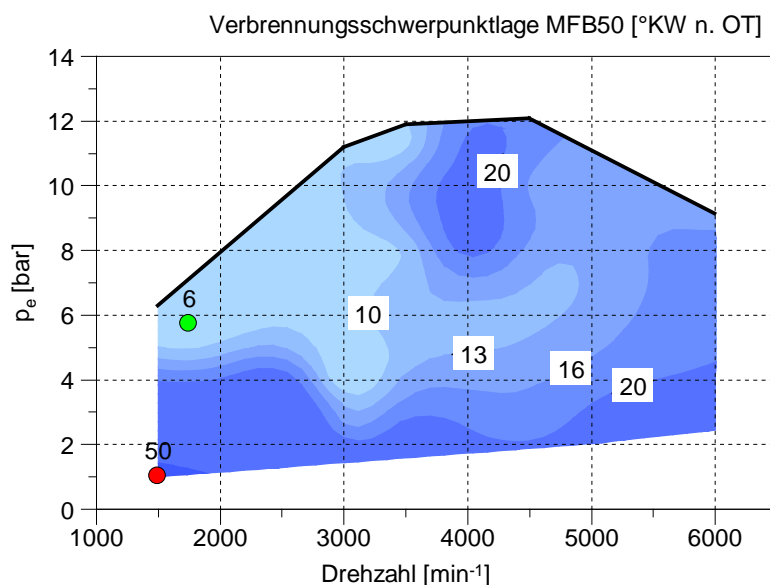


Abbildung 5-38: Verbrennungsschwerpunktlage im H2-Betrieb

Die Brenngeschwindigkeit hängt sehr stark vom Luftverhältnis ab. So kann es durchaus vorkommen, dass bei hohen Luftverhältnissen ein Wasserstoff-Luftgemisch langsamer durchbrennt als ein stöchiometrisches Benzin-Luftgemisch.

5.7.1 Klopfproblematik

Irreguläre Verbrennungen stellen im Wasserstoffbetrieb zweifellos die größte Herausforderung bei der Applikation dar. War den Rückzündungen noch durch Veränderungen diverser Parameter beizukommen (vgl. Kapitel 5.5.2), so war das Problem des Klopfens im H2-Betrieb bei hohen Drehzahlen ein fortwährendes. Dies machte die Beimengung von bis zu 17,4 % Benzin (energetischer Anteil) nötig um die Verbrennung zu stabilisieren. Als Gründe dafür können der kühlende Effekt durch die Verdampfung des flüssigen Treibstoffs und die Erhöhung der Zündenergie für das Gemisch genannt werden.

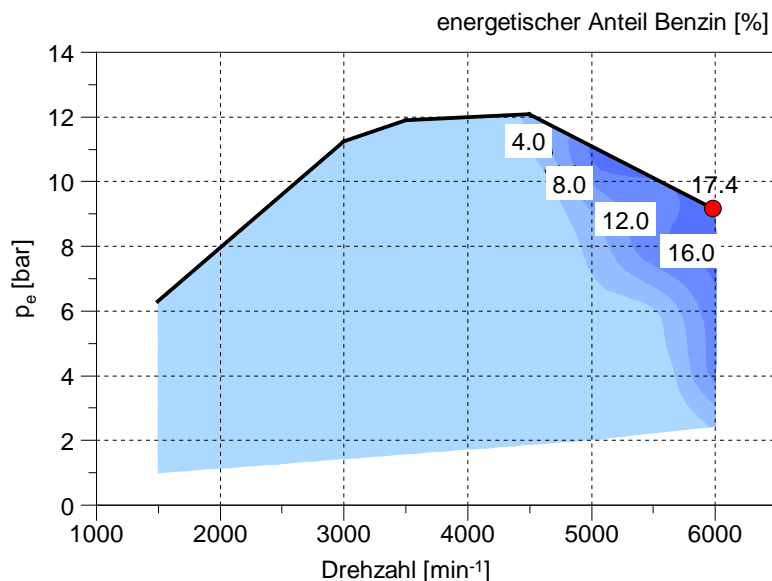


Abbildung 5-39: energetischer Anteil Benzin im H₂-Betrieb

Dadurch wird die Möglichkeit komplett CO₂-freier Mobilität im Wasserstoffmodus aufgegeben, jedoch stellt dies ein unabdingbares Mittel dar, um einen sicheren Betrieb zu gewährleisten. Die Anreicherung des Gemisches mit Benzin findet jedoch lastabhängig und nur bei Drehzahlen über 4500 min⁻¹ statt. Somit bleibt der überwiegend genutzte Bereich im Kennfeld nach wie vor frei von CO₂-Emissionen.

5.7.2 Emissionen

Trotz der Tatsache, dass auch im H₂-Betrieb ein geringer Anteil an Benzin seinen Weg in den Brennraum findet, sind die Emissionen auf sehr niedrigem Niveau. Würde kein Benzin eingespritzt werden, so wären die Anteile an Kohlenmonoxid (CO) und unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) nahezu null. Lediglich Schmierölrückstände und andere Verunreinigungen im Brennraum, welche abgebrannt werden, verursachen eine sehr geringe Konzentration dieser Schadstoffe (siehe Abbildung 5-40 und Abbildung 5-41).

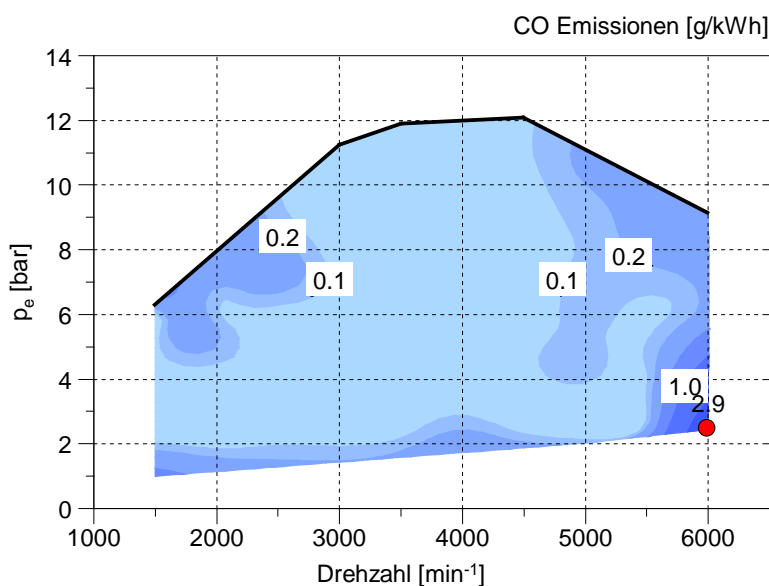


Abbildung 5-40: CO-Emissionen im H₂-Betrieb

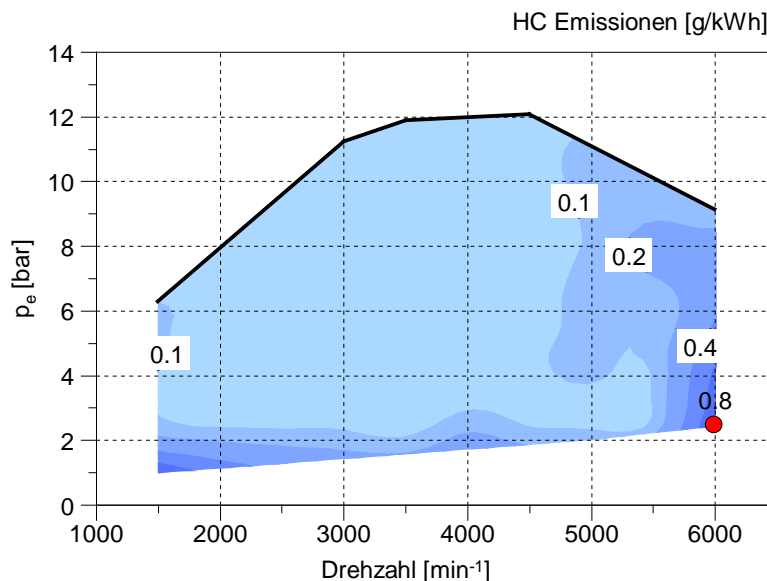


Abbildung 5-41: HC-Emissionen im H2-Betrieb

Aber auch mit Benzin können die Rohemissionen sehr niedrig gehalten werden, bedingt durch den mageren Betrieb. Da bekanntlicherweise Benzin zu ca. 85 % aus Kohlenstoff besteht, lässt sich ein geringer Kohlendioxidausstoß (CO_2) nicht verhindern.

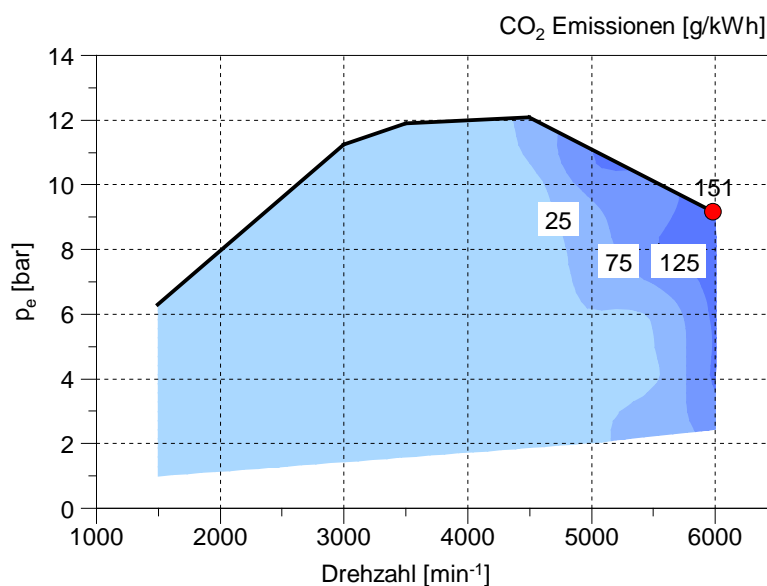


Abbildung 5-42: gemessene CO_2 -Konzentration im Abgas

Einer genaueren Betrachtung, selbst im H2-Betrieb, bedürfen jedoch die Emissionen an Stickoxiden (NO_x). Deren Entstehung ist thermisch bedingt durch die lokal herrschenden hohen Temperaturen bei der Verbrennung, welche höher sind als bei der Verbrennung von Benzin. Dadurch kommt es zu einer vermehrten Entstehung von sog. Thermischen NO_x , welche in einem Lambda-Bereich von 2,2 bis 1 eine nennenswerte Konzentration erreichen. (siehe Abbildung 5-43).

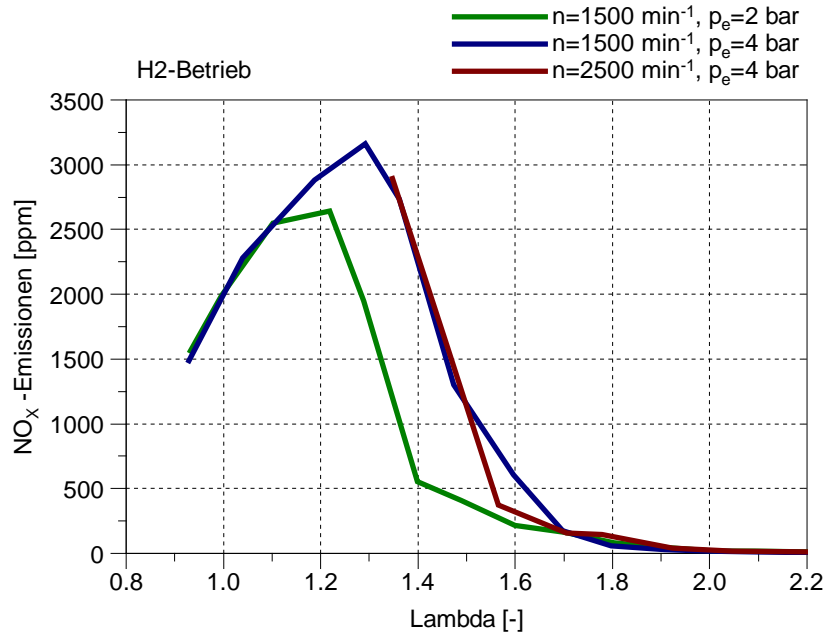


Abbildung 5-43: NO_x-Konzentration in Abhängigkeit von Lambda

Bei höheren Lambda-Werten als 2,2 sinken die Verbrennungstemperaturen soweit ab, dass praktisch kein thermisches mehr entstehen kann. Darunter steigt die Konzentration stetig an, um ein Maximum bei einem Lambda von ca.1,3 zu erreichen. Darunter steigen die Verbrennungstemperaturen zwar weiter an, jedoch nimmt der Sauerstoffgehalt ab. Somit nehmen auch die NO_x Konzentrationen wieder ab. Bei stöchiometrischer Verbrennung sind zwar noch immer nennenswerte Konzentrationen im Rohabgas vorhanden, diese können jedoch wirksam durch einen 3-Wege-Katalysator beseitigt werden. Diese Messung wurde direkt am Versuchsträger durchgeführt, die Variation von Lambda konnte durch Ansteuerung der Drosselklappe erreicht werden. Die gemessenen Konzentrationen sind von der Drehzahl weitestgehend unabhängig (Abbildung 5-43).

