

DIPLOMARBEIT

Brennverfahrensentwicklung an einem Turbomotor mit kryogener Wasserstoff-Saugrohrenblasung

Lukas Leonhartsberger

zur Erlangung des akademischen Grades
Dipl.-Ing.

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Professor:
Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder

Betreuender Assistent:
Dipl.-Ing. Daniel Leitner



2010

„I'd put my money on the sun and solar energy. What a source of power! I hope we don't have to wait until oil and coal run out before we tackle that.“

(Thomas Edison in conversation with Henry Ford and Harvey Firestone, 1931)

Vorwort

Durch die Energie- und Umweltproblematik besteht in der heutigen Zeit ein besonders großes Interesse an alternativen Energiequellen. Auch in der Mobilität bedarf es an Verbesserungen. Diese Arbeit bot mir die Möglichkeit einen kleinen Teil zu diesem wichtigen Thema beizusteuern. Die Diplomarbeit ist im Rahmen des transnationalen Projekts H₂CPI am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, unter der Leitung von Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, durchgeführt worden.

Großen Dank gilt somit Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder, Leiter des Instituts für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz, der mir diese Arbeit ermöglichte.

Weiters möchte ich mich bei dem gesamten Wasserstoffteam des Instituts bedanken, das mir immer mit Rat und Tat zur Seite stand. Einen besonderen Dank gilt Herrn Dipl.-Ing. Daniel Leitner für seine freundliche und hilfreiche Unterstützung in allen Fragestellungen. Ebenso möchte ich mich bei dem kompetenten Prüfstandspersonal bedanken, welches erst die Durchführung wesentlicher Teile dieser Arbeit ermöglichte.

Aufrichtigen Dank gilt meinen Eltern Johann und Jasmine. Sie haben mich stets in meinen Vorhaben unterstützt und sind maßgeblich für die Qualität meiner Ausbildung verantwortlich.

Nicht zuletzt möchte ich mich bei meinen Freunden, Geschwistern und Großeltern bedanken, auf die ich in meiner Studienzeit in den unterschiedlichsten Belangen zählen konnte.

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig 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 13.11.2010

Lukas Leonhartsberger

Kurzfassung

Der Klimawandel und die Verknappung fossiler Rohstoffe bei gleichzeitig wachsendem Weltenergieverbrauch machen es notwendig sich über alternative Energieträger Gedanken zu machen. Bei mobilen Anwendungen, wie bei Fahrzeugen, ist auch die Speicherbarkeit ein wichtiges Kriterium an die Energieträger. Wasserstoff als Kraftstoff für die Verbrennungskraftmaschine ist eine Alternative. Ein Ziel ist die Entwicklung von serientauglichen Brennverfahren, um die Potentiale von Wasserstoff als Kraftstoff in der Verbrennungskraftmaschine auszuloten und aufzuzeigen. Diese Arbeit befasst sich mit der Entwicklung eines Wasserstoff-Brennverfahrens an einem Vollmotor mit Abgasturboaufladung. Das Brennverfahren soll mit äußerer Gemischbildung erfolgen und für ein Fahrzeug, bei dem der Wasserstoff tiefkalt gespeichert wird (z.B. Flüssigtanksystem), entwickelt werden. Die Anforderungen an ein modernes Brennverfahren sind hohe Leistungsdichte, geringe Emissionen und geringer Verbrauch. Das Hauptaugenmerk liegt hier auf der Leistungsdichte. Die Innovation dieser Arbeit ist die Einblasung von tiefkaltem, gasförmigem Wasserstoff zur Erhöhung der Leistungsdichte.

Im ersten Teil dieser Arbeit wird auf wichtige Stoffeigenschaften von Wasserstoff und deren Konsequenzen auf das Brennverfahren. Es folgt eine Beschreibung des Motorprüfstands, wo beispielsweise die Konditionierung des Kraftstoffs nachzulesen ist.

Der Hauptteil dieser Arbeit gilt den experimentellen Vollastuntersuchungen. Hier sind leistungsbegrenzende Verbrennungsanomalien und Maßnahmen zu deren Vermeidung erklärt. Weiters folgen eine Analyse des Effekts der kryogenen Einblasung und die Messergebnisse mit wichtigen Erkenntnissen. Die Messergebnisse fassen alle Erkenntnisse und Schritte zur Leistungssteigerung zusammen und geben Aufschluss über die Begrenzungen. Es wird eine Betriebsstrategie vorgestellt, die es erlaubt die Vorteile der kryogenen Einblasung mit den Wirkungsgradvorteilen zu kombinieren und dabei NO_x -Emissionen weitgehend zu vermeiden. Abschließend folgt ein Ausblick zu weiteren Maßnahmen zur Verbesserung des Brennverfahrens.

Der letzte Teil dieser Arbeit befasst sich mit der Funktionsentwicklung zur Bedatung der Motorsteuerung. Es wird ein Modell zur Kraftstoffzumessung mit physikalischem und empirischem Lösungsansatz vorgestellt. Weiters wird eine wirkungsgradoptimierte Motorparametrierung durchgeführt. Dabei wird die Methode der statistischen Versuchsplanung angewendet.

Abstract

The climate change and the shortage of fossil energy sources at concurrent increase of the world energy consumption make it requisite to consider alternative energy sources. In mobile applications like automotive the accumulation of energy is also an important criterion. Hydrogen as fuel for the internal combustion engine is one alternative. One goal in research is the development of combustion systems to demonstrate the potential of hydrogen as fuel for the internal combustion engine. This work deals with the development of a hydrogen combustion system on a turbocharged internal combustion engine. The combustion system has to be with port injection and is considered to be developed for a craft with a cryogenic hydrogen tank system. The requirements on a modern combustion system are high power density, low emission and low mileage. In this work high power density is focussed. The innovation of this work is the injection of cryogenic, gaseous hydrogen in order to risen the power density.

In the first part of this work some important chemical properties of hydrogen, which have great influence on the combustion system, are pointed out. A description of the testing bench with the cooling system for the fuel follows.

The main part of this work deals with experimental full load (torque output) investigations. The power limiting irregular combustion and steps to avoid them are described. Some analyses on the effect of the cryogenic injection with important insights follow. The results of measurement include all power rising steps and give an insight on the limits. There is a strategy to combine the advantages of the cryogenic injection and the advantages of efficiency at a very low emission of nitric oxide pointed out. Finally there is given an outlook with further steps to improve the combustion system.

The final part of this work deals with the development of functions for the engine control unit. There are statements to describe the interconnections of the torque driven load control shown. A model for the fuel dosage with physical and empirical approach to solution is pointed out. Further on, an efficiency based optimization of the engine parameters is accomplished. Therefor the method of design of experiments is applied.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Wasserstoff in der Verbrennungskraftmaschine	3
2.1	Erzeugung von Wasserstoff	3
2.2	Wichtige Eigenschaften von Wasserstoff	4
3	Motorprüfstand	11
3.1	Versuchsträger	12
3.1.1	Motorbeschreibung	13
3.1.2	Modifikation des Motors für den Wasserstoffbetrieb	13
3.1.3	Motorsteuerung	20
3.1.4	Betriebsmittelkonditionierung	23
3.2	Messtechnik	29
4	Vollastuntersuchungen	37
4.1	Verbrennungsanomalien	39
4.2	Kryoeffekt	48
4.2.1	Leistungspotential am Saugmotor	48
4.2.2	Leistungspotential am aufgeladenen Motor	54
4.3	Messergebnisse	57
4.3.1	Maximale Vollast	58
4.3.2	Analyse – Verbesserungsmaßnahmen	59
4.3.3	Ergebnisse mit Ladedruckregelung	62
4.3.4	Umschaltstrategie zwischen magerem und stöchiometrischem Betrieb	66
4.3.5	Weitere Maßnahmen	74
5	Funktionsentwicklung – Laststeuerung	81
5.1	Modell	83
5.2	Kraftstoffzumessung	85
5.2.1	Physikalischer Lösungsansatz	85
5.2.2	Empirischer Modellansatz	88
5.3	Design of Experiments – Statistische Versuchsplanung	89
5.3.1	Wirkungsgradoptimierte Motorparametrierung	90

6 Zusammenfassung – Ausblick	97
Literaturverzeichnis	99
Tabellenverzeichnis	101
Abbildungsverzeichnis	103

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Lateinische Formelzeichen

A	Strömungsquerschnitt	\dot{m}_{Leck}	Leckagemassenstrom
A_e	effektiver Strömungsquerschnitt	$m_{\text{Leck,Asp}}$	Leckagemasse pro Arbeitsspiel
c	spezifische Wärmekapazität	\dot{m}_{Luft}	Ansaugluftmassenstrom
$C_{\text{mp,H}_2}$	spezifische molare Wärmekapazität bei konstantem Druck von Wasserstoff	\dot{m}_{th}	theoretischer Kraftstoffmassenstrom
$C_{\text{mp,Luft}}$	spezifische molare Wärmekapazität bei konstantem Druck von Luft	$m_{\text{th,Asp}}$	theoretische Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel
c_p	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	m_{Zyl}	Gasmasse im Zylinder
$E_{\text{Gem,ist}}$	lokale thermische Energie des Gemischs	n	Drehzahl
$E_{\text{Gem,min}}$	minimale Zündenergie des Gemischs	n_{H_2}	Stoffmenge Wasserstoff
$E_{\text{Gem,Zünd}}$	Zündenergie des Gemischs	n_{Luft}	Stoffmenge Luft
e_i	Residuum	p	Druck
E_{th}	thermische Energie	P_e	effektive Leistung bei Normzustand
H_G	Gemischheizwert, Gemischenthalpie	$P_{e,\text{gem}}$	gemessene effektive Leistung
H_{H_2}	Wasserstoffenthalpie	$P_{e,\text{NZ}}$	effektive Leistung
H_{Luft}	Luftenthalpie	p_e	effektiver Mitteldruck
h_{Rail}	spezifische Enthalpie von H_2 im Rail	p_i	indizierter Mitteldruck
H_u	unterer Heizwert	p_L	Ladedruck (relativ)
h_V	Einlassventilhübe	p_R	Reibmitteldruck
h_{22}	spezifische Enthalpie der Ansaugluft	p_{Rail}	Einspritzdruck
L_{mst}	molarer stöchiometrischer Luftbedarf	p_U	Umgebungsdruck
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	$p_{\text{Wasserdampf}}$	Wasserdampfdruck
m	Masse	p_{Zyl}	Zylinderdruck
\dot{m}	Massenstrom	p_{22}	Ladedruck (absolut)
m_B	Kraftstoffmasse	p_{31}	Auspuffdruck
\dot{m}_B	Kraftstoffmassenstrom	R	spezifische Gaskonstante
$m_{B,\text{Asp}}$	Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel	r_F	relative Feuchte
M_e	effektives Drehmoment	T	Temperatur
		t_e	Einblasedauer (Bestromungsdauer)
		T_{Flansch}	Wasserstofftemperatur gemessen vor der Injektoreinheit
		T_{Gas}	Gastemperatur
		T_G	Gemischtemperatur
		T_{H_2}	Einblasetemperatur