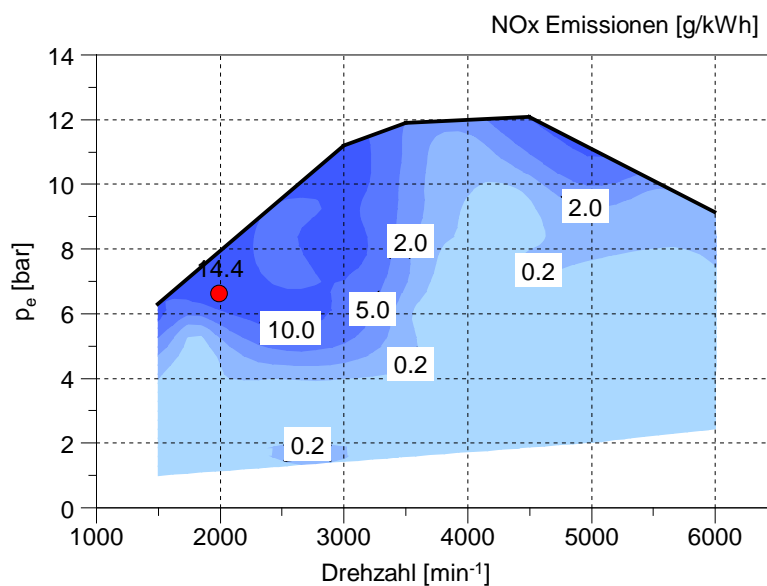


Abbildung 5-44: NO_x-Kennfeld im H2-Betrieb

Vergleicht man nun NO_x -Kennfeld (Abbildung 5-44) und Lambda-Kennfeld (Abbildung 5-34) miteinander, so tritt wieder die Abhängigkeit vom Luftverhältnis zutage.

5.7.3 Wirkungsgradvergleich H2-Betrieb mit Benzinbetrieb

Auch ein Vergleich der Wirkungsgrade zwischen H2-Betrieb und Benzinbetrieb wurde angestellt. Dazu sind in folgender Abbildung nur jene Bereiche des Kennfeldes abgebildet, welche auch im H2-Betrieb erreicht werden können.

Der effektive Wirkungsgrad im H2-Modus ist jenem im Benzinmodus deutlich überlegen. Lediglich ein Betriebspunkt fällt auf, wo die Auswertung eine negative Differenz ergibt. Dieser Punkt ist jedoch bereits bekannt, weil hier eine starke Anfettung des Gemisches stattfindet (vgl. Abbildung 5-34).

Im unteren Lastbereich lässt sich gut der sich ergebende Vorteil des Drosselfreien Betriebs ablesen. Im Hochlastbereich wiederum ergeben sich Vorteile, weil im H2-Betrieb nach wie vor im mageren Bereich gefahren werden kann, während im Benzinbetrieb zum Schutz der Abgasturbine angefettet werden muss. An dieser Stelle soll nochmal erwähnt werden, dass Wasserstoff, je nach Luftverhältnis, bis zu sechsmal schneller brennt als Benzin. Eine kürzere Verbrennung bedeutet auch, dass sich der Vergleichsprozess dem eines Gleichraumprozesses annähert. Dieser zeichnet sich im Vergleich mit Gleichdruck- und Seilinger-Prozess durch den besten Wirkungsgrad aus.

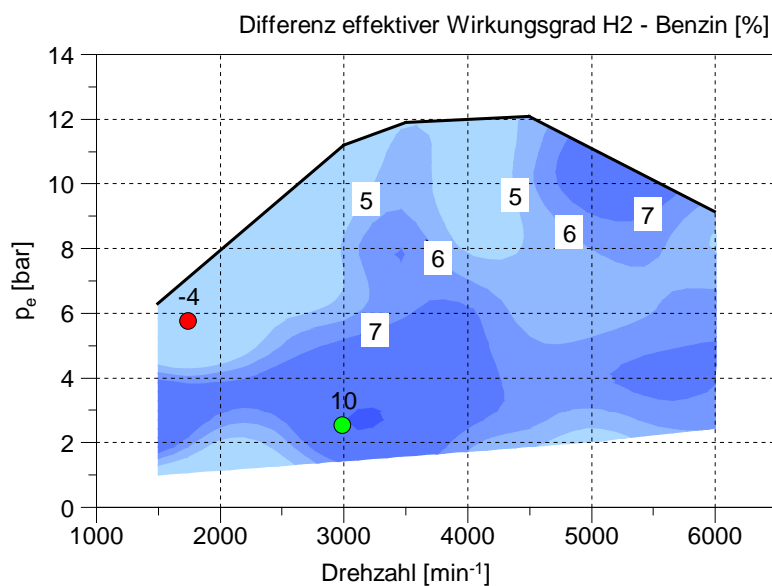


Abbildung 5-45: Wirkungsgraddifferenz H2-Betrieb vs. Benzinbetrieb

5.8 Messungen im Mixbetrieb

Zur Erhöhung der Leistung und Verbesserung des trägen Ansprechverhaltens im unteren Drehzahlbereich wurde auch ein Mixbetrieb appliziert. Dadurch konnte über den gesamten Drehzahlbereich eine deutliche Verbesserung der Leistungsdaten erzielt werden, welche sich den Werten im Benzinbetrieb annähern.

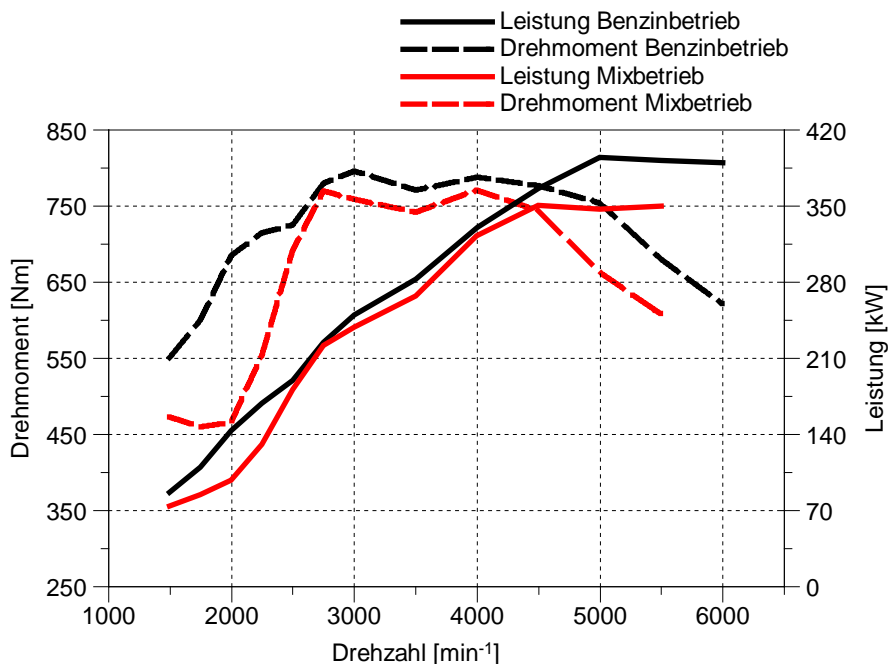


Abbildung 5-46: Leistungs- und Drehmomentverlauf im Mixbetrieb

In Abbildung 5-46 ist lediglich noch eine kleine Drehmomentschwäche im Drehzahlbereich unter 2500 min^{-1} erkennbar. Wie auch im H_2 -Betrieb setzen auch hier die Verbrennungsanomalien die Grenze bei den Leistungsdaten. Da es sich bekanntlich um ein Rennfahrzeug handelt, wurde hier weniger auf möglichst niedrige Abgasemissionen als auf die Erzielung einer maximalen Leistung geachtet.

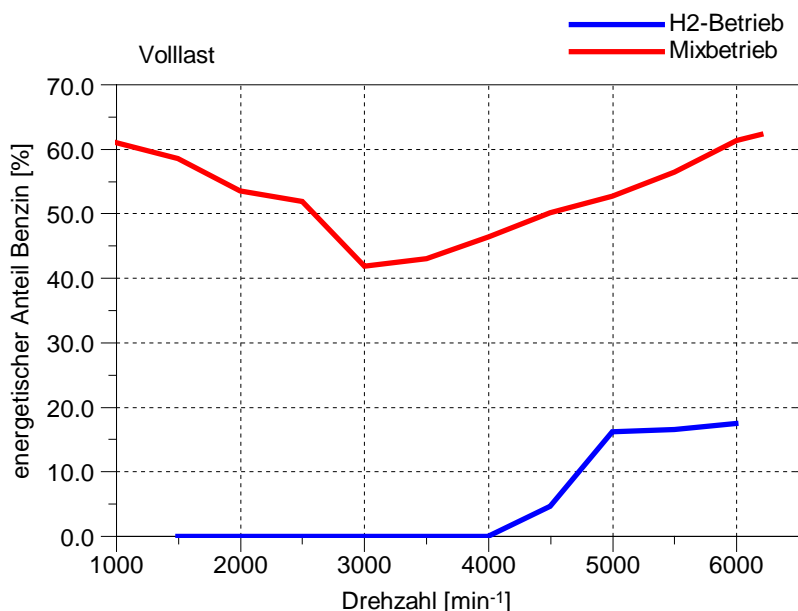


Abbildung 5-47: Vergleich energetischer Anteile im H2- und Mixbetrieb

In Mixbetrieb werden bis zu 60 Prozent Benzin (energetischer Anteil) eingespritzt. Im unteren Drehzahlbereich bis 3000 min^{-1} geschieht dies, um die Abgasenthalpie zu erhöhen und das Ansprechverhalten bzw. den Drehmomentverlauf zu optimieren. Über Drehzahlen von 3000 min^{-1} wird, wie im H_2 -Betrieb, Benzin eingespritzt um die Verbrennung zu stabilisieren. Zusätzlich zu der Ermittlung der maximal erzielbaren Leistungswerte wurden im Mixbetrieb

diverse andere Versuche durchgeführt. Gestartet wurde im ungedrosselten H₂-Betrieb und anschließend wurde bei konstantem effektivem Mitteldruck durch die Beimischung von Benzin der energetische Anteil an Wasserstoff sukzessive verringert. Dies geschah in 20 % Schritten, bis 60 % energetischer Anteil an Wasserstoff erreicht waren. Darunter war im ungedrosselten Betrieb bei niedrigen Lasten aufgrund der mageren Betriebsweise kein stabiler Lauf möglich.

Im nächsten Schritt wurde auf gedrosselten Benzinbetrieb mit $\lambda = 1$ umgestellt und der Wasserstoffanteil wiederum erhöht, bis 60% energetischer Anteil an Wasserstoff erreicht wurde. Im nächsten Schritt wurde das Vollastpotential im Mixbetrieb ermittelt. Dazu wurde im H₂-Betrieb bei Vollast gestartet und der Benzinanteil schrittweise erhöht. In Abbildung 5-48 sind die angefahrenen Messpunkte abgebildet.

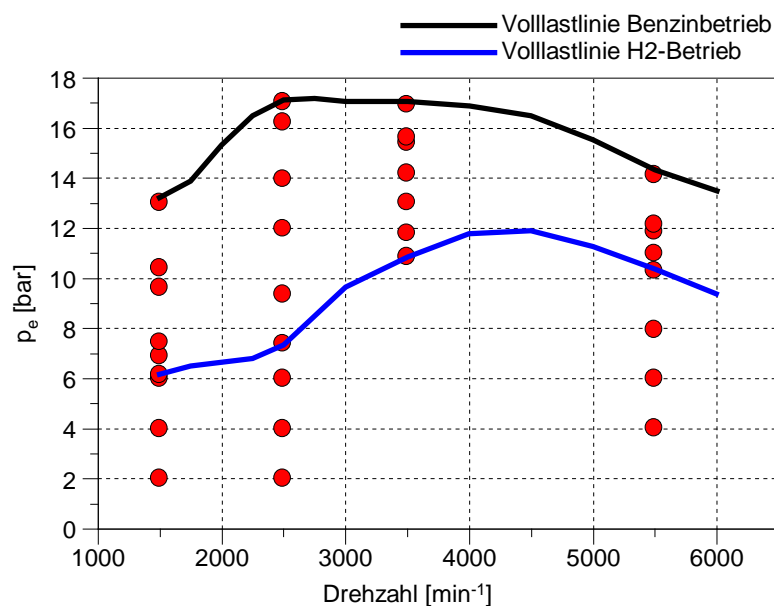


Abbildung 5-48: gefahrene Messpunkte im Mixbetrieb

Der maximal erzielbare effektive Mitteldruck steigt mit Erhöhung des Benzinanteils somit stark an, speziell im unteren Drehzahlbereich.

In folgender Abbildung ist für den Messpunkt bei 1500 min^{-1} und 4 bar effektivem Mitteldruck eine Auswertung aufgeführt. Auf den ersten Blick ist die große Verbesserung des effektiven Wirkungsgrades bei der Umstellung von gedrosselten auf drosselfreien Betrieb in diesem Niedriglastpunkt ersichtlich. Nur durch den drosselfreien Betrieb ist eine Verbesserung von 7 % Absolut zu erzielen.