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

T_{Luft}	Lufttemperatur	G	Gemisch
T_{Rail}	Wasserstofftemperatur gemessen im Rail	FZ	Frühzündung
T_{U}	Umgebungstemperatur	H_2	Wasserstoff
T_{22}	Ladelufttemperatur	HC	Kohlenwasserstoff
V_{h}	Hubvolumen	H_2O	Wasser
v_{Rail}	Strömungsgeschwindigkeit von H_2 im Rail	i	indiziert
V_{Zyl}	Volumen im Zylinder	KW	Kurbelwinkel
v_{22}	Strömungsgeschwindigkeit der Ansaugluft	LLK	Ladeluftkühler
		LWOT	Ladungswechsel-Totpunkt
		MFB50	50%-Umsatzpunkt (<u>M</u> ass <u>F</u> raction <u>B</u> urnt)
		MV	Magnetventil
		N_2	Stickstoff
		NO_x	Stickoxide
		OT	oberer Totpunkt
		O_2	Sauerstoff
		RZ	Rückzündung
		SAV	Sicherheitsablassventil
		SULEV	Super Ultra Low Emission Vehicle Kalifornische Emissionsklasse
		th	thermisch, thermodynamisch
		UT	unterer Totpunkt
		ULEV2	Ultra Low Emission Vehicle 2 Kalifornische Emissionsklasse
		VANOS	Variable Nockenwellensteuerung
		VVT	Variabler Ventiltrieb
		ZOT	Zünd-Totpunkt
		ZZP	Zündzeitpunkt
Griechische Formelzeichen			
β	Modellkoeffizient		
ε	Verdichtungsverhältnis		
η	Wirkungsgrad		
η_e	effektiver Wirkungsgrad		
η_i	indizierter Wirkungsgrad		
η_{th}	thermodynamischer Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses		
κ	Isentropenexponent		
λ	Luftverhältnis		
λ_a	Luftaufwand		
μ	Durchflusszahl		
ν_{O_2}	Sauerstoffkonzentration		
ψ	Durchflussfunktion		
ρ	Dichte		
ρ_{L}	Dichte der (Saug-)Luft		
ρ_{G}	Gemischdichte		
ρ_{Rail}	Kraftstoffdichte im Rail		
Indizes und Abkürzungen			
Asp	Arbeitsspiel		
CAN	Control Area Network		
CO	Kohlenmonoxid		
CO_2	Kohlendioxid		
COV	Coefficient of Variation		
CPI	Cryogenic Port Injection		
DoE	Design of Experiments		
DI	Direct Injection		
DMS	Dehnmessstreifen		
e	effektiv		
EB	Einlassbeginn		
EURO5	Europäische Emissionsklasse		

1 Einleitung

Der Klimawandel und die Verknappung fossiler Rohstoffe machen es notwendig sich über alternative Energieträger Gedanken zu machen. Im Jahr 2008 betrug der weltweite Verbrauch an Öl als Primärenergieträger rund 33 %, der zu einem großen Teil im Transportwesen umgesetzt wurde [1]. Die fortschreitende Industrialisierung von Schwellenländern wie etwa China verschärft die Situation noch zusätzlich. Ziel ist es nachhaltige Energiequellen zu finden und diese möglichst umweltschonend und effizient umzusetzen. Nur so kann eine drastische Reduktion des häufigsten Treibhausgases CO_2 auch langfristig gewährleistet werden.

Wasserstoff eignet sich hervorragend als solcher Energieträger, da er sich ohne CO_2 -Ausstoß umsetzen lässt und auf unserem Planeten, in gebundener Form (Wasser), praktisch unbegrenzt zur Verfügung steht. Er lässt sich u.a. mittels der Elektrolyse aus Wasser gewinnen und in einem geschlossenen Kreislauf wieder zu Wasser umwandeln. Dem entgegen steht, dass die Wasserstofferzeugung mittels Elektrolyse derzeit noch sehr energieaufwendig und deshalb auch sehr teuer ist. Außerdem sind die Speicherung und die Versorgung derzeit noch problematisch. Nichtsdestotrotz könnte Wasserstoff ein zukunftssträchtiger Energieträger sein und steht im Mittelpunkt von Forschungsprojekten aus unterschiedlichen Bereichen.

Wasserstoff als Kraftstoff in der Verbrennungskraftmaschine hat gegenüber Kraftstoffen auf Kohlenwasserstoff-Basis den großen Vorteil, dass aus der Wasserstoffverbrennung keine CO_2 -Emissionen entstehen. Außerdem weist er einige Besonderheiten auf, die sowohl hinsichtlich Wirkungsgrad als auch hinsichtlich Emissionen (wie etwa NO_x) großes Potential mit sich bringen. Eine Herausforderung besteht nun darin serientaugliche Brennverfahren für den Wasserstoffbetrieb zu entwickeln, um das Wirkungsgradpotential voll auszuschöpfen und auch künftige Emissionsgrenzwerte einzuhalten.

Die sehr geringe Dichte von Wasserstoff macht die Speicherung problematisch und führt am Fahrzeug zu kleineren Reichweiten. Zur Erhöhung der Dichte bei der Speicherung, und somit auch der Reichweite des Fahrzeugs, kommen z.B. Flüssigtanks in Betracht. Im Falle eines Flüssigtanks steht der Wasserstoff tiefkalt, bei seiner Siedetemperatur ($-252,8^\circ\text{C}$ bei 1,013 bar) zur Verfügung. Es stellt sich die Frage, welche Brennverfahren am Fahrzeug mit Wasserstoffmotor und einem kryogenen Tanksystem sinnvoll sind.

Das Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz führt schon seit Jahren Forschungsaktivitäten zur Entwicklung von Brennverfahren für den

Wasserstoffmotor durch. Abbildung 1.1 gibt einen Überblick der bisherigen Aktivitäten.

Im Rahmen des Projekts H₂CPI (Hydrogen Cryogenic Port Injection), welches am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik (IVT) der TU Graz in Zusammenarbeit mit verschiedenen Industriepartnern durchgeführt wird, soll an einem Vollmotor mit Abgasturboaufladung ein H₂-Brennverfahren entwickelt werden. Das Brennverfahren soll den gesamten Lastbereich eines vergleichbaren Serienmotors abdecken und auf Leistung, Verbrauch sowie Emissionen optimiert sein. Die Besonderheit in diesem Projekt ist die kryogene Saugrohrenblasung des Wasserstoffs. Mit der damit verbundenen Kühlung des Gemischs soll die Leistungsdichte gesteigert werden. Weiters sollen zur Bedienung der Motorsteuerung entsprechende Funktionen entwickelt werden.

Ziel dieser Diplomarbeit ist die experimentelle Untersuchung des Vollmotors am Motorprüfstand zur Brennverfahrensentwicklung, sowie die Entwicklung von Funktionen für die Applizierung. Das Hauptaugenmerk liegt auf der Leistungssteigerung mittels der kryogenen Saugrohrenblasung.