Die CO₂-Emissionen verringern sich im Teillastbereich mit Erhöhung des Wasserstoffanteils kontinuierlich. Lediglich beim Umschalten auf drosselfreien Betrieb steigen diese wieder sprunghaft an. Dies ist zurückzuführen auf die höheren zyklischen Schwankungen im mageren Betrieb. Generell lässt sich behaupten, dass im Teillastbereich durch Zugabe von Wasserstoff die Verbrennung schneller abläuft und ein ruhigerer Lauf möglich ist.

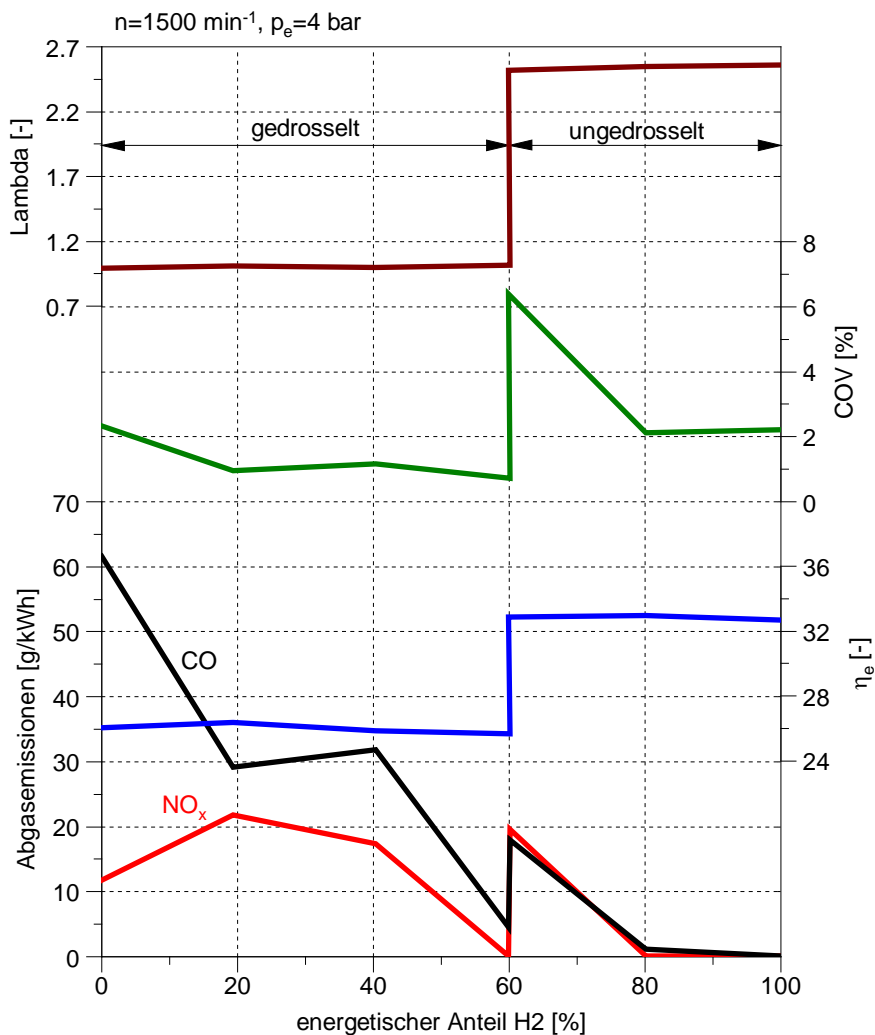


Abbildung 5-49: Auswertung Mixbetrieb

Auch in Abbildung 5-50 tritt wieder die schnelle Brenngeschwindigkeit von Wasserstoff im Vergleich mit Benzin hervor. Bei gedrosseltem Betrieb, sprich $\Lambda=1$, lässt sich durch Zugabe von 60 % Wasserstoff eine enorm schnelle Verbrennung mit dementsprechend steilem Druckanstieg erzielen.

Stellt man nun mit konstantem Mischungsverhältnis auf drosselfreien Betrieb um, fällt die Durchbrenngeschwindigkeit unter das Niveau bei stöchiometrischem Benzinbetrieb. Hier überwiegt der Einfluss des sprunghaft angestiegenen Luftverhältnisses. Erhöht man nun den Anteil an Wasserstoff auf 100 %, so lässt sich die Geschwindigkeit der Verbrennung etwas erhöhen, bleibt jedoch unter dem Niveau bei stöchiometrischem Betrieb.

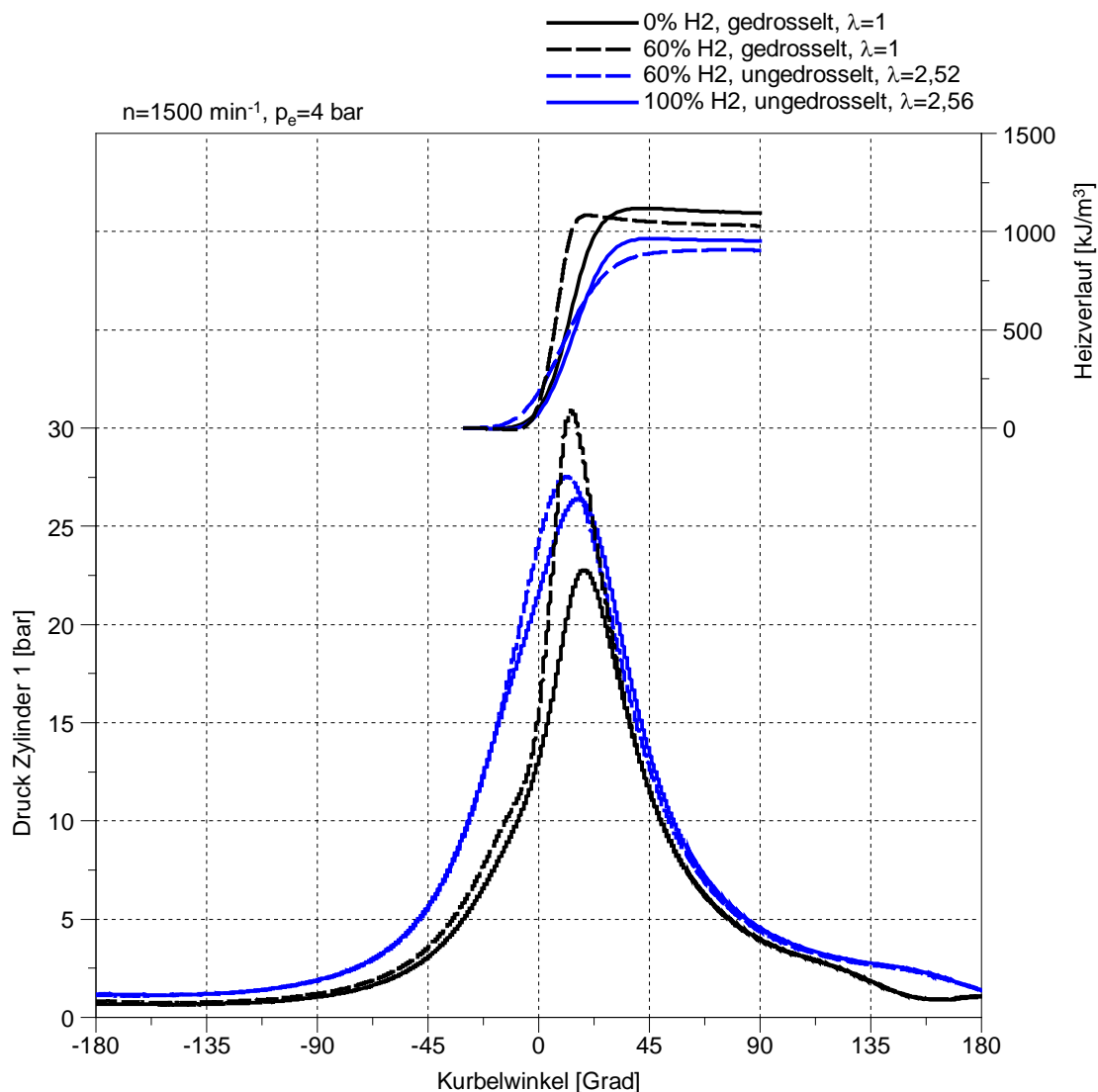


Abbildung 5-50: Druckverlauf im Mixbetrieb

5.9 Reibungsmessung

Zum Abschluss der Messungen wurde noch eine Messung des Reibmitteldruckes durchgeführt. Dazu wurde jeweils eine Schleppmessung bei betriebswarmen Motor mit geöffneter und geschlossener Drosselklappe durchgeführt. Auf eine präzise OT-Einpassung und eine Kalibrierung der Drucksensoren wurde verzichtet, d.h. die Messergebnisse sind mit Ungenauigkeiten behaftet.

Ermittelt wurde in diesem Fall der Reibmitteldruck durch die Messung vom Schleppmoment und indizierten Mitteldruck. Aus diesen beiden Größen kann der Reibmitteldruck wie folgt berechnet werden:

$$p_e = \frac{4\pi * M}{V_h} \quad (5-5)$$

$$p_r = p_i - p_e \quad (5-6)$$

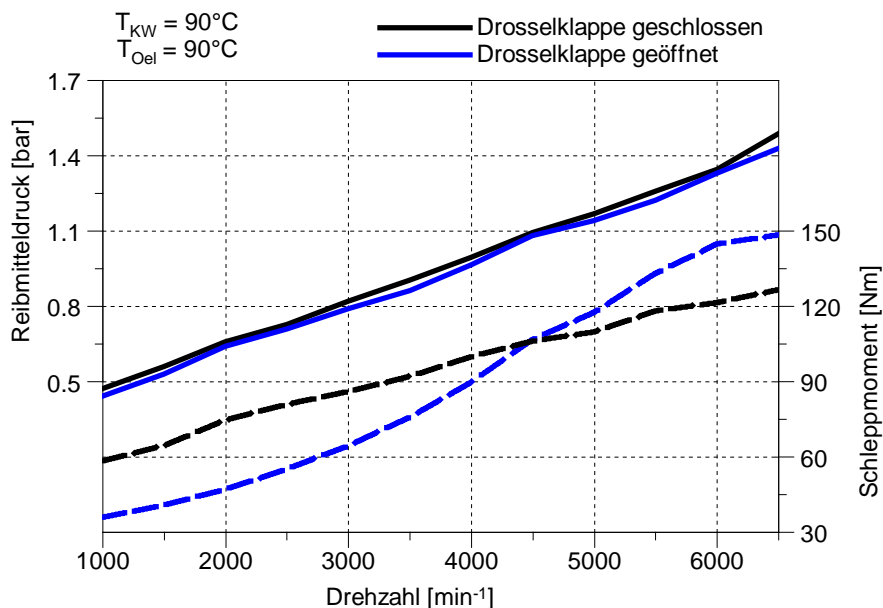


Abbildung 5-51: Reibungsmitteldruck bei der Schleppmessung

Der Reibmitteldruck nimmt in beiden Fällen fast identische Werte an. Der Unterschied des Schleppmomentes zwischen geöffneter und geschlossener Drosselklappe muss also durch den indizierten Mitteldruck verursacht werden (siehe Abbildung 5-51). Darum ist bei geöffneter Drosselklappe ein viel stärkerer Einfluss der Drehzahl auf die Ladungswechselerbeit vorhanden als bei geschlossener Drosselklappe.

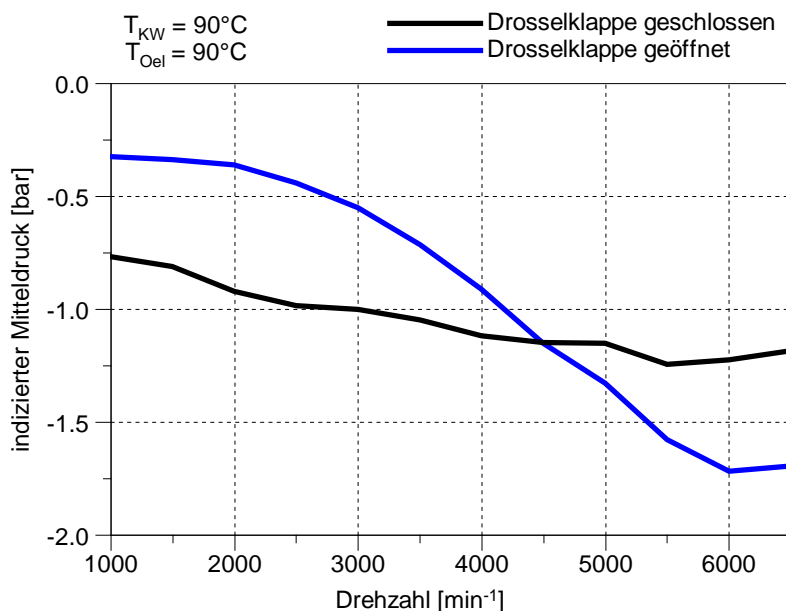


Abbildung 5-52: indizierter Mitteldruck bei der Schleppmessung

5.10 Bestandsaufnahme nach den Messungen

Direkt nach Abschluss der Messungen wurde der am Prüfstand aufgebaute Versuchsträger demontiert. Zur näheren Begutachtung von Brennraum, Ventilen, Kolben und

Zylinderlauffläche wurden der Zylinderkopf und die Kolben ausgebaut. Dies stellte eine reine Kontrollmaßnahme dar, der Versuchsträger war nach wie vor uneingeschränkt lauffähig. Zu diesem Zeitpunkt hatte der Motor insgesamt ca. 75 Stunden Laufzeit hinter sich gebracht, davon 48 Stunden unter Last.