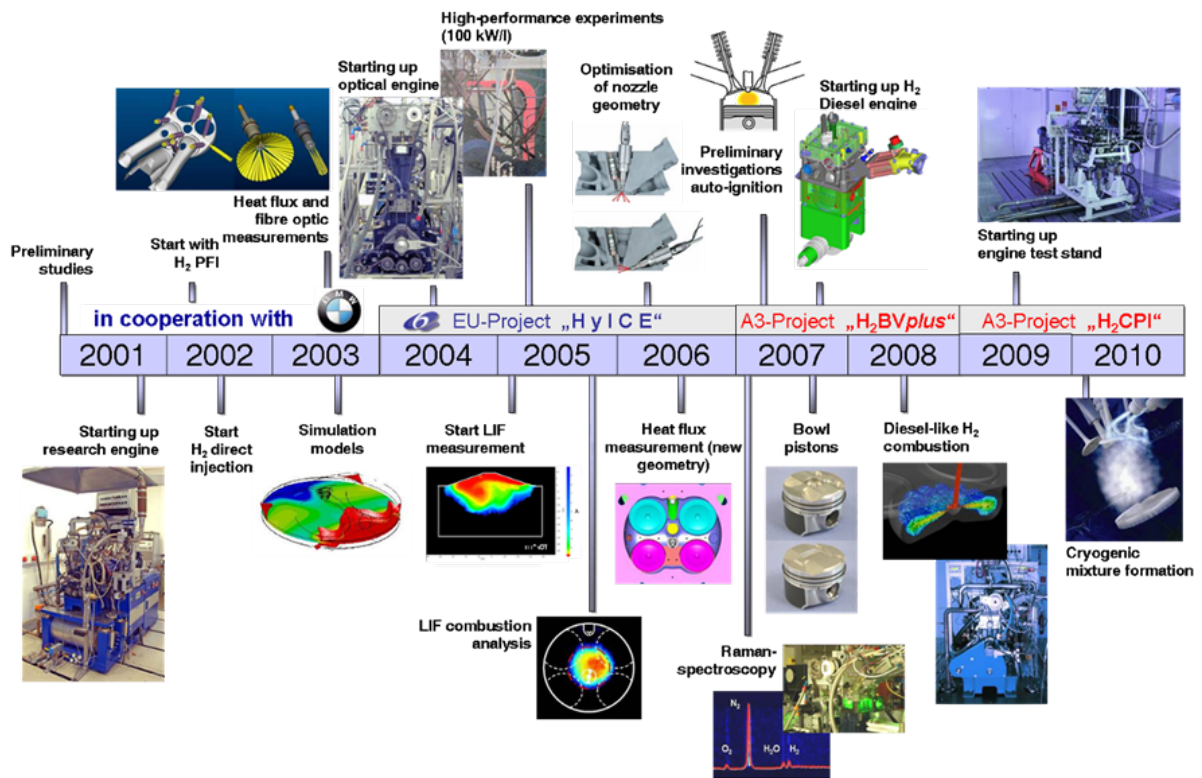


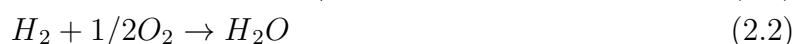
Abbildung 1.1: H₂-Motorenforschung am IVT der TU Graz

2 Wasserstoff in der Verbrennungskraftmaschine

Was den Wasserstoff neben den bereits erwähnten Vorteilen (CO_2 -freie Verbrennung und praktisch unbegrenzte Verfügbarkeit) besonders attraktiv für den Betrieb der Verbrennungskraftmaschine macht, sind seine Potentiale zur Wirkungsgradverbesserung bei gleichzeitiger Reduktion der NO_x -Emissionen. Durch seine weiten Zündgrenzen bietet Wasserstoff die Möglichkeit einer Qualitätsregelung, was zu einer Entdrosselung führt. Außerdem erlaubt Wasserstoff durch seine kurze Verbrennungsdauer eine thermodynamisch günstigere Verbrennung. Einer seiner gravierendsten Nachteile beim Einsatz im Verbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung ist die geringe Leistungsdichte bezogen auf das Hubvolumen. In diesem Kapitel sollen die genannten Aspekte und auch weitere erklärt werden und es soll auf die Erzeugung von Wasserstoff hingewiesen werden.

2.1 Erzeugung von Wasserstoff

Die Erzeugung von molekularem Wasserstoff (H_2) erfolgt aus wasserstoffhaltigen Verbindungen wie fossilen Kohlenwasserstoffen, Biomasse, Wasser und anderen Verbindungen. Derzeit stammen ca. 40 % des benötigten Wasserstoffs aus Industrieprozessen wie z.B. der Rohölraffinerie, bei denen der Wasserstoff als Nebenprodukt anfällt. Etwa 60 % des Wasserstoffs werden eigens erzeugt. Wobei großtechnisch die Herstellung durch Reformierung fossiler Kohlenwasserstoffe, bei der Wirkungsgrade von bis zu 80 % erreicht werden, am weitesten verbreitet ist [2]. Da bei den Reformierungsprozessen immer CO_2 ausgestoßen wird, sind diese nicht wünschenswert. Erstrebenswert wäre eine CO_2 -neutrale Herstellung wie der elektrochemischen Wasserspaltung (Elektrolyse). Dabei müsste auch die Energie für die Elektrolyse aus CO_2 -neutralen Primärenergieträgern, wie z.B. Solar-, Wind- oder Wasserenergie bereitgestellt werden. Bei der anschließenden Energieumsetzung in der Verbrennungskraftmaschine werden Wasserstoff und Sauerstoff wieder zu Wasser umgewandelt, womit sich der Kreis schließt. Die Gesamtreaktionsgleichungen lauten:



Da die Elektrolyse zur Wasserstofferzeugung derzeit noch einen vergleichsweise schlechten Wirkungsgrad aufweist, spielt sie in der Industrie eine untergeordnete Rolle. Durch eine Verbesserung des Prozesses könnte Wasserstoff als Kraftstoff für die Verbrennungskraftmaschine an Bedeutung gewinnen.

2.2 Wichtige Eigenschaften von Wasserstoff

In diesem Kapitel sollen wichtige Eigenschaften von Wasserstoff und deren Auswirkung auf den Betrieb der Verbrennungskraftmaschine näher erklärt werden. Wasserstoff als Kraftstoff in der Verbrennungskraftmaschine bringt Emissions- und Wirkungsgradvorteile mit sich, führt jedoch vor allem bei der Saugrohrenblasung zu einer geringen Leistungsdichte. Die dafür verantwortlichen Eigenschaften werden im Folgenden erläutert.

Wirkungsgrad

Wasserstoff hat im Vergleich zu anderen Kraftstoffen sehr weite *Zündgrenzen*. Das Wasserstoff-Luft-Gemisch bleibt für Luftverhältnisse von $\lambda = 0,13$ bis $\lambda = 10$ zündfähig [2]. Wie aus Messungen am Versuchsträger hervorgegangen ist, ergeben sich realistische Luftverhältnisse von $\lambda = 1$ bis ca. $\lambda = 5$. Die untere Grenze rührt aus den H_2 -Emissionen, die bei $\lambda < 1$ entstehen. Die obere Grenze stellen die zyklischen Verbrennungsschwankungen (Coefficient of Variation) dar, die bei einer weiteren Abmagerung des Gemischs zu groß werden. Die weiten Zündgrenzen ermöglichen den qualitätsgeregelten Betrieb im Teillastbereich, was die Ladungswechselverluste hier erheblich reduziert, da hier keine Drosselung durch etwa einer Drosselklappe erfolgt. Dies bringt im Vergleich zum konventionellen, $\lambda = 1$ -geregelten Ottomotor Wirkungsgradvorteile mit sich. Die qualitative Lastregelung erfolgt über den Gemischheizwert H_G gemäß der Beziehung [3]:

$$p_e = \lambda_a H_G \uparrow \eta_e \quad (2.3)$$

Der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} (Gleichraumverbrennung) ist definiert durch das Verdichtungsverhältnis ε und den Isentropenexponenten κ [4]:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.4)$$

Der Isentropenexponent beträgt beim Wasserstoff-Luft-Gemisch $\kappa \approx 1,4$ (bei Umgebungsbedingungen) und ist höher als bei Kraftstoffgemischen auf Kohlenwasserstoff-Basis ($\kappa \approx 1,35$, bei Umgebungsbedingungen, $\lambda = 1$). Folglich ergeben sich schon alleine durch die Stoffwerte Vorteile im thermodynamischen Wirkungsgrad für Wasserstoff (siehe Abb. 2.1).

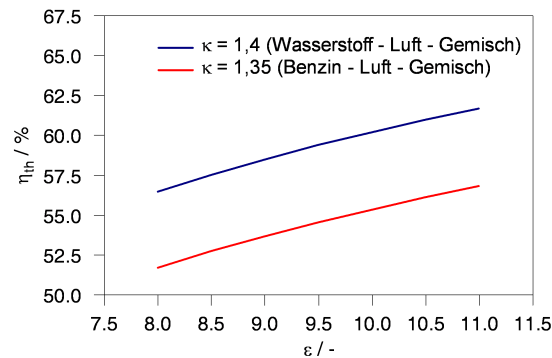


Abbildung 2.1: Vergleich der thermodynamischen Wirkungsgrade

Im Magerbetrieb herrscht Luftüberschuss im Brennraum. Die überschüssige Luft kann Wärme aufnehmen ohne an der Verbrennung teilzunehmen, wodurch die Prozesstemperaturen sinken. Da mit niedrigeren Verbrennungstemperaturen der Isentropenexponent κ ansteigt, erhöht sich im Magerbetrieb der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} . Weiters zu erwähnen ist, dass mit geringeren Prozesstemperaturen der Wärmeübergang sinkt. Dies bringt weitere Wirkungsgradvorteile mit sich, da der Wasserstoffmotor, anders als ein konventioneller Ottomotor, im Teillastbereich qualitätsgeregelt, und damit mager, betrieben werden kann.

Beim thermodynamischen Wirkungsgrad η_{th} wird von der Gleichraumverbrennung ausgegangen, die im realen Motor nie erreicht werden kann. Die Gleichraumverbrennung stellt einen Idealfall dar, der aufgrund von endlichen Verbrennungsdauern nicht erreichbar ist. Die *laminare Flammgeschwindigkeit* von Wasserstoff liegt bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ um ein Vielfaches höher als bei Kraftstoffen auf Kohlenwasserstoff-Basis (siehe Tabelle 2.2, Seite 9), was eine sehr rasche Verbrennung mit sich bringt. Durch eine rasche Verbrennung ist die Annäherung an den thermodynamisch günstigen Gleichraumprozess möglich und führt zu weiteren Wirkungsgradvorteilen.

Aus Untersuchungen, die am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik durchgeführt wurden, geht hervor, dass das Wasserstoff-Luft-Gemisch sehr nahe an die Wandungen des Brennraums brennt. Damit steigt der Wärmeübergang, was den Wirkungsgrad negativ beeinflusst.