Nach Demontage von Steuertrieb, Ventildeckel und Nockenwellen ergab sich folgendes Bild:

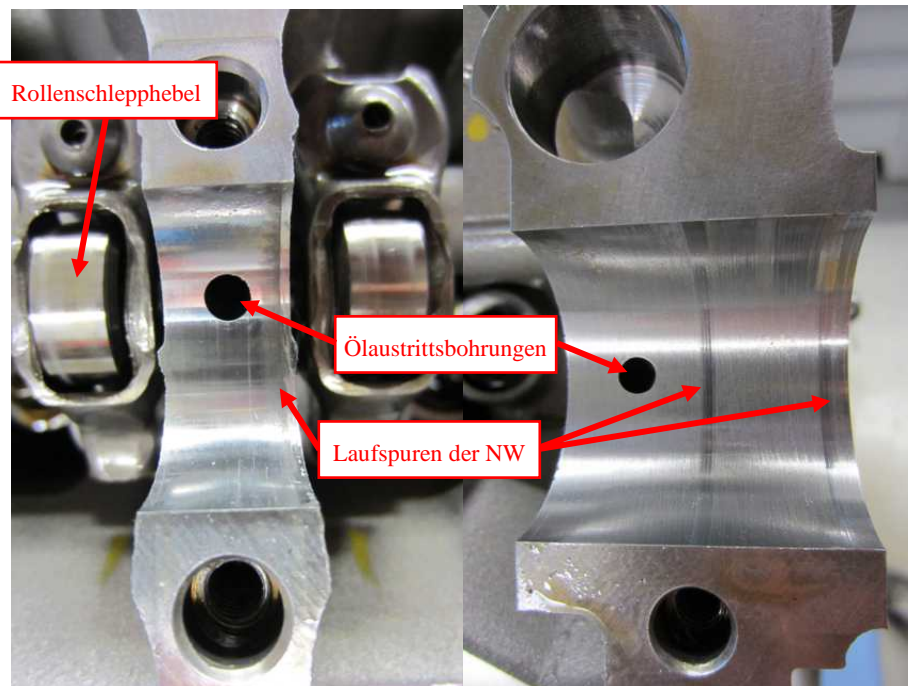


Abbildung 5-53: Lagerstellen Nockenwelle nach Demontage

In den Lagerstellen lassen sich geringe Laufspuren feststellen, welche jedoch als gänzlich unkritisch zu betrachten sind. Anschließend wurde der Zylinderkopf demontiert und die Kolben mit Pleuel ausgebaut:

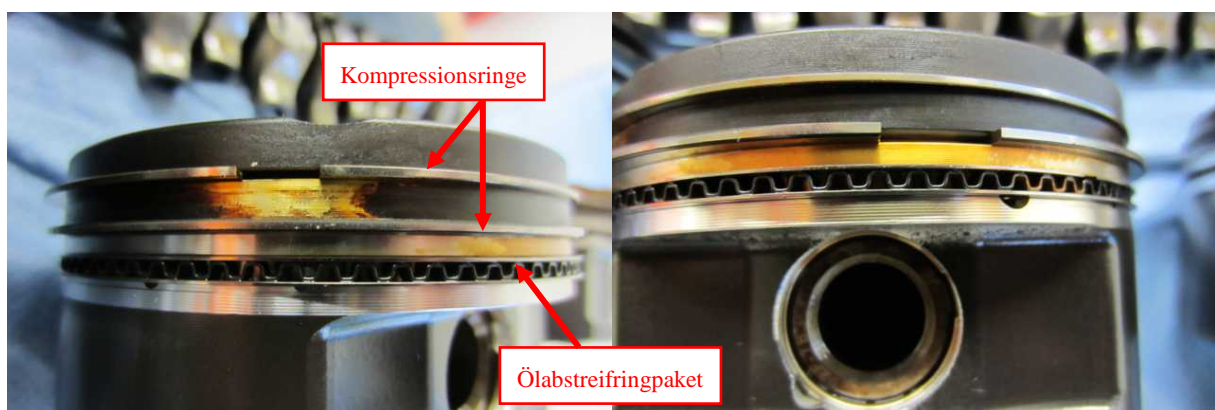


Abbildung 5-54: Kolben nach Demontage

Die Kolben zeigten sich in einem einwandfreien Zustand. Ein Durchbrennen bis unter den zweiten Kompressionsring am Ringspalt konnte festgestellt werden, hervorgerufen durch den Einsatz von Wasserstoff als Brennstoff. An den Zylinderlaufflächen konnten keinerlei Auffälligkeiten festgestellt werden. Der Kreuzschliff vom Honen war gut zu erkennen.

6 Ladungswechselsimulation

Die gesamte Ladungswechselsimulation wurde mit AVL Boost durchgeführt. Dieses Tool stellt eine leistungsfähige Software zur Berechnung von null- bzw. eindimensionalen Simulationsmodellen dar. Im folgenden Kapitel soll zum besseren Verständnis der Berechnungsmechanismen kurz auf die theoretischen Grundlagen eingegangen werden. Anschließend werden die Ergebnisse eingehend dargestellt.

6.1 Theoretische Grundlagen [18]

Betrachtet man das System Brennraum unter Berücksichtigung von Einlass- und Auslasssystem mit Aufladung und weiters den gesamten Arbeitsprozess der Verbrennungskraftmaschine, so stellt dies eine außerordentlich komplexe Aufgabenstellung dar. Bisher ist es nicht möglich, die Gesamtheit dieser Vorgänge mathematisch exakt zu formulieren und in ausreichend kurzer Zeit zu lösen. Gründe dafür sind in der Komplexität der Vorgänge, deren Zeit- und Ortsabhängigkeit und der damit benötigten Anzahl an Anfangs- und Randbedingungen zur Lösung dieser beschreibenden partiellen Differentialgleichungen zu suchen. Daher gilt es, diese Systeme in geeigneter Weise so zu vereinfachen, dass die gewünschten Ergebnisse hinreichend genau berechnet werden können.

6.1.1 Nulldimensionale Modellierung des Brennraums

Nach den Gesetzen der Thermodynamik stellt der Brennraum ein instationäres, offenes System dar, in welchem sich die Zustandsgrößen innerhalb kürzester Zeit stark verändern und sich wie folgt einteilen lassen (Abbildung 6-1):

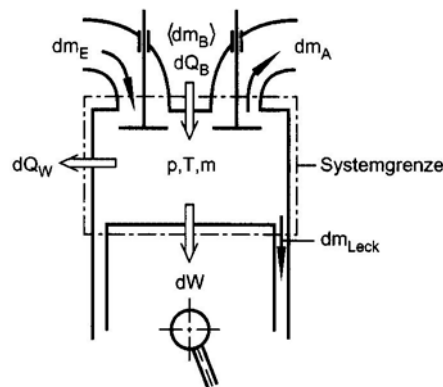


Abbildung 6-1: System Brennraum [18]

- Stofftransport: hierbei sind dm_E und dm_A die ein-, bzw. austretende Gasmasse, dm_{Leck} die Leckage (auch Blow-By genannt) und bei luftansaugenden Motoren dm_B die zugeführte Brennstoffmasse über die Systemgrenzen.
- Energietransport: Der zugeführte Kraftstoff setzt die Wärme dQ_B frei, vom Arbeitsgas wiederum werden die Arbeit dW und die Wärme dQ_W freigesetzt.
- Änderung der im System enthaltenen Energie dU sowie der äußeren Energie dE_A .

Durch die Vernachlässigung der Ortsabhängigkeit werden die Erhaltungssätze für Masse, Energie und Impuls, sowie die Zustandsgleichung des Arbeitsgases stark vereinfacht. Zusätzlich wird von einem Einzonenmodell ausgegangen, sprich der Brennraum wird als eine einzige homogene Zone betrachtet.

Damit vereinfachen sich die angesprochenen Gleichungen zu:

Massenerhaltung für gemischansaugende Motoren [18]:

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} \quad (6-1)$$

Die Verläufe von der einströmenden Masse m_E und der ausströmenden Masse m_A ergeben sich aus der Durchflussgleichung (siehe Kapitel 6.1.3) und werden von Boost selbständig errechnet. Die der Leckagemasse m_{Leck} ergeben sich unter Angabe eines Blow-By Spaltes aus Druckdifferenz zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse.

Energieerhaltung:

Diese Gleichung ergibt sich aus dem 1.Hauptsatz der Thermodynamik für instationäre, offene Systeme, wiederum abgeleitet nach dem Kurbelwinkel [18]:

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_A \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (6-2)$$

Der erste Term auf der linken Seite, $p dV/d\varphi$, steht für die abgegebene Volumsänderungsarbeit. Die Summe der nächsten beiden Terme stellt den sogenannten Heizverlauf¹¹ dar. Diese lässt sich aufgliedern in den Brennverlauf¹² $dQ_B/d\varphi$ und der abgeführten Wandwärme $dQ_W/d\varphi$. Die folgenden drei Terme bezeichnen die Enthalpieströme von ein- und ausströmender Masse bzw. der Leckage. Auf der rechten Seite der Gleichung ist die Änderung der inneren Energie $dU/d\varphi$ angeführt.

Zustandsgleichung:

Durch die Ableitung der Zustandsgleichung für ideale Gase ($pV=mRT$) nach dem Kurbelwinkel ergibt sich [18]:

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} \quad (6-3)$$

Diese drei Gleichungen stehen nun für die Berechnung des Systems Brennraum zur Verfügung. [18]

¹¹ Die dem System zugeführte Wärme

¹² Die freigesetzte Brennstoffwärme

Um dieses Gleichungssystem lösen zu können, müssen die Anfangsbedingungen bei einem bestimmten Kurbelwinkel festgelegt werden. Im vorliegenden Fall werden dem Programm Boost die Zustandsgrößen des Arbeitsgases bei Öffnung des Auslassventils vorgegeben.

Zusätzlich sind noch weitere Angaben notwendig um eine korrekte Durchführung der Berechnungen zu gewährleisten. Hier sind der Ersatzbrennverlauf und ein Wandwärmemodell zu nennen, welche bereits im Programm hinterlegt sind.

Ersatzbrennverlauf:

Der gewählte Brennverlauf nach Vibe ist wegen seiner Anschaulichkeit und einfachen Handhabung als Exponentialfunktion weit verbreitet. Die Umsetzrate¹³, welche Vibe als Durchbrennfunktion definierte wurde folgendermaßen festgelegt [18]:

$$\frac{Q_B}{Q_{B,ges}} = x = 1 - \exp \left[C \left(\frac{t}{t_{ges}} \right)^{m+1} \right] \quad (6-4)$$

In Gleichung (6-4) ist t die Brenndauer ab Brennbeginn, t_{ges} die gesamte Brenndauer und m der Formfaktor der Durchbrennfunktion. Unter der Prämisse, dass das Brennende ($t=t_{ges}$) bei Umsetzung von 99,9 % der Brennstoffenergie erreicht ist, ergibt die Konstante C den Zahlenwert von -6,908

Meist wird jedoch die Brenndauer in Grad Kurbelwinkel ausgedrückt. Auf die Gleichung (6-4) angewandt bedeutet dies [18]:

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[-6,908 \left(\frac{\varphi - \varphi_{VB}}{\Delta\varphi_{VD}} \right)^{m+1} \right] \quad (6-5)$$

Wobei $\Delta\varphi_{VD}$ die Verbrennungsdauer und φ_{VB} den Verbrennungsbeginn bezeichnen.

In Abbildung 6-2 sind die Umsetzrate und die Umsetzgeschwindigkeit (Brennverlauf) über der relativen Brenndauer in Abhängigkeit des Formfaktors dargestellt. Für die Simulation wurde der Formfaktor 2 (in der Abbildung rot gekennzeichnet) gewählt. Ferner wurden für alle Betriebsmodi die Verbrennungsdauer mit 35 °KW und Verbrennungsbeginn bei 3 °KW v.OT. festgelegt.

¹³ Der Anteil von bereits verbranntem Brennstoff zu der gesamten, in den Brennraum eingebrachten Brennstoffmasse

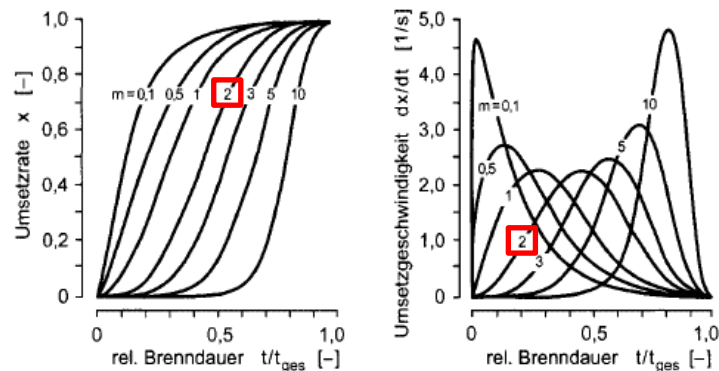


Abbildung 6-2: Umsetzrate (links) und Umsetzgeschwindigkeit (rechts) über der relativen Brenndauer [18]

Wandwärmübergang:

Je nach Drehzahl und Lastzustand des Motors müssen etwa 10 bis 30 % der eingebrachten Kraftstoffenergie dem Arbeitsgas durch die notwendige Kühlung der Bauteile entzogen werden. Da dies ein nicht zu vernachlässigender Anteil ist, darf dieser in der Simulation keineswegs unberücksichtigt bleiben. Für den gaseitigen Wärmeübergang durch erzwungene Konvektion gilt folgende Gleichung [18]:

$$\dot{Q}_G(\varphi) = A_G \dot{q}_G = A_G \alpha_G(\varphi) [T_G(\varphi) - T_{WG}(\varphi)] \quad (6-6)$$

Darin zu finden sind: \dot{Q}_G der gaseitige Wandwärmestrom, A_G die Oberfläche, \dot{q}_G die gaseitige Wandwärmestromdichte, T_G die örtlich gemittelte Temperatur des Arbeitsgases und T_{WG} die gaseitige Temperatur an der Wandoberfläche [18].