Emissionen

Der entscheidende Vorteil von Wasserstoff gegenüber herkömmlichen Kraftstoffen auf Kohlenwasserstoff-Basis ist der CO₂-freie Betrieb. Wie bereits erwähnt entsteht bei der Verbrennung lediglich Wasserdampf und Spuren von CO₂ durch verbranntes Schmieröl. Ein weiterer entscheidender Vorteil ergibt sich durch die Möglichkeit zur starken

Abmagerung des Gemischs und der damit verbundenen Senkung der Verbrennungsgastemperatur. Bei der Unterschreitung der Schwelltemperatur von ca. 2000 K können NO_x -Emissionen bis zur Nachweisgrenze vermieden werden [2]. Ab einem Luftverhältnis

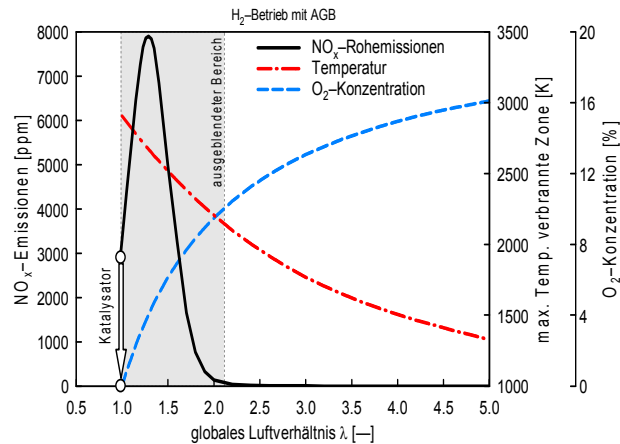


Abbildung 2.2: Stickoxide über Luftverhältnis [2]

von ca. $\lambda > 2,2$ ist diese Schwelltemperatur unterschritten. Bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ können die NO_x -Emissionen mit einem herkömmlichen 3-Wege-Katalysator konvertiert werden. Dabei schwankt das Luftverhältnis um eins und die Stickoxide (NO_x) werden mit Wasserstoff (H_2) zu Stickstoff (N_2) und Wasser (H_2O) konvertiert. Es ergeben sich grundsätzlich drei mögliche Betriebsstrategien zur Vermeidung von Stickoxidemissionen:

- $\lambda = 1$ -Betrieb
- Magerbetrieb $\lambda > 2,2$ (Abhängig vom Zündzeitpunkt)
- Kombinierte Betriebsstrategie: Im Teillastbereich Magerbetrieb bei $\lambda > 2,2$ und bei Vollast $\lambda = 1$ (siehe Abb. 2.2)

Die Optimierung der Vollast mittels der kryogenen Gemischbildung ist das Hauptziel dieser Diplomarbeit. Unter kryogener Gemischbildung wird hier die Einblasung von tiefkaltem Wasserstoff verstanden. Die Last steigt im Allgemeinen hin zu kleinen Luftverhältnissen und die leistungssteigernden Effekte der kryogenen Gemischbildung kommen vor allem bei $\lambda = 1$ zu tragen, was in den folgenden Kapiteln noch genauer erläutert wird. Eine Betriebsstrategie, bei der die Vollast mit $\lambda = 1$ dargestellt wird, ist daher erstrebenswert, jedoch nicht ohne weiteres umsetzbar, da der Wasserstoffmotor hin zu kleinen Luftverhältnissen stark geprägt von Verbrennungsanomalien ist. Der Magerbetrieb ($\lambda > 2,2$) weist wie beschrieben große Verbrauchsvorteile auf, wohingegen der $\lambda = 1$ -Betrieb in der Teillast nur mit Drosselung dargestellt werden kann, was die

Wirkungsgradvorteile des Wasserstoffs zunichte machen würde. Aus diesen Überlegungen heraus wird die kombinierte Betriebsstrategie (Teillast $\lambda > 2,2$, Vollast $\lambda = 1$) angestrebt.

Leistungsdichte

Der überaus hohe *untere Heizwert* H_u (120 MJ/kg) von Wasserstoff wird durch seine geringe *Dichte* und den hohen stöchiometrischen *Luftbedarf* (34,3 kg_{Luft}/kg_{Kst}) deutlich relativiert. Diese Eigenschaften führen dazu, dass der *Gemischheizwert*, bei äußerer Gemischbildung, von Wasserstoffmotoren deutlich unter dem von etwa Benzinmotoren liegt. Die Innovation in diesem Projekt ist die Saugrohrreinblasung von tiefkaltem Wasserstoff. Durch die mit der Temperaturabsenkung des Gemischs verbundenen Erhöhung der Gemischdichte wird der Gemischheizwert gesteigert und somit das Vollastpotential erhöht. Definitionsgemäß ist der Gemischheizwert der Energieinhalt von einem Kubikmeter Gemisch im Außenzustand. Für die theoretischen Betrachtungen wird hier abweichend von dieser Definition der Gemischheizwert auf den Zustand nach der kryogenen Gemischbildung bezogen. Dieser ist definiert als [3]:

$$H_G \uparrow = \frac{H_u \rho_G \uparrow}{\lambda L_{st} + 1} \quad (2.5)$$

Um einen Benzin-Äquivalenten Gemischheizwert zu erhalten, muss das Wasserstoff-Luft-Gemisch auf 232 K (bei $p = 1,013$ bar) gekühlt werden (Abb. 2.3).

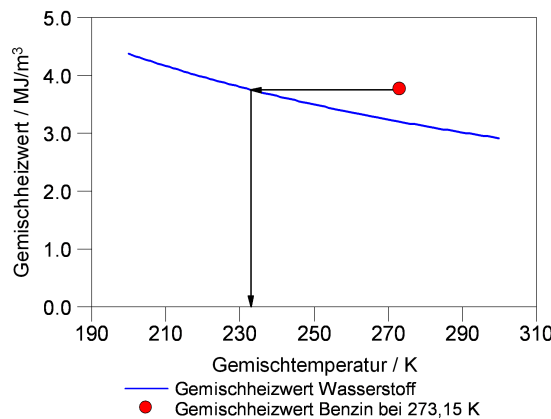


Abbildung 2.3: Gemischheizwert über Temperatur bei $p = 1,013$ bar und $\lambda = 1$ [5]

Ein weiterer positiver Effekt der Temperaturabsenkung des Gemischs ist die Reduktion von leistungsbegrenzenden Verbrennungsanomalien wie Rückzündungen, Frühzündungen und Klopfen. Da die *Zündenergie* von Wasserstoff sehr niedrig ist, neigt der Motor

zu Verbrennungsanomalien wie z.B. Rückzündungen. Durch die Maßnahme der kryogenen Saugrohreinblasung kann die Zündenergie des Gemischs angehoben, und die Grenze zu Verbrennungsanomalien in Richtung höhere Lasten verschoben werden. Damit wird das Vollastpotential gegenüber warmer Saugrohreinblasung weiter erhöht.

In Tabelle 2.1 folgt eine Bewertung verschiedener Gemischbildungsvarianten am aufgeladenen Ottomotor aufgrund ihrer Potentiale nach den oben genannten Gesichtspunkten.

Tabelle 2.1: Bewertungsmatrix der Potentiale der Gemischbildungsvarianten

	Benzin- Saugrohreinspritzung	Warme H ₂ - Saugrohreinblasung	Kryogene H ₂ - Saugrohreinblasung
Wirkungsgrad	o	+	+
Emissionen	-	++	++
Leistungsdichte	+	-	+

Tabelle 2.2: Stoffeigenschaften von H₂ im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen [2]

Eigenschaft		Benzin	Methan	Wasserstoff
Dichte (flüssig) ¹⁾	kg/m ³	750-770	423	70,8
bei	°C	15	-162	-253
Dichte (gasförmig) ^{1) 2)}	kg/m ³	–	0,716	0,090
Molmasse	kg/kmol	98	16,043	2,016
Siedepunkt bzw. -bereich ¹⁾	°C	30-190	-161,5	-252,8
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg _{Luft} /kg _{Krst}	14,0	17,2	34,3
unterer Heizwert	MJ/kg	41,4	50	120
Energiedichte (flüssig) ¹⁾	MJ/dm ³	31,7	21	8,5
Energiedichte (gasförmig)	MJ/dm ³	–	12,6	3,0
Gemischheizwert ^{1) 2) 4)} (gemischansaugend)	MJ/m ³	3,76	3,40	3,19
Gemischheizwert ^{1) 2) 4)} (luftansaugend)	MJ/m ³	3,83	3,76	4,52
Zündgrenzen ^{1) 3) 5)}	Vol%	1-7,6	4,4-15	4-76
	λ-Bereich	1,4-0,4	2-0,6	10-0,13
Selbstzündungstemperatur ^{1) 5)}	°C	230-450	595	585
Minimale Zündenergie ^{4) 5)}	mJ	0,24	0,29	0,017
Diffusionskoeffizient ₁ ^{1) 2) 5)}	cm ² /s	0,05	0,16	0,61
Diffusionskoeffizient ₂ ^{5) 7)}			1,9·10 ⁻²	8,5·10 ⁻²
laminare Flammengeschwindigkeit ^{1) 3) 4) 5)}	cm/s	≈ 40	≈ 42	≈ 230
c-Massenanteile	%	85,6	74,9	0
h-Massenanteile	%	12,2	25,1	100
o-Massenanteile	%	2,2	0	0

¹⁾ bei 1,013 bar

²⁾ bei 0°C

³⁾ bei 25°C

⁴⁾ bei λ = 1

⁵⁾ in Luft

⁶⁾ bei 350 bar und 280 K

⁷⁾ bei 100 bar und 1000

3 Motorprüfstand

Bei der Entwicklung eines neuen Brennverfahrens ist der Motorprüfstand unverzichtbar. Nur er kann das reale Verhalten des komplexen Systems „Motor“ abbilden und bietet die Möglichkeit Parameter online zu verstellen, wodurch man ein direktes Feedback erhält. Zu diesem Zweck wurde neben der Messung der Standardgrößen Drehzahl und Drehmoment auch eine Vielzahl anderer relevanter Größen (Druck, Temperatur, Abgaskonzentration, ...) gemessen. Die generierten Daten können nach deren Aufbereitung für genaue Analysen verwendet werden, oder als Eingangsdaten, bzw. Randbedingungen einer Simulation dienen. Die Ergebnisse aus Analyse und Simulation werden wiederum am Prüfstand verifiziert. Das Brennverfahren wird so in einem iterativen Prozess entwickelt und optimiert.

Die Hauptkomponenten des Motorprüfstands sind der Versuchsträger, die Leistungsbremse und die Elektromaschine (siehe Tandembetrieb). Diese Systemgruppe ist mit der Prüfstandswarte und dem System Haustechnik verbunden. Über die Schnittstellen zwischen der Prüfstandswarte und des Prüfraums, werden die Messdaten übergeben und die Parameter verstellt. Das System Haustechnik umfasst die Konditionierung von Kühlmittel und Ladeluft, die Belüftung der Prüfstandsräume sowie die Freigabe der Kraftstoffzufuhr. Über Schnittstellen zwischen der Prüfstandswarte und der Haustechnik kann auf die genannten Systeme zugegriffen werden. Abb. 3.1 zeigt schematisch den Aufbau des Prüfstands.

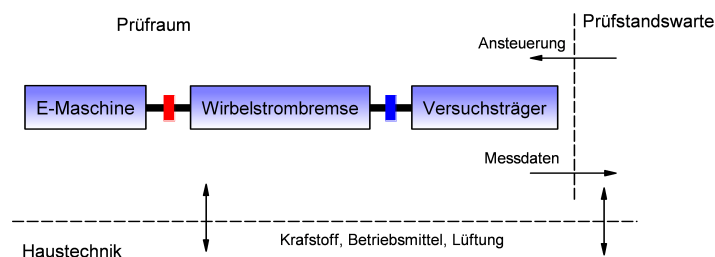


Abbildung 3.1: Schematischer Aufbau des Prüfstands

Tandembetrieb Um den Anforderungen der Neuentwicklung eines H₂-Brennverfahrens auf Basis eines Vollmotors gerecht zu werden, wurde von der Fa. KS Engineers ein so-

nannter Tandembetrieb realisiert. Dabei wurde die Leistungsbremse um eine Elektromaschine ergänzt. Somit sind wichtige Anforderungen der Neuentwicklung eines Brennverfahrens an den Prüfstand erfüllt. Dies sind beispielsweise die Drehzahlregelung auch im ungefeuerten Betrieb sowie die Schleppfähigkeit der Verbrennungskraftmaschine. Diese Anordnung unterstützt den dynamischen Motorbetrieb mit verschiedenen Regelungsmodi, wie der Momentenregelung, Drehzahlregelung oder anderen Führungsgrößen. Die Tandemsteuerung überwacht das Zusammenspiel von Leistungsbremse und Elektromaschine. Als Leistungsbremse dient die wassergekühlte Wirbelstrombremse FE 260 S der

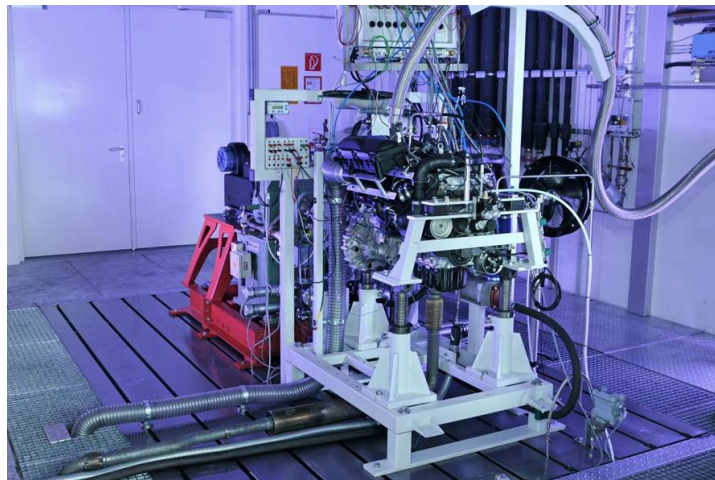


Abbildung 3.2: Motorprüfstand in Tandemanordnung

Fa. Borghi&Saveri, die mechanisch über eine Gleichlaufgelenkwelle mit dem Versuchsträger verbunden ist. Der Asynchron-Servomotor der Fa. Lenze ist wie in Abb. 3.1 dargestellt angeordnet und überträgt das Drehmoment zur Wirbelstrombremse über eine elastische Klauenkupplung. Die Elektromaschine kann auch als Generator betrieben werden, wobei der erzeugte Strom ins Netz eingespeist wird.

3.1 Versuchsträger

Als Versuchsträger dient in diesem Projekt der Anfang 2010 in Serie gegangene N18B16 von BMW MINI. Um den DI-Ottomotor für den Wasserstoffbetrieb tauglich zu machen, mussten einige Änderungen durchgeführt werden. Für die Entwicklung eines neuen Brennverfahrens ist die manuelle Vorgabe von den Verstellparametern notwendig. Dafür wird eine vollprogrammierbare Motorsteuerung eingesetzt. So können im weiteren Entwicklungsprozess auch Motorsteuerungsfunktionen implementiert werden.

3.1.1 Motorbeschreibung

Der N18B16 ist ein direkteinspritzender Reihenvierzylindermotor mit 1,6l Hubraum. Der 4-Ventiler verfügt über einen Abgasturbolader, Doppel-VANOS und Valvetronic, d.h. Phasenverstellung der Nockenwelle auslassseitig und vollvariablem Ventiltrieb einlassseitig. „Vollvariabel“ bedeutet hier verstellbarer Ventilhub in Kombination mit einem Phasenversteller der Nockenwelle. Der Twin-Scroll-Abgasturbolader fasst im Turbolader und im Abgaskrümmter jeweils zwei Zylinder getrennt voneinander zusammen: Zylinder 1 und 4, Zylinder 2 und 3. Durch diese Maßnahme wird die Gasdynamik im Abgaskrümmter optimiert und das Drehmoment positiv beeinflusst [6]. Im Wasserstoffbetrieb ergibt sich durch diese Maßnahme der Vorteil, dass Quereinflüsse von anderen Zylindern, die zu Rückzündungen führen könnten weitgehend vermieden werden, was im Folgenden noch genauer erklärt wird. Dem Abgasturbolader und der Valvetronic kommen bei der Erreichung der Vollastziele besondere Bedeutung zu, worauf in den folgenden Kapiteln näher eingegangen wird.



Abbildung 3.3: N18B16 BMW Mini

Einige technische Daten des Motors sind in Tabelle 3.1 zusammengefasst.

3.1.2 Modifikation des Motors für den Wasserstoffbetrieb

Der direkteinspritzende Motor musste im ersten Schritt für die Saugrohrenblasung umgebaut werden. Zur äußeren Gemischbildung des Wasserstoff-Luft-Gemischs wurde eine so bezeichnete Injektoreinheit entwickelt. Weiters kommen kryotaugliche Injektoren zum Einsatz, die eigens für diese Anwendung entwickelt wurden. Die Zugänge in die Zylinder, über die Bohrungen für die direkteinspritzenden Injektoren (Benzinbetrieb), wurden für

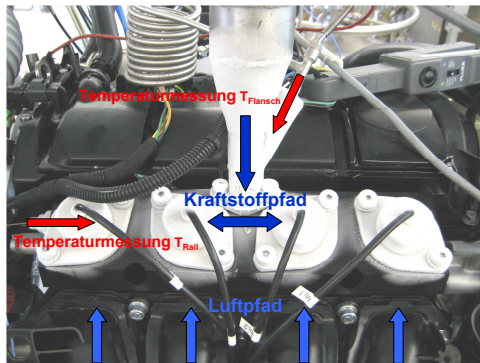
Tabelle 3.1: Technische Daten N18B16 [6]

Technische Daten		
Bauart		R4
Hubraum	cm ³	1598
Zündreihenfolge		1-3-4-2
Hub/Bohrung	mm/mm	85,7/77
Leistung	kW	135
bei	1/min	5500
Drehmoment	Nm	240
bei	1/min	1700
Verdichtungsverhältnis		10,5
Zylinderabstand	mm	84
Ventile/Zylinder		4
Abgasnorm EURO		EURO5
Abgasnorm US		ULEV2
Verbrauch	g/km CO ₂	136
	l/100km	5,9

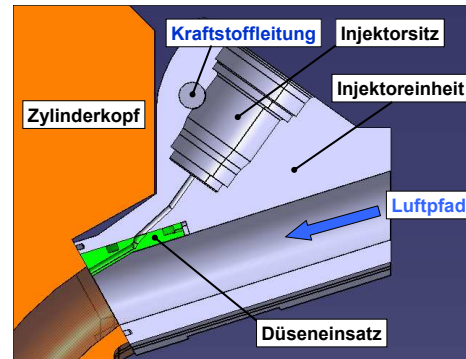
die Drucksensoren der Indizierung genutzt. Aus sicherheitstechnischen Gründen wurde die Kurbelgehäuseentlüftung für den Wasserstoffbetrieb so modifiziert, dass kein explosionsfähiges Gemisch aufgrund der Blow-By-Gase im Kurbelgehäuse entstehen kann.

Gemischbildung – Injektoreinheit

Die Injektoreinheit dient zur äußeren Gemischbildung des Wasserstoff-Luft-Gemischs und ist direkt an den Zylinderkopf geschraubt. Hier stellt sie die Verbindung zwischen Einlasskanälen und Saugrohr dar. Auf der Injektoreinheit sind die Injektoren montiert, die über eine Bohrung (Rail) mit Kraftstoff versorgt werden (siehe Abb. 3.4). Die Bestimmung der Einblasetemperatur des Kraftstoffs ist für die Gemischbildung und in weiterer Folge für das kryogene Brennverfahren von entscheidender Bedeutung. Um Zusammenhänge zu erkennen, sollte die Messung der Einblasetemperatur so genau wie möglich sein und es wurde versucht die Temperaturmessstelle möglichst nahe am Düsenaustritt der Injektoren unterzubringen. Diese Stelle ist in der Kraftstoffverteilerleitung (Rail) in der Injektoreinheit. Um den Einfluss des Wärmeübergangs in der Injektoreinheit abzubilden, erfolgt die Messung der Kraftstofftemperatur auch vor der Injektoreinheit, am Austritt aus der vakuumisolierten Kraftstoffzuleitung (siehe Abb. 3.4(a)).