Ein weit verbreiteter Ansatz für den Wärmeübergangskoeffizienten stellt der von Woschni vorgestellte dar. Dieser wurde auch im konkreten Fall angewendet. Basierend auf Ähnlichkeitsbetrachtungen und temperaturabhängigen Polynomansätzen verdichtete Woschni seine Erkenntnisse zu einer Gleichung [18]:

$$\alpha_G = 130 d^{-0,2} p^{0,8} T^{-0,53} (C_1 v)^{0,8} \quad (6-7)$$

Mit

$$v = v_{Km} + \frac{C_2 V_H T_1}{C_1 p_1 V_1} (p - p_0) \quad (6-8)$$

Dabei sind d der Bohrungsdurchmesser, p der Zylinderinnendruck, T die momentane örtliche mittlere Gastemperatur, v eine charakteristische Geschwindigkeit, v_{Km} die mittlere Kolbengeschwindigkeit, V_H das Hubvolumen, C_1 und C_2 Konstanten. Weiters bezieht sich der Index 1 in obiger Gleichung auf den Zustand des Arbeitsgases zu Beginn der Verdichtung.

Da dieses und diverse andere Modelle bereits in Boost integriert sind, mussten die mittleren Wandtemperaturen und Wandflächen angegeben werden. Der Rest wird komfortabel über die sonstigen Eingaben von Boost selbsttätig berechnet.

6.1.2 Massenstrom durch die Ventile

Die Einschnürung der Strömung im Ventilspalt hat zur Folge, dass die tatsächliche Querschnittsfläche kleiner ist als die geometrische. Durch Reibung in den Kanälen ist der tatsächliche Massenstrom ebenfalls kleiner als der theoretische. Diesen Umständen wird durch die Einführung eines Durchflusskennwertes Rechnung getragen. Der Durchflusskennwert ist wie folgt definiert [8]:

$$\mu\sigma = \frac{\dot{m}_{\text{gem}}}{\dot{m}_{\text{theor}}} \quad (6-9)$$

Dieser dimensionslose Kennwert setzt den gemessenen Massenstrom (siehe Kapitel 5.1) mit dem theoretisch maximal möglichen Massenstrom durch ein Ventil in Relation und muss logischerweise immer kleiner eins sein.

Zur Berechnung des theoretischen Massenstroms ist es nötig, die Durchflussfunktion ψ zu definieren [8]:

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa - 1} \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_z}{p_0}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad (6-10)$$

Die Indizes z und 0 stehen dabei für den Zustand im Zylinder bzw. unmittelbar vor oder nach dem Ventil, je nachdem ob eingeströmt od. ausgeströmt wird.

Damit ist es nun möglich, den theoretischen Massenstrom nach Gleichung (6-11) zu berechnen [8]:

$$\dot{m}_{\text{theor}} = \frac{f}{v_0} \sqrt{2p_0 v_0} \psi \quad (6-11)$$

Das Formelzeichen f steht in obiger Formel für die vom inneren Ventilsitzdurchmesser eingeschlossene Fläche. Der Ventilschaftdurchmesser wird meist nicht berücksichtigt.

6.1.3 Eindimensionale Gasdynamik

Nach dieser Methode werden in Boost sämtliche Rohrleitungen berechnet. Zu deren Berechnung können die Navier-Stokes-Gleichungen durch Beschränkung auf eine Dimension und unter Vernachlässigung der Schwerkraft abgeleitet werden [8]. An dieser Stelle sei jedoch der interessierte Leser auf weiterführende Literatur verwiesen.

6.2 Ventilerhebungskurven

Eine weitere Notwendigkeit für das Boost Modell stellen die Ventilerhebungskurven dar, um das System Brennraum korrekt abzubilden. Diese Daten wurden freundlicherweise zur Verfügung gestellt und mussten nicht ermittelt werden (siehe Abbildung 6-3).

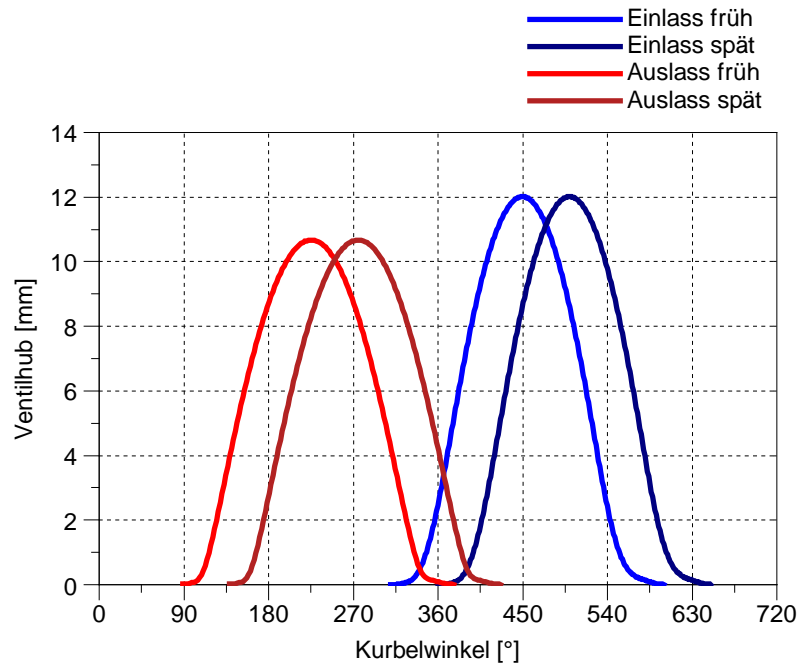


Abbildung 6-3: Ventilerhebungskurven Aston Martin AM11

Diese Abbildung dient zur Veranschaulichung des weiten Verstellbereichs von Einlass- und Auslassnockenwelle. Dieser reicht von beinahe keiner Überschneidung (ENW auf Stellung spät, ANW auf Stellung früh) bis zu einer Dauer der Überschneidungsphase von 111 °KW (ENW auf Stellung früh, ANW auf Stellung spät). Damit ist es möglich, das Drehmoment und den Verbrennungsablauf umfangreich zu optimieren (siehe Kapitel 5). Wie bereits eingangs erwähnt, fallen weiters der große Ventilhub und die lange Nockenkontur auf.

6.3 Boost Modell

Mit den so gesammelten Daten aus vorigen Untersuchungen kann nun das Boost Modell aufgebaut werden. Dieses wird mit den einzelnen Elementen aufgebaut, welche dann durch Doppelklick auf das jeweilige Symbol mit den korrekten Parametern versehen werden können.

6.3.1 Aufbau des Boost Modells

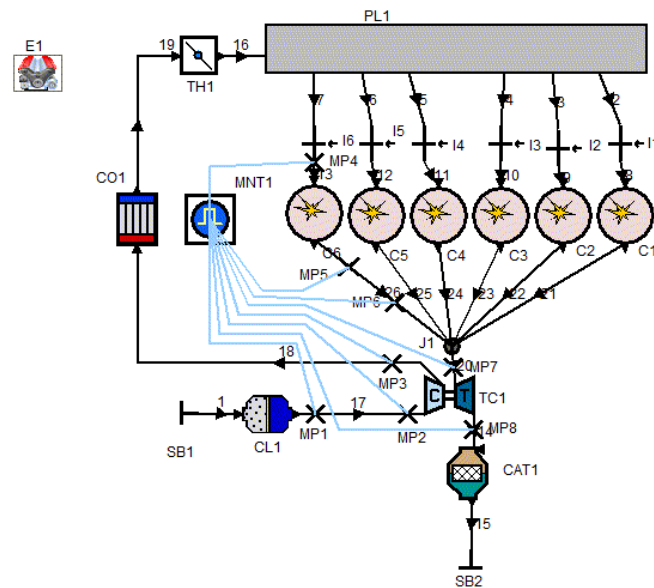


Abbildung 6-4: komplettes Boost Modell Zylinderbank A

In Abbildung 6-4 ist das fertig aufgebaute Modell zur eindimensionalen Ladungswechselsimulation dargestellt. Über die Systemgrenzen wird die Luft durch den Filter angesaugt. Danach folgt ein Rohr, welches die Luftstrecke vom Luftfiltergehäuse über den Restriktor zum Kompressorrad des Turboladers nachbilden soll. Die verdichtete Luft passiert nun Ladeluftkühler und Drosselklappe, wo in den Ansaugrohren der Brennstoff eingespritzt wird. Das Symbol des Zylinders vereint nun die Funktionen von Brennraum und Ventiltrieb, wo ein Großteil der vorher am Prüfstand ermittelten Daten eingegeben werden muss. Nach der Verbrennung gelangen die Verbrennungsgase über den Auspuffkrümmer in die Turbine. Diese werden dann über den Katalysator ins Freie geleitet.

6.3.2 Ergebnisse aus dem Boost Modell

In erster Linie wurde hier die Ladungswechselsimulation dazu verwendet, um die Auswirkungen unterschiedlicher Nockenwellen zu untersuchen. Dies stellt eine große Erleichterung dar, weil hier zur Abschätzung der Versuchsträger nicht geändert werden muss. Dabei wurden sowohl die Steuerzeiten im Rahmen der am Versuchsträger vorhandenen Möglichkeiten als auch die Länge der Nockenkontur variiert.

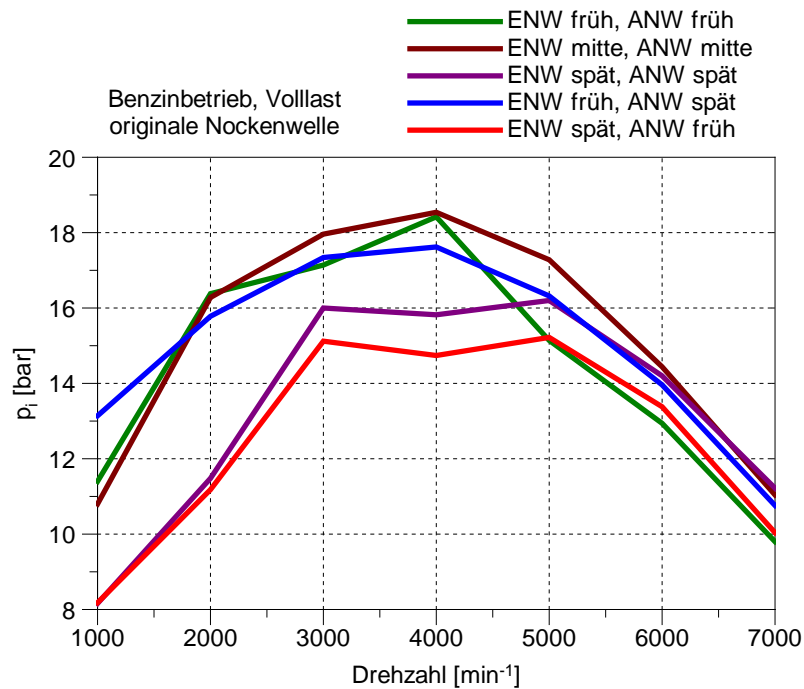


Abbildung 6-5: Einfluss der Phasenlage auf den indizierten Mitteldruck laut Boost

So erscheint bei Verwendung der originalen Nockenwelle über einen weiten Bereich die Nockenwellenposition „mitte - mitte“ am vorteilhaftesten. Im untersten Drehzahlbereich bis ca. 1750 min^{-1} lässt sich jedoch der weitaus höchste indizierte Mitteldruck mit der Position „früh - spät“ erzielen. Diese Betriebsweise bedeutet maximale Ventilüberschneidung, auch Scavenging¹⁴ genannt, und wird gerne bei turboaufgeladenen Motoren zur Verminderung des Turbolochs und der Ansprechzeit des Turboladers bei niedrigen Drehzahlen angewandt. Dabei bleiben Ein- und Auslassventile gleichzeitig geöffnet und es wird ein Teil der angesaugten Frischladung direkt in den Auslasskanal gedrückt. Somit wird der Massenstrom des Abgases erhöht. Voraussetzung dafür ist jedoch ein positives Spülgefälle, sprich im Ansaugrohr herrscht während der Überschneidungsphase ein höherer Druck als im Abgaskrümmen (siehe Abbildung 6-6). Dies ist grundsätzlich der Fall, jedoch herrscht im Falle der Phasenlage „früh - spät“ kurzzeitig ein negatives Spülgefälle, was sich negativ auf den Restgasgehalt auswirkt. Abhilfe könnte hier die Änderung der Phasenlage der Einlassnockenwelle in Richtung spät verschaffen.

¹⁴ Spülung

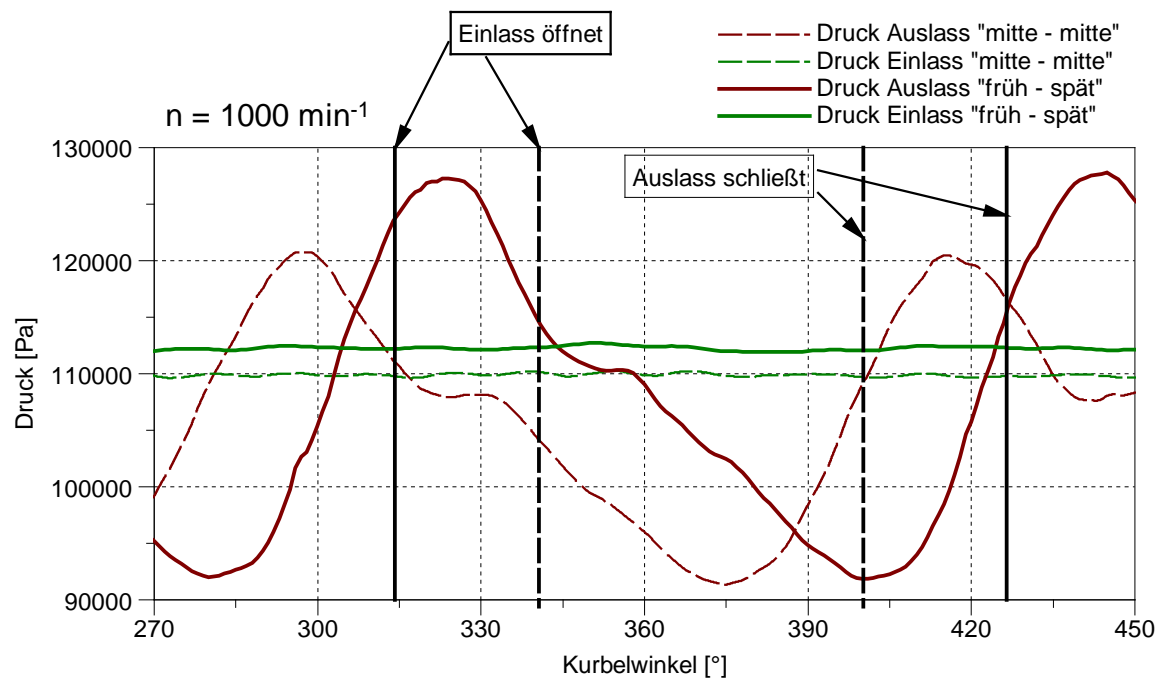


Abbildung 6-6: Einfluss der Phasenlage auf den Ladungswechsel (Simulation)

Auch der Einsatz eines Twin-Scroll-Turboladers in Kombination mit einem symmetrischen Dreierstoß pro Zylinderbank wäre möglich, um eine noch wirksamere Zündfolgentrennung zu gewährleisten. Jedoch müssen auch bei dessen Verwendung gegenüber einem konventionellen Turbolader Nachteile in Kauf genommen werden, wie z.B. die Vergrößerung der Oberfläche am Turbineneintritt und der damit verbundenen Abnahme der Abgastemperatur, was sich nachteilig auf den Betrieb mit Wasserstoff auswirkt. Außerdem kann der Steg am Turbineneintritt nur schlecht seine Wärme abführen, was die maximale Abgastemperatur bei gleichem Material der Turbine reduzieren würde [22]. Dies wirkt sich negativ auf den Benzinbetrieb aus, da hier bei hohen Lasten das Gemisch zusätzlich angefeuert werden müsste und damit Einbußen im Wirkungsgrad mit sich bringt.

Auch die Auswirkungen einer kürzeren Nockenkontur auf den indizierten Mitteldruck wurden untersucht. Dabei wurden sowohl Einlass- als auch Auslassnockenwelle jeweils um 30° bzw. 60° gekürzt. Die Ergebnisse werden stellvertretend durch die Nockenwellenposition „mitte – mitte“ in Abbildung 6-7 dargestellt.

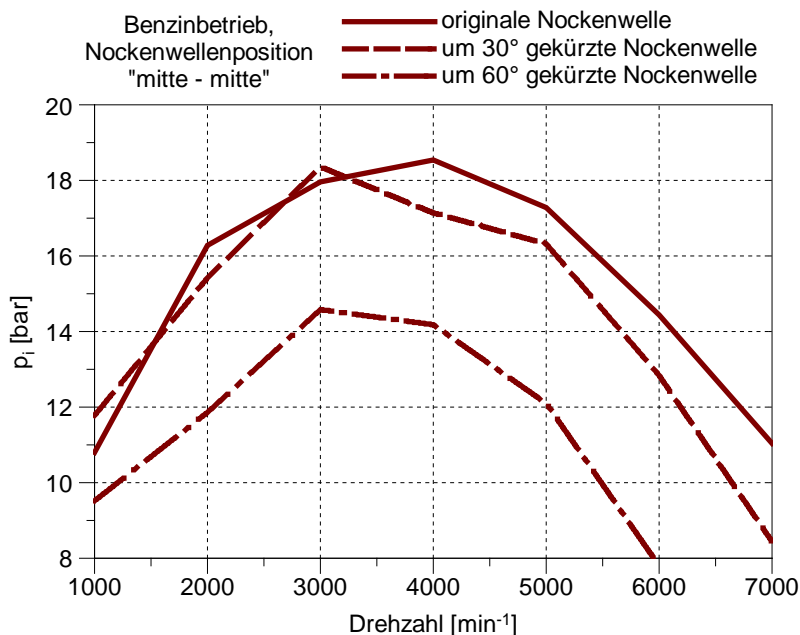


Abbildung 6-7: Einfluss der Nockenkontur auf den indizierten Mitteldruck laut Boost

Dabei gilt es zu beachten, dass mit Verkürzung der Nockenkontur auch der Ventilhub gekürzt wird (Tabelle 6-1). Dies ist dadurch bedingt, dass die Öffnungsgeschwindigkeit gleich bleiben muss, um Ventiltrieb und Ventile nicht erhöhten Belastungen auszusetzen. Somit muss sich bei einer Verminderung des Öffnungswinkels auch der maximale Ventilhub verringern. In Kapitel 5.1.1 wurde bereits gezeigt, dass bei einer Verringerung des Ventilhubes auch die Durchflussbeiwerte relativ stark absinken.

	<i>Nockenwelle original</i>	<i>Nockenwelle 30° gek.</i>	<i>Nockenwelle 60° gek.</i>
Einlassventilhub [mm]	12	10,4	8,8
Auslassventilh. [mm]	10,6	9,3	8

Tabelle 6-1: Vergleich Ventilhub der Nockenwellenvarianten

Somit lässt sich auch der starke Abfall des indizierten Mitteldrucks bei der Kürzung um 60° erklären. Die Füllung des Brennraums mit Frischladung ist nur noch unzureichend. Bei der Verwendung einer um 30° gekürzten Nockenwelle ergeben sich keine solchen gravierenden Unterschiede im Mitteldruckverlauf, jedoch ist auch hier tendenziell eine Verschlechterung zu beobachten. Somit wurde auf die teure Anfertigung einer speziellen Nockenwelle verzichtet und zugunsten einer Weiterverwendung der originalen Teile entschieden.

Eine Auswertung der auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten im Krümmer ergab, dass bei hohen Drehzahlen und Vollast sehr hohe Werte bis 450 m/s auftreten. Dies entspricht im vorliegenden Fall einer Machzahl von 0,75.

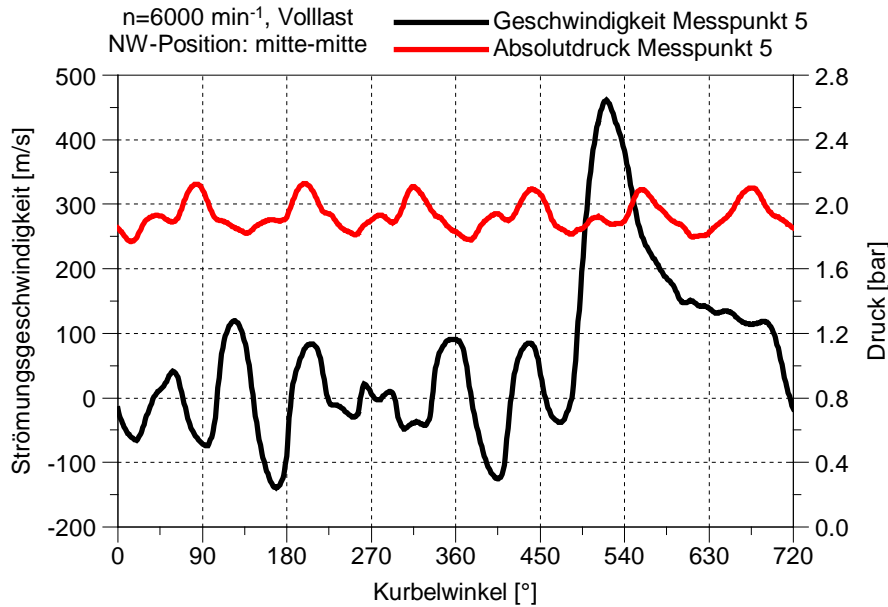


Abbildung 6-8: Strömungsgeschwindigkeit und Druck in einem Arm des Abgaskrümmers laut Boost

6.3.3 Vergleich der Simulation mit den Messergebnissen

Das erstellte Boost Modell wurde parallel zu den Messungen laufend abgeglichen, um Simulationsergebnisse zu erhalten, welche möglichst nahe an der Realität liegen. Dies wurde hauptsächlich über das gemessene Druckverhältnis bewerkstelligt (siehe Abbildung 6-9). Die Berechnungen wurden durch Boost immer im „Wastegate Calculation Mode“ durchgeführt.

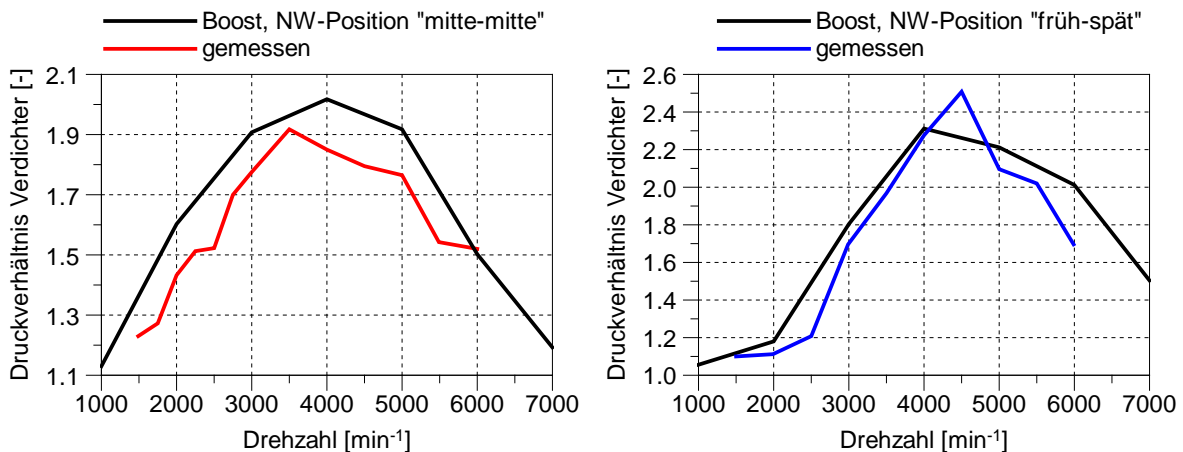


Abbildung 6-9: Vergleich Druckverhältnis Verdichter Simulation vs. Messung im Benzin- (links) und H₂-Betrieb (rechts)

Abbildung 6-10 zeigt, dass beim effektiven Mitteldruck die gemessenen Werte mit jenen aus dem Boost Modell gut übereinstimmen.

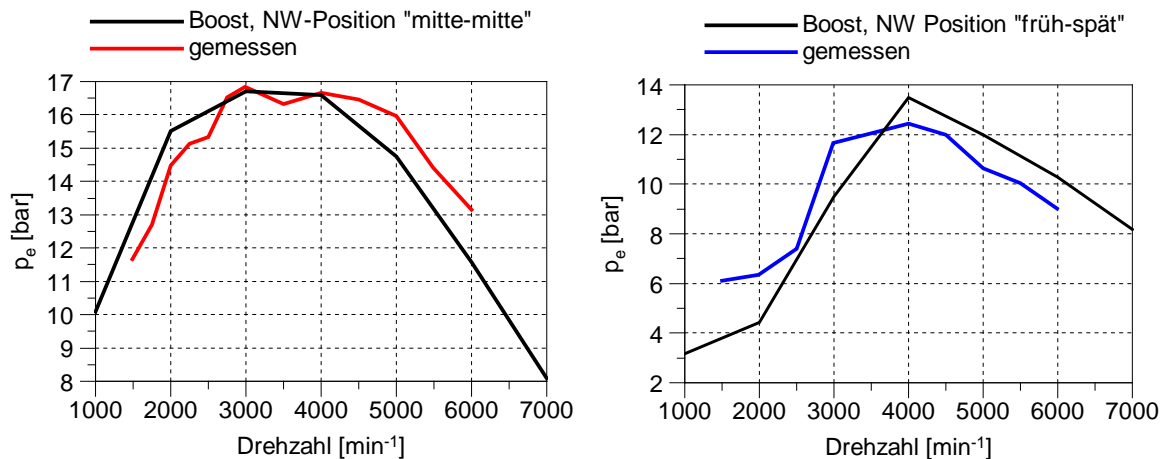


Abbildung 6-10: Vergleich effektive Mitteldrücke Simulation vs. Messung im Benzin- (links) und H₂-Betrieb (rechts)

Auch der angesaugte Luftmassenstrom konnte gut zu den gemessenen Werten angenähert werden.