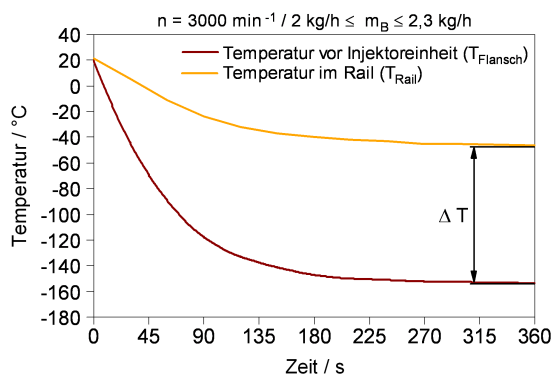
(a) Verbaute Injektoreinheit



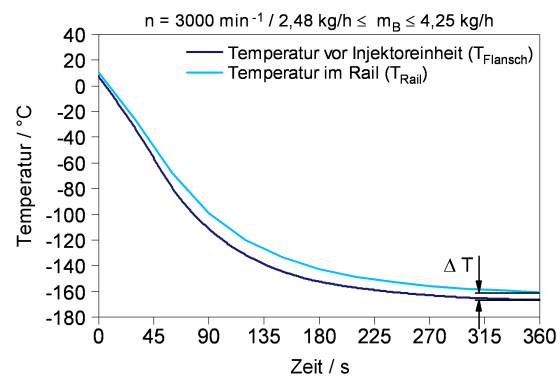
(b) Schnitt durch die Injektoreinheit

Abbildung 3.4: Injektoreinheit

Material Um das Aufheizen des tiefkalten Wasserstoffs und der Ladeluft durch Wärmeleitung vom Motor zu verringern, ist die thermische Entkoppelung der sich in der Injektoreinheit befindlichen Leitungen notwendig. Zu diesem Zweck wurde eine Injektoreinheit aus hochisolierendem Kunststoff gefertigt. Diese wurde von der Fa. Ensinger geliefert, ihre Materialbezeichnung lautet „TECASINT 1011“. Da die Injektoreinheit aus TECASINT 1011 aufgrund der Fertigung und des Materials relativ teuer ist, wurde zu Zwecken der Funktionserprobung und Inbetriebnahme eine baugleiche Injektoreinheit aus Aluminium verwendet.



(a) Injektoreinheit aus Aluminium



(b) Injektoreinheit aus Tecasint 1011

Abbildung 3.5: Einfluss des Materials der Injektoreinheit auf das Abkühlverhalten

Bei Untersuchungen hinsichtlich des Temperatureinflusses des Wasserstoffs auf das Brennverfahren wurde der Wasserstoff ausgehend vom Umgebungszustand bei kontinuierlicher Messung gekühlt. Somit sind unter anderem Rückschlüsse auf das Abkühlverhalten des Kraftstoffes und auf das thermische Ansprechverhalten des Kraftstoffleitungs-

systems möglich. Der Vergleich der Temperaturen T_{Rail} und T_{Flansch} gibt Aufschluss über den Wärmeeintrag durch die Injektoreinheit. Abbildung 3.5 zeigt den großen Einfluss des Materials der Injektoreinheit auf die Kraftstofftemperatur und unterstreicht die Wichtigkeit der thermischen Entkoppelung des Kraftstoffleitungssystems. Wie in Abbildung 3.4(a) deutlich zu sehen ist, vereisen die nichtisolierten Stellen (Injektoren, Übergang von der vakuumisolierten Leitung zur Injektoreinheit). Hier findet ein Wärmeeintrag aus der Umgebung statt und es besteht an den vereisten Stellen noch Potential zur Wärmeisolation. In Tabelle 3.2 sind einige thermische Kennzahlen der beiden verwendeten Materialien für die Injektoreinheit zusammengefasst.

Tabelle 3.2: Thermische Eigenschaften von TECASINT 1011 vs. Aluminium

Thermische Kennzahlen		TECASINT 1011	Aluminium
Wärmeleitzahl	W/Km	0,22 ¹⁾	236 ²⁾
Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K	43 10^{-6} ³⁾	23 10^{-6} ⁴⁾
Spezifische Wärmekapazität	J/kgK	1040	897

¹⁾ bei 40 °C

²⁾ bei 0°C

³⁾ bei 50 - 200 °C

⁴⁾ bei 20 °C

Vereisung – Maßnahmen Bei tiefkalten Temperaturen ist das Auskondensieren und Vereisen von Wasser aus der Ladeluft am Leitungsausstritt der Injektoreinheit möglich. Einer Vereisung des Leitungsaustritts und somit einer Durchflussstörung wurde durch konstruktive Maßnahmen vorgebeugt: Es wurden spezielle Düseneinsätze aus Aluminium gefertigt, die eine Wärmebrücke zum Zylinderkopf schaffen (siehe Abb. 3.6). Durch die Motorabwärme werden die Düseneinsätze ständig beheizt und können nicht vereisen. Abbildung 3.4(b) zeigt eine Schnittdarstellung der Injektoreinheit mit eingebautem Düseneinsatz.



Abbildung 3.6: Düseneinsatz

Obwohl der Vereisung der Einblasedüsen durch konstruktive Maßnahmen vorgebeugt

wurde, treten im Motorbetrieb Vereisungseffekte auf. Die Injektoren sind durch eine dünne, lange Leitung mit dem Ansaugkanal verbunden (siehe Abb. 3.4(b)). Trotzdem ist anzunehmen, dass Luft, infolge von Pulsationen im Ansaugtrakt bis zu den Injektoren vordringen kann und in der Leitung und/oder an den Injektoren, aufgrund der Luftfeuchte, Vereisungseffekte verursacht. Im Prüfstandsbetrieb wurde das Driften¹ des indizierten Mitteldrucks einzelner Zylinder beobachtet, was auf eine Abweichung der Einblasemenge zurückzuführen ist. Es ist anzunehmen, dass dieses Driften durch Veränderungen im Öffnungsquerschnitt der Injektoren und/oder der Bohrung in der Injektoreinheit aufgrund von Vereisungseffekten verursacht wird. Es treten zwei Arten von Driften auf:

- Stetiges Absinken des Mitteldrucks: Eispartikel entstehen
- Sprunghafte Erhöhung des Mitteldrucks: Eispartikel brechen weg

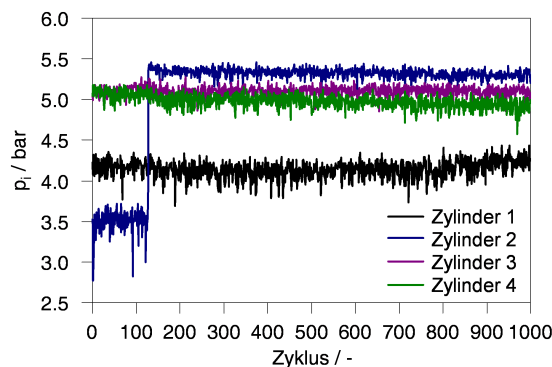


Abbildung 3.7: Sprunghaftes Driften im Mitteldruck

Abbildung 3.7 zeigt sprunghaftes Driften des indizierten Mitteldrucks in einem Zylinder. Diese sprunghaften Drifts im indizierten Mitteldruck treten bei der kryogenen Einblasung stochastisch auf. Bei höheren Drehzahlen und längeren Öffnungsdauern der Injektoren treten die Vereisungsphänomene weniger auf, da hier weniger Zeit für Vereisungen bleibt.

Aus zahlreichen Messungen geht hervor, dass diese Phänomene immer bei kryogener Einblasung auftreten, jedoch nie bei warmer Einblasung (Temperatur liegt oberhalb des Gefrierpunktes). Die Vereisungseffekte treten willkürlich auf und sind nicht reproduzierbar. Dies führt zu Schwierigkeiten bei

- der Zylindergleichstellung
- der Laststeuerung (Kraftstoffmengenmessung)

¹Unter dem Begriff Driften kein Messfehler sondern die Veränderung des indizierten Mitteldrucks ohne Änderung der Bestromungsdauer der Injektoren verstanden.

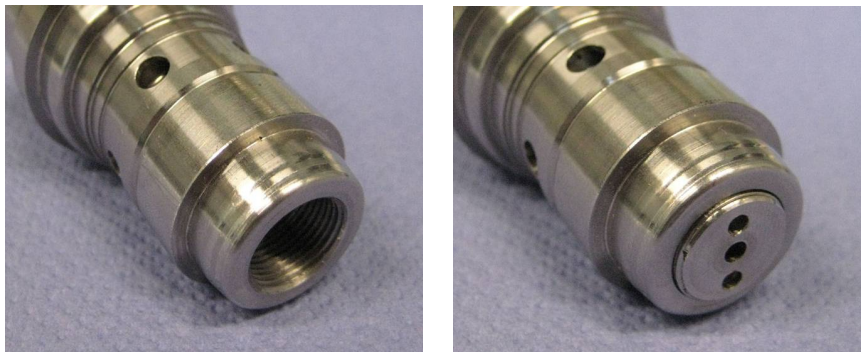
Im Sinne einer guten Fahrbarkeit ist ein gleichmäßiger Drehmomentverlauf und somit eine Zylindergleichstellung wünschenswert. Auch um das Lastpotential voll auszuschöpfen sollten alle Zylinder an der Volllast betrieben werden. Bei Volllastuntersuchungen am Wasserstoffmotor stellen Verbrennungsanomalien eine Begrenzung der Last dar. Wird nun beispielsweise ein Zylinder, aufgrund von weniger Vereisungserscheinungen an der Klopfgrenze betrieben, während die restlichen noch darunter liegen, so kann das Volllastpotential nicht erreicht werden.