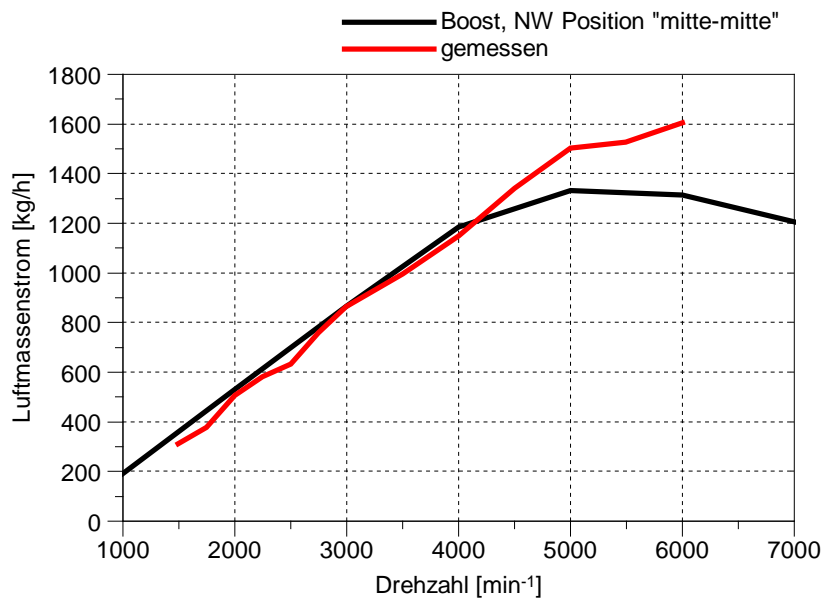


Abbildung 6-11: Vergleich der Luftmassenströme Simulation vs. Messung im Benzinbetrieb

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Die Umrüstung dieses Fahrzeuges konnte erfolgreich durchgeführt werden. Die erfolgreiche Teilnahme beim 24 Stunden Rennen am Nürburgring untermauert diese Tatsache zusätzlich. Die Funktionstüchtigkeit des Versuchsträgers bis zum Ende des Rennens und darüber hinaus kann als eindrucksvoller Beweis für die Renn- und Serientauglichkeit des Energieträgers Wasserstoff gesehen werden. Dennoch wäre für Verbesserungsmaßnahmen, speziell im Wasserstoff- und Mixbetrieb, noch genügend Raum vorhanden gewesen. Beispielsweise eine Variation der Zündkerzen oder der Test von anderen Wasserstoffinjektoren.

Aber auch im Benzinbetrieb konnte durch die vergleichsweise moderate Aufladung eine enorme Drehmomentsteigerung im unteren Drehzahlbereich gegenüber der Ausgangsbasis erzielt werden. Jedoch bereitet der bivalente Betrieb große Probleme bei der Auslegung der Aufladung wegen des stark unterschiedlichen Angebotes an Abgasenthalpie, wie bereits aus vorhergehenden Arbeiten zu der Turboaufladung von wasserstoffbetriebenen Motoren hervorgegangen ist. Hier wären verschiedenste Ansätze zur Minderung der Schwächen im unteren Drehzahlbereich denkbar:

- Zugabe von Benzin (Mixbetrieb) im oberen Lastbereich mit einhergehender Aufgabe der CO₂-freien Mobilität. Im niedrigen Lastbereich könnte weiterhin mit reinem Wasserstoff gefahren werden.
- Verwendung eines Turboladers mit variabler Turbinengeometrie
- Mehrstufige Aufladung in Kombination mit einem Kompressor oder einem zusätzlichem, kleinerem Turbolader

Bis auf den Mixbetrieb sind diese Alternativen allerdings mit einem erheblichen Mehraufwand verbunden. Als Vorteil kann jedoch die weiterhin CO₂-freie Verbrennung genannt werden. Speziell der Mixbetrieb könnte eine reizvolle Möglichkeit für die nähere Zukunft darstellen. Je nach Lastzustand und Leistungswunsch des Fahrers könnte der Anteil an eingespritztem Benzin variiert werden.

Im untersten Lastbereich bis hinauf zur Teillast könnte CO₂-frei und extrem schadstoffarm komplett mit Wasserstoff gefahren werden. Gerade im Hinblick auf den NEDC-Prüfzyklus scheint hier enormes Potential abrufbar. Mit zunehmender Last könnte der Anteil an Benzin dann erhöht werden, um die maximale Leistung abzurufen.

7.1 Vergleich mit anderen Wasserstofffahrzeugen

Bei diesem Fahrzeug handelt es sich um eines der ersten turboaufgeladenen, wasserstofftauglichen Fahrzeuge überhaupt. Ein bivalenter PKW mit Turboaufladung wurde bereits aufgebaut, ebenfalls durchgeführt am Institut für Verbrennungskraftmaschinen an der TU Graz. Hierbei handelte es sich um einen Mitsubishi Lancer Evo IX. Dieser verfügte im Vergleich mit anderen aufgeladenen bivalenten Fahrzeugen über außergewöhnliche Leistungsdaten [21]. In Tabelle 7-1 findet eine Gegenüberstellung bereits ausgeführter Fahrzeuge statt. Diese Aufzählung soll keineswegs erschöpfend sein, sondern lediglich die Besonderheit von bivalenten Fahrzeugen mit Turboaufladung unterstreichen.

	<i>Aston Martin Rapide S</i>	<i>Mitsubishi Lancer EVO IX</i>	<i>Mercedes E200NGT Hydrogen</i>	<i>BMW Hydrogen 7</i>	<i>Quantum Prius H2 hybrid</i>	<i>MAN Citybus</i>
Treibstoff	bivalent	bivalent	multivalent	bivalent	monovalent	monovalent
Zylinderanordnung	V12	R4	R4	V12	R4	R6
Aufladung	Turbo	Turbo	Kompressor	Sauger	Turbo	Turbo
Gemischaubereitung	extern	extern	extern	extern	extern	intern
Betriebsstrategie	mager bis Lambda=1	mager und Lambda=1	mager	mager und Lambda=1	mager	mager
Hubraum [cm³]	5935	1997	1796	5972	1497	12816
Leistung [kW]	280	115	68	191	52	200
bei Drehzahl [min ⁻¹]	6000	6500	5000	5100	4500	2200
spezifische Leistung [kw/l]	47,2	57,6	37,9	32	34,7	15,6
Drehmoment [Nm]	577	223	147	390	111	1100
bei Drehzahl [min ⁻¹]	4500	4000	3000	4300	4000	1300
effektiver Mitteldruck [bar]	12,2	14	10,3	8,2	9,3	10,8

Tabelle 7-1: Vergleich technischer Daten diverser Wasserstofffahrzeuge [21]

In nachfolgender Abbildung werden diverse Fahrzeuge mit bivalenter Auslegung miteinander verglichen. Dadurch soll das Potential von kombinierter Kompressor- und Turboaufladung aufgezeigt werden. Durch den riemengetriebenen Kompressor wäre speziell im unteren Drehzahlbereich eine starke Verbesserung des Drehmoments möglich.

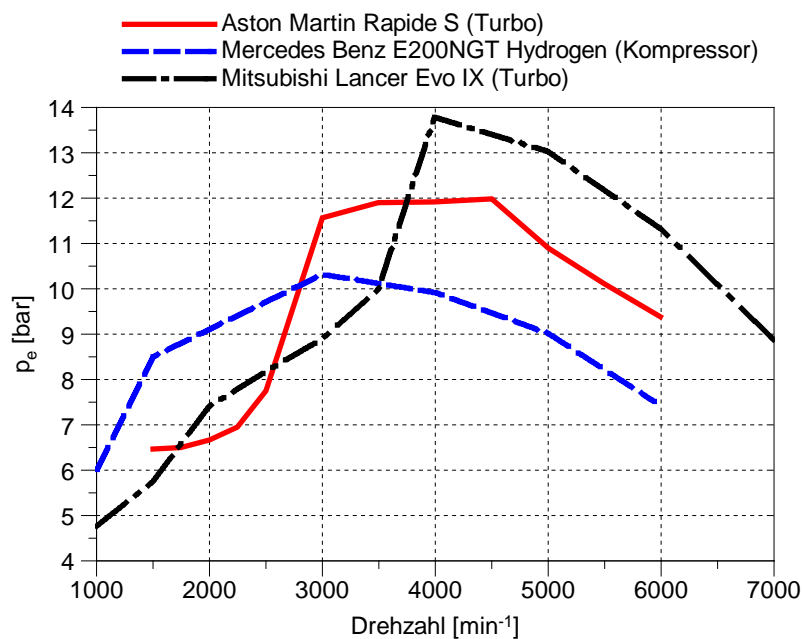


Abbildung 7-1: Vergleich von Wasserstofffahrzeugen mit Aufladung [21], [23]

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich durch die Verbrennung von Wasserstoff durchaus ansprechende Leistungsdaten erzielen lassen und die Technologie serientauglich ist, auch im Hinblick auf Kosten und Handhabbarkeit. Die flächendeckende Einführung scheitert noch an anderen Punkten. Deren Erfüllung ist jedoch Voraussetzung für die Vermarktung von bivalenten Fahrzeugen in Serie.

7.2 Problemfelder der Wasserstoffmobilität

Ein wichtiges Argument ist die Reichweite eines Fahrzeuges und gerade hier ist einer der neuralgischen Punkte in Sachen Wasserstoffmobilität. Durch die Verwendung von Benzin und Diesel steht uns ein Energieträger zur Verfügung, welcher (noch) vergleichsweise günstig, einfach in der Handhabung und platzsparend zu speichern ist. In folgender Abbildung sind die volumetrischen Energiedichten von einigen Energieträgern bei deren Speicherung aufgetragen. Daraus lässt sich ein deutlicher Nachteil für die Speicherung von Wasserstoff, egal in welcher Form, herauslesen. Lediglich Batterien sind hier noch schlechter aufgestellt.

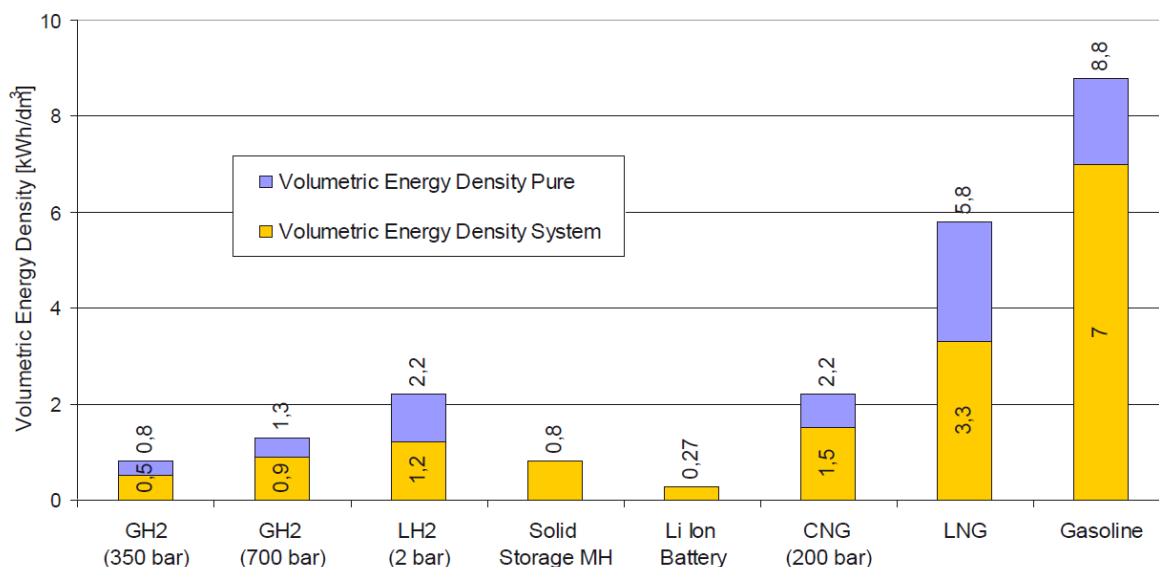


Abbildung 7-2: Vergleich der Energiedichten verschiedenster Energieträger [1]

Dazu kommt die Tatsache, dass Wasserstoff kein Primärenergieträger wie Benzin oder Diesel ist. Wasserstoff muss erst energieintensiv erzeugt werden. Geschieht dies nicht mit erneuerbaren Energieträgern, bzw. frei von Treibhausgasen, würde dies die Möglichkeit von CO₂-freier Mobilität konterkarieren. Wasserstoff dient lediglich zur Speicherung von Energie.

Gelingt es hier, nennenswerte Fortschritte in der Speicherung und Erzeugung von Wasserstoff zu machen, kann dieser als einer der aussichtsreichsten Energieträger für die Substitution von fossiler Energie gesehen werden.

8 Literaturverzeichnis

- [1] H. Eichlseder und M. Klell, Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik, Wiesbaden: Springer Verlag, 2012.
- [2] „Alset Global,“ [Online]. Available: www.alset.at.
- [3] „Aston Martin,“ [Online]. Available: www.astonmartin.com.
- [4] B. Kühne, Köhler/Rögnitz Maschinenteile 1, Springer, 2007.
- [5] R. Pischinger und H. Eichlseder, Skriptum Thermodynamik, Graz, 2007.
- [6] „AFS,“ Alternative Fuel Systems, [Online]. Available: www.afsglobal.com.
- [7] „Schorch,“ ATB Schorch GmbH, [Online]. Available: www.schorch.de.
- [8] G. P. Merker und C. Schwarz, Grundlagen Verbrennungsmotoren, Wiesbaden: Vieweg & Teubner, 2009.
- [9] H. Eichlseder, Skriptum Verbrennungskraftmaschinen, Graz, 2012.
- [10] Turbosmart, [Online]. Available: www.turbosmart.com.au.
- [11] ADAC Nordrhein, e.V, „Reglement 24h Rennen Nürburgring,“ 2012.
- [12] W. Enke, M. Gruber, L. Hecht und B. Saar, „Der bivalente V12-Motor des BMW Hydrogen 7,“ *MTZ*, Bd. 06, 2007.
- [13] R. J. Natkin, A. Denlinger, M. A. Younkings, A. Z. Weimer, S. Hashemi und A. Vaught, „Ford 6.8L Hydrogen IC Engine for the E-450 Shuttle Van,“ *SAE International*, 2007.
- [14] „EMP,“ Engineered Machined Products, [Online]. Available: www.emp-corp.com.
- [15] H. Eichlseder, M. Klell, K. Schaffer, D. Leitner und M. Sartory, „Synergiepotential eines Fahrzeuges mit variablem Erdgas/Wasserstoff-Mischbetrieb“.
- [16] Pectel, „Cosworth,“ [Online]. Available: www.cosworth.com.
- [17] H. Eichlseder, M. Klütting und W. F. Piok, Grundlagen und Technologien des Ottomotors, Springer, 2008.
- [18] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer, 2009.
- [19] AVL Tippelmann, [Online]. Available: www.avl-tippelmann.com.
- [20] NGK, [Online]. Available: www.ngk.de.
- [21] C. Hepp, „Modification and Calibration of a turbocharged SI Engine for Bifuel Hydrogen/Gasoline Operation,“ Graz, 2009.
- [22] R. Wurms, R. Budack, J. Böhme, R. Dornhöfer, A. Eiser und W. Hatz, „Der neue 2.0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4,“ 2008.
- [23] D. Leitner, „Umrüstung eines Erdgasottomotors auf Wasserstoffbetrieb,“ Graz, 2008.
- [24] Werkstatthandbuch AM11, Aston Martin.
- [25] AVL, „Boost Users Guide v.2010.1,“ 2011.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1 : Verfügbarkeit der derzeit bekannten Reserven [1]	11
Abbildung 1-2: Prognose des weltweiten Energiebedarfs [1].....	11
Abbildung 1-3: Wirkungsgrade Well-to-Wheel [1]	12
Abbildung 2-1: Gesamtfahrzeug Aston Martin Rapide S [2].....	15
Abbildung 2-2: geöffneter ENW Phasensteller (Dichtleisten und Rückstellfedern entfernt) ..	16
Abbildung 2-3: AM11-Motor des Serienfahrzeuges [3]	16
Abbildung 3-1: Einbausituation Meistergewichte.....	19
Abbildung 3-2: Schema H2-Versorgung.....	22
Abbildung 3-3: AFS Druckregler [6]	22
Abbildung 3-4: Foto H2-Versorgung	23
Abbildung 3-5: elektronischer Druckregler	23
Abbildung 3-6: Druckschwankungen elektronischer Druckregler.....	24
Abbildung 3-7: Y-Stück H2-Versorgung	24
Abbildung 3-8: Prüfstands Aufbau Ausbaustufe 1	25
Abbildung 3-9: Einbausituation Abgaskrümmen	25
Abbildung 3-10: Druckmesskette.....	26
Abbildung 3-11: Zündkerze mit integriertem Druckaufnehmer	27
Abbildung 4-1: verwendeter Turbolader (mit montiertem Restriktor)	30
Abbildung 4-2: Vergleich Krümmervarianten	31
Abbildung 4-3: Regelungsschema des internen Wastegates [10]	32
Abbildung 4-4: Regelungsschema des externen Watergates [10].....	32
Abbildung 4-5: Serienkolben (links) und Rennkolben (rechts)	34
Abbildung 4-6: Serienpleuel (links) und Rennpleuel (rechts)	34
Abbildung 4-7: Serienzündspule (links) und nachgerüstete Zündspule (rechts)	35
Abbildung 4-8: Elektrodenformen diverser Zündkerzen	36
Abbildung 4-9: elektrische Wasserpumpe	36
Abbildung 4-10: Gesamtübersicht der Wasserstoffversorgung [2].....	37
Abbildung 4-11: Sensoren im Ansaugkrümmer.....	38
Abbildung 4-12: Wasserstoffrail	38
Abbildung 4-13: Positionierung der Gasrails	39
Abbildung 4-14: Schnittzeichnung Gasinjektor	39
Abbildung 4-15: Messprogramm zur Vermessung der Gasinjektoren.....	41

Abbildung 4-16: Vergleich zweier neuer Injektoren bei verschiedenen Drücken	42
Abbildung 4-17: Öffnungsverhalten bei neuen Gasinjektoren	43
Abbildung 4-18: Öffnungsverhalten bei gebrauchten Injektoren	43
Abbildung 4-19: Motorsteuergerät Pectel MQ12 [16]	44
Abbildung 4-20: Regelstrategien in Benzin- (links) und Wasserstoffmodus (rechts)	45
Abbildung 4-21: Kalibrierprozess des Motorsteuergerätes	45
Abbildung 5-1: Messaufbau am Strömungsprüfstand	47
Abbildung 5-2: Durchflussbeiwerte für beide Strömungsrichtungen	48
Abbildung 5-3: Durchflussbeiwerte bei separater Ventilbetätigung	48
Abbildung 5-4: Darstellung von Drall (links) und Tumble (rechts) [17]	49
Abbildung 5-5: Momentenmessgerät nach Tippelmann [19]	49
Abbildung 5-6: gemessene Drall-, und Tumblezahlen	50
Abbildung 5-7: Ladungsbewegung bei separater Betätigung der Ventile	50
Abbildung 5-8: Vergleich Vollastlinien der einzelnen Betriebsmodi im Verdichterkennfeld	52
Abbildung 5-9: gemessene angesaugte Luftmassen	53
Abbildung 5-10: gemessene Abgasenthalpien	53
Abbildung 5-11: Vergleich Ladedruck und Abgasgegendruck der Krümmervarianten in den einzelnen Betriebsmodi	54
Abbildung 5-12: gemessene Luftmassenströme der Restriktorvarianten	54
Abbildung 5-13: Vergleich Ladedruck und Abgasgegendruck der Restriktorvarianten in den einzelnen Betriebsmodi	55
Abbildung 5-14: Frühzündungen bei 3000 min^{-1} im Benzinbetrieb, Teillast	56
Abbildung 5-15: Querschnitt durch eine Stabzündspule [20]	57
Abbildung 5-16: Leistungs- und Drehmomentverlauf im Benzinbetrieb	58
Abbildung 5-17: Ladedruck und Abgasgegendruck im Benzinbetrieb	59
Abbildung 5-18: spezifischer Kraftstoffverbrauch	59
Abbildung 5-19: Wirkungsgrad im Benzinbetrieb	60
Abbildung 5-20: Lambda im Benzinbetrieb	60
Abbildung 5-21: Abgastemperatur T31	61
Abbildung 5-22: Zündwinkel im Benzinbetrieb	61
Abbildung 5-23: Verbrennungsschwerpunktlage im Benzinbetrieb	62
Abbildung 5-24: Brenndauer im Benzinbetrieb	62
Abbildung 5-25: NO_x -Emissionen im Benzinbetrieb	63
Abbildung 5-26: HC-Emissionen im Benzinbetrieb	63
Abbildung 5-27: CO Emissionen im Benzinbetrieb	64
Abbildung 5-28: Temperatur Luftsammler im Benzinbetrieb	64

Abbildung 5-29: angesaugte Luftmasse im Benzinbetrieb	65
Abbildung 5-30: Spreizung der Kühlwassertemperatur im Benzinbetrieb	65
Abbildung 5-31: Leistungs- und Drehmomentverlauf im H2-Betrieb	66
Abbildung 5-32: Ladedruck und Abgasgegendruck im H2-Betrieb	67
Abbildung 5-33: Wirkungsgrad im H2-Betrieb	67
Abbildung 5-34: Lambda im H2-Betrieb	68
Abbildung 5-35: Angesaugte Luftmasse im H2-Betrieb.....	68
Abbildung 5-36: Abgastemperatur im H2-Betrieb.....	69
Abbildung 5-37: Zündwinkel im H2-Betrieb.....	70
Abbildung 5-38: Verbrennungsschwerpunktlage im H2-Betrieb	70
Abbildung 5-39: energetischer Anteil Benzin im H2-Betrieb	71
Abbildung 5-40: CO-Emissionen im H2-Betrieb.....	71
Abbildung 5-41: HC-Emissionen im H2-Betrieb.....	72
Abbildung 5-42: gemessene CO ₂ -Konzentration im Abgas.....	72
Abbildung 5-43: NO _x -Konzentration in Abhängigkeit von Lambda	73
Abbildung 5-44: NO _x -Kennfeld im H2-Betrieb.....	73
Abbildung 5-45: Wirkungsgraddifferenz H2-Betrieb vs. Benzinbetrieb	74
Abbildung 5-46: Leistungs- und Drehmomentverlauf im Mixbetrieb	75
Abbildung 5-47: Vergleich energetischer Anteile im H2- und Mixbetrieb	75
Abbildung 5-48: gefahrene Messpunkte im Mixbetrieb	76
Abbildung 5-49: Auswertung Mixbetrieb	77
Abbildung 5-50: Druckverlauf im Mixbetrieb	78
Abbildung 5-51: Reibungsmitteldruck bei der Schleppmessung.....	79
Abbildung 5-52: indizierter Mitteldruck bei der Schleppmessung	79
Abbildung 5-53: Lagerstellen Nockenwelle nach Demontage	80
Abbildung 5-54: Kolben nach Demontage.....	80
Abbildung 6-1: System Brennraum [18].....	81
Abbildung 6-2: Umsetzrate (links) und Umsetzgeschwindigkeit (rechts) über der relativen Brenndauer [18].....	84
Abbildung 6-3: Ventilerhebungskurven Aston Martin AM11	86
Abbildung 6-4: komplettes Boost Modell Zylinderbank A	87
Abbildung 6-5: Einfluss der Phasenlage auf den indizierten Mitteldruck laut Boost.....	88
Abbildung 6-6: Einfluss der Phasenlage auf den Ladungswechsel (Simulation)	89
Abbildung 6-7: Einfluss der Nockenkontur auf den indizierten Mitteldruck laut Boost	90
Abbildung 6-8: Strömungsgeschwindigkeit und Druck in einem Arm des Abgaskrümmers laut Boost.....	91

Abbildung 6-9: Vergleich Druckverhältnis Verdichter Simulation vs. Messung im Benzin- (links) und H2-Betrieb (rechts)	91
Abbildung 6-10: Vergleich effektive Mitteldrücke Simulation vs. Messung im Benzin- (links) und H2-Betrieb (rechts).....	92
Abbildung 6-11: Vergleich der Luftmassenströme Simulation vs. Messung im Benzinbetrieb	92
Abbildung 7-1: Vergleich von Wasserstofffahrzeugen mit Aufladung [21], [23].....	94
Abbildung 7-2: Vergleich der Energiedichten verschiedenster Energieträger [1].....	95

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1-1: Vergleich Benzin / Wasserstoff [1]	13
Tabelle 2-1: technische Daten Aston Martin Rapide S	17
Tabelle 3-1: gemessene Werte der Meistergewichte.....	20
Tabelle 3-2: technische Daten Wirbelstrombremse	21
Tabelle 3-3: Strömungsgeschwindigkeiten H2-Versorgung	21
Tabelle 3-4: technische Daten Asynchronmaschine [7].....	26
Tabelle 3-5: Messstellen Sensorbox.....	28
Tabelle 4-1: Auswahl des Turboladers.....	30
Tabelle 4-2: theoretische Luftmasse Restriktor	33
Tabelle 4-3: Vergleich Zündspulen.....	35
Tabelle 4-4: Vorauswahl geeigneter Zündkerzen	36
Tabelle 4-5: Spezifikation der Gasinjektoren [6].....	40
Tabelle 4-6: Durchflussrate der Injektoren bei 6 bar Druck und 10 ms Öffnungsdauer.....	42
Tabelle 6-1: Vergleich Ventilhub der Nockenwellenvarianten.....	90
Tabelle 7-1: Vergleich technischer Daten diverser Wasserstofffahrzeuge [21].....	94