Zur Steuerung der Last soll die Kraftstoffmenge als Funktion der Öffnungsdauer (Bestromungsdauer) der Injektoren zugemessen werden. Vereisungseffekte können in dieser Funktion nicht berücksichtigt werden, da sie willkürlich und nicht reproduzierbar sind.

Es werden zwei Ansätze verfolgt, um die Vereisungseffekte in den Griff zu bekommen:

- Zylindergleichstellung durch adaptierte Einblasedauer
- Vermeiden von Vereisungseffekten durch konstruktive Maßnahmen

Im Zuge der Volllastuntersuchungen werden die Zylinder durch selektives Verändern der Bestromungszeit der Injektoren gleichgestellt. Dies passiert manuell vom Prüfstandsrechner aus. Diese Maßnahme ist ausreichend, um die Volllastuntersuchungen durchzuführen. Im weiteren Projektverlauf ist eine Motorsteuerungsfunktion zur Zylindergleichstellung geplant. Dabei sollen die Zylinder auf den Mittelwert der indizierten Mitteldrücke adaptiert werden.



(a) Ohne Totvolumenverkleinerung

(b) Mit Totvolumenverkleinerung

Abbildung 3.8: Totvolumenverkleinerung am Injektor

Zur Steuerung der Last über die Kraftstoffmenge ist die Kenntnis über das Durchflussverhalten des Kraftstoffs durch die Injektoreinheit grundlegend. Ist das Durchflussverhalten in Abhängigkeit der Bestromungsdauer nicht reproduzierbar, so ist eine lastgerechte Kraftstoffmengenmessung problematisch. Um Vereisungseffekte an den Injektoren zu vermeiden, wurden konstruktive Maßnahmen getroffen: Die Injektoren weisen aufgrund ihrer Bauweise ein Totvolumina am Injektoraustritt auf. In einem ersten Schritt wurden

diese Totvolumen durch entsprechende Einsätze verringert (siehe Abb. 3.8). So konnte die Luftmenge am Injektoraustritt reduziert, und das Vereisungsverhalten positiv beeinflusst werden.

An einem Motor mit Zylinderdruckindizierung könnte die Einblasedauer (Bestromungsdauer) der Injektoren direkt auf den indizierten Mitteldruck hin geregelt werden. Somit wäre die genaue Kenntnis über das Durchflussverhalten der Injektoren nicht notwendig.

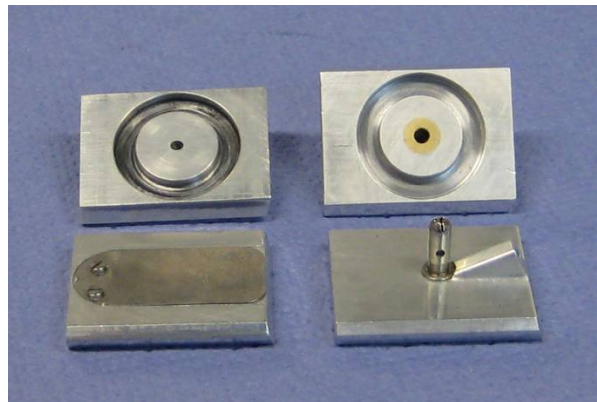


Abbildung 3.9: Varianten zur Vermeidung von Lufteintritt zum Injektor

Weiters wurde versucht den Lufteintritt über die Düseneinsätze zu den Injektoren gänzlich zu stoppen (siehe Abb. 3.4(b)). Dafür wurden Düseneinsätze modifiziert. Es wurden zwei Varianten untersucht: Eine Variante sieht ein Rückschlagventil vor, das den Lufteintritt verhindern soll. Für Stichversuche wurde ein sogenanntes Blitzventil verwendet. Bei der zweiten Variante wird eine Membran verwendet (siehe Abb. 3.9). Die sprunghaften Drifts im indizierten Mitteldruck können mit beiden Varianten gänzlich verhindert werden. Es zeigen sich jedoch weiterhin Drifts im indizierten Mitteldruck. Die Ursache dafür liegt vermutlich bei den Injektoren.

Es ist hinzuzufügen, dass es sich bei diesen Varianten um Prototypen handelt, die darauf abzielen, Tendenzen abzuschätzen. Die Einblaserichtung wurde außer Acht gelassen. Es zeigt sich aber, dass diese bei der kryogenen Gemischbildung von großer Wichtigkeit ist, da sich mit einer optimierten Einblaserichtung die Erwärmung des Gemischs vermindern lässt. Die Gemischtemperatur ist für die erreichbare Last von entscheidender Bedeutung. Es wurde festgestellt, dass an der Vollast kein sprunghaftes Driften auftritt, was vermutlich auf die längere Öffnungsdauer der Injektoren und somit kürzeren Perioden für die Eisbildung zurückzuführen ist. Aus diesen Gründen wurde bei den Vollastuntersuchungen vorerst auf die modifizierten Düseneinsätze verzichtet.

Injektoren

Die kryotauglichen Injektoren wurden von der Fa. Hoerbiger ValveTEC bereitgestellt. Diese wurden vor dem Einsatz am Vollmotor an einem Injektorprüfstand hinsichtlich ihrer Funktionstüchtigkeit geprüft. Dabei wurden die Injektoren mit tiefkaltem Wasserstoff beaufschlagt und auf Reproduzierbarkeit der Kraftstoffmengenzumessung sowie auf Leckage getestet. Die Injektoren, die den Anforderungen bei den Funktionstests gerecht wurden, konnten am Vollmotor eingebaut werden.

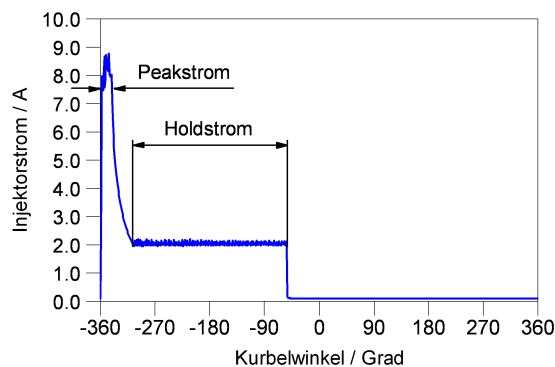


Abbildung 3.10: Injektorstrom

Die Bestromung der Injektoren erfolgt in zwei Fasen: Der relativ hohe Peakstrom soll für das sichere Öffnen des Ventils sorgen und eventuelle Verspannungseffekte infolge von Temperaturunterschieden zwischen Bauteilen im Injektor überwinden. Der Holdstrom sorgt für das Offenbleiben des Injektors über die gewünschte Einblasedauer. Diese Ströme können je nach Bedarf in ihrer Größe und Dauer eingestellt werden (siehe Abb. 3.10).

3.1.3 Motorsteuerung

Die Anforderungen an die Motorsteuerung zur Neuentwicklung eines H₂-Brennverfahrens sind:

- Hohe Flexibilität
- Online-Variation aller relevanten Motorparameter
- Volle Programmierbarkeit zur Implementierung neuentwickelter Motorsteuerungsfunktionen

Dafür wird die Motorsteuerung PROTRONIC mit dem Softwarepaket MARC der Fa. AFT verwendet. Mit der Einbindung der Motorsteuerung in den Kabelbaum wurde die

Verbindung zu sämtlichen Sensoren und Aktuatoren des Motors hergestellt. Die Schnittstelle zwischen der Motorsteuerung und der Software am Prüfstandsrechner bildet eine CAN-Bus Verbindung. Mit der im Kabelbaum zwischengeschalteten „Breakout Box“ stehen sämtliche Motorsteuerungssignale z.B. zu Diagnosezwecken zur Verfügung. Um den Motor voll funktionstüchtig zu machen, mussten alle Regelungsfunktionen, wie z.B. VANOS, Drosselklappe, usw. erst in die Motorsteuerung integriert werden. Durch diese hohe Flexibilität ist es beispielsweise möglich, die Inidziersignale der Zylinderdrucksensoren mit der Motorsteuerung abzugreifen und diese für Funktionen wie der Zylindergleichstellung zu verwenden.

Um die Valvetronic in die Motorsteuerung zu integrieren, wird ein speziell dafür entwickeltes, zusätzliches Steuergerät (Seriensteuergerät) benötigt, das die richtigen Ansteuersignale für den Stellmotor liefert. Die Kommunikation funktioniert dabei über den CAN-Bus von einem Prüfstandsrechner zur PROTRONIC und von dieser findet der Datenaustausch über eine weitere CAN-Bus-Schnittstelle mit dem Valvetronic-Steuergerät statt.

Das Softwarepaket MARC erlaubt es jeden Funktionsstand mittels entsprechenden Dateien Steuergerät zu „flashen“ und abzuspeichern. Parameter wie z.B.: Steuerzeiten, Zündzeitpunkt, Wastegate Position, etc. können online verstellt und mittels einer VP-Datei (Verstellparameterdatei) abgespeichert werden. Jedem Funktionsstand können ein oder mehrere VP-Dateien zugeordnet werden. Somit ist jeder Entwicklungsstand dokumentiert und jederzeit abrufbar.

Abbildung 3.11 soll einen Überblick über die Kommunikation zwischen der Motorsteuerung und den Sensoren bzw. Aktuatoren geben.

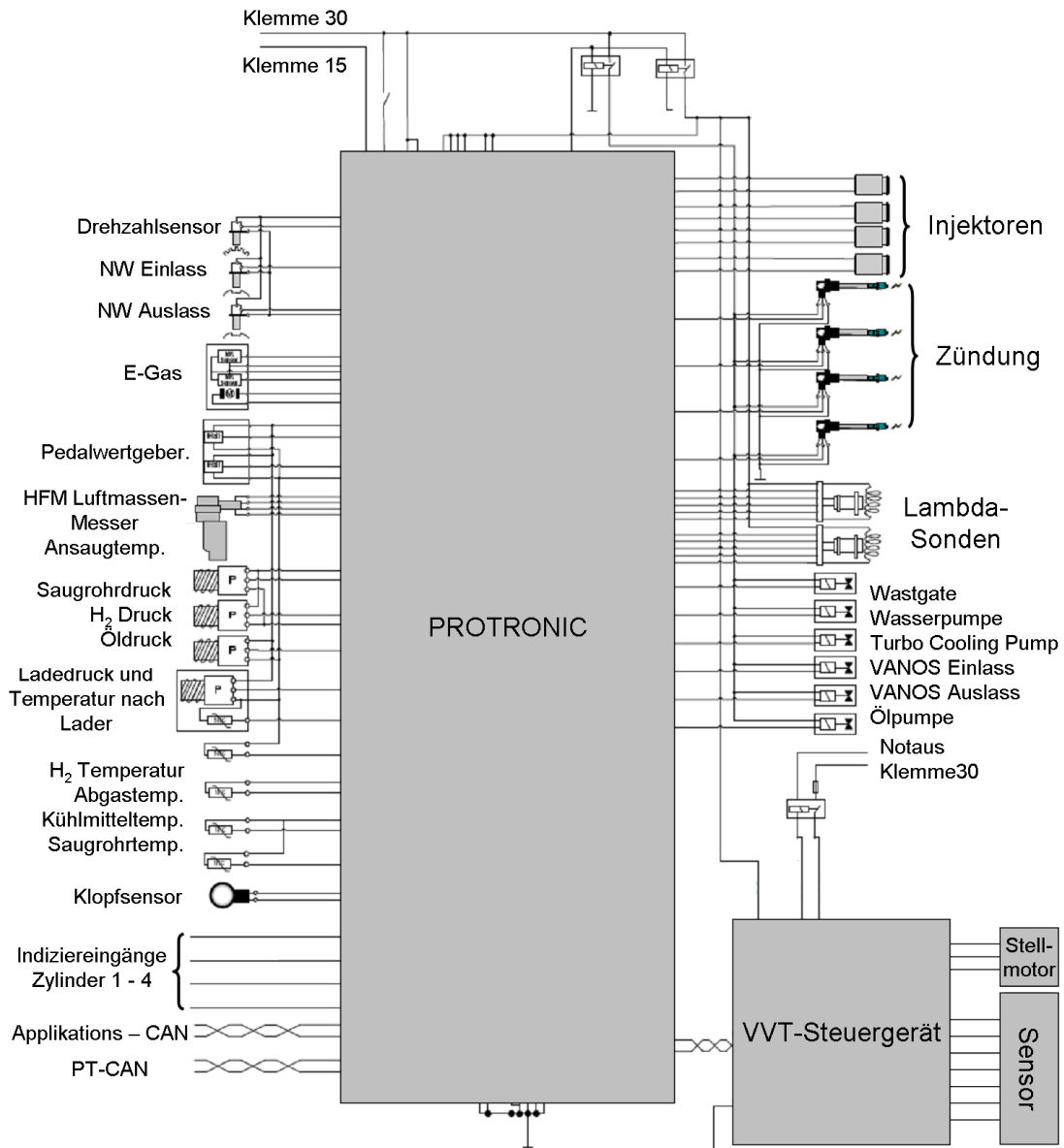


Abbildung 3.11: Schaltplanübersicht der Motorsteuerung

3.1.4 Betriebsmittelkonditionierung

Der Konditionierung der Betriebsmittel Kraftstoff und Ladeluft kommt bei der kryogenen Gemischbildung besondere Bedeutung zu, da diese zusammen mit dem Luftverhältnis die Gemischtemperatur definieren. Zur Kühlung des Kraftstoffs wurde ein für Prüfstandszwecke gebautes Kühlsystem der Fa. Messer verwendet.

Kühlmittel- und Ladeluftkonditionierung

Die Kühlmittel- und Ladeluftkonditionierung am Versuchsträger erfolgt durch prüfstandsseitige Wärmetauscher. Die Kühlmittel- sowie die Ladelufttemperatur haben große Auswirkungen auf die Verbrennung und deren Konditionierung kommt entsprechende Wichtigkeit zu. Mit der Kühlmitteltemperatur lässt sich der Wärmeübergang, welcher Auswirkungen auf Verbrennungsanomalien hat beeinflussen. Die Ladelufttemperatur hat entscheidenden Einfluss auf die Gemischtemperatur. Ziel der kryogenen Gemischbildung ist eine möglichst tiefe Gemischtemperatur, da sich so der Gemischheizwert und das Verhalten hinsichtlich Verbrennungsanomalien positiv beeinflussen lassen. Die Konditionierung von Kühlmittel und Ladeluft ist so ausgelegt, dass die Temperaturen nach manueller Vorgabe geregelt werden können. So können realitätsnahe Bedingungen geschaffen werden und es kann der Einfluss der Kühlmittel- bzw. der Ladelufttemperatur auf das Brennverfahren untersucht werden.

Kraftstoffversorgung – Kryosystem

Der Kraftstoff steht am Prüfstand bei Umgebungstemperatur über ein hausseitiges Leitungssystem zur Verfügung. Die Kühlung des Kraftstoffs erfolgt über ein im Prüfstandsraum installiertes Kühlsystem. Dieses basiert auf dem Prinzip des konvektiven Wärmeübergangs in einer Rohrleitung. Der Kraftstoff wird über eine spiralförmige Rohrleitung durch ein Bad mit flüssigem Stickstoff geführt und kühlt sich infolge des konvektiven Wärmeübergangs ab. Die Rohrleitung nimmt annähernd die Temperatur des siedenden Stickstoffs an, die bei Atmosphärendruck ca. -196 °C beträgt. Der gekühlte Kraftstoff gelangt über eine vakuumisolierte Leitung zum Motor. Die vakuumisolierte Leitung mündet in der beschriebenen Injektoreinheit aus hochisolierendem Kunststoff.

Abbildung 3.12 zeigt den Aufbau des Kühlsystems am Prüfstand. Der vakuumisolierte Kryobehälter bietet Platz für das Bad aus flüssigem Stickstoff und der spiralförmigen Kraftstoffleitung (siehe Abb. 3.13). Der Stickstoffbehälter dient zur Befüllung des Kryobehälters mit Stickstoff. Der Füllvorgang passiert druckgesteuert aufgrund des Überdrucks im Stickstoffbehälter. Über Kugelhähne kann zwischen „warmem“ (Kraftstoff geht nicht durch den Kryobehälter) und „kaltem“ (Kraftstoff geht durch den Kryobehälter) Kraftstoffpfad umgeschaltet werden.

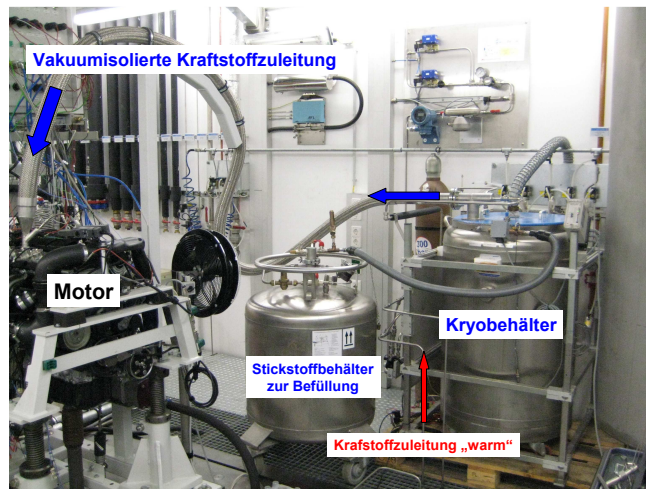


Abbildung 3.12: Aufbau des Kühlsystems

Die Einblasetemperatur ist von entscheidender Bedeutung für die kryogene Gemischbildung. Der Siedepunkt von Wasserstoff liegt bei $-252,8\text{ °C}$ (bei Umgebungsdruck $p_U = 1,013\text{ bar}$, siehe Tabelle 2.2). Unter der Annahme eines Fahrzeugs mit Flüssigtanksystem kann man also von einer deutlich niedrigeren Einblasetemperatur bzw. Gemischtemperatur, als mit der prüfstandsseitigen Kraftstoffkühlung erreicht wird ausgehen, womit das Leistungspotential der kryogenen Einblasung am realen Fahrzeug deutlich größer ist.

Wie bereits anhand der Injektoreinheit erklärt ist, kommt der Wärmeisolation der Kraftstoffzuleitungen besondere Bedeutung zu, um den Kraftstoff auf tiefkalter Temperatur zu halten. Die Einblasetemperatur ist entscheidend für die Gemischdichte, die wiederum Einfluss auf den Gemischheizwert und auf die Kraftstoffmengenmessung hat. Die Temperaturänderung des Wasserstoffs in den Leitungen ist unter anderem vom Kraftstoffmassenstrom und vom Temperaturgradienten zu den Wandungen abhängig. Mit einer guten Wärmeisolation können Wärmeeinflüsse von außen weitgehend vermieden werden und die Wandungen der Rohrleitungen nehmen nach einer „Kaltlaufphase“ annähernd die Temperatur des Kraftstoffs an. Somit ist der Temperaturgradient zu den Wandungen sehr klein und der Einfluss des Kraftstoffmassenstroms auf die Temperaturänderung gering. Der Kraftstoff wird sich also mit einer guten Isolierung weniger erwärmen. Dies ist wünschenswert, da der Kraftstoffmassenstrom eine Funktion der Motorleistung ist und der Kraftstoff (im Sinne der Laststeigerung) an der Volllast über den gesamten Drehzahlbereich mit einer konstant tiefen Temperatur eingeblasen werden sollte.

Im Allgemeinen sinkt die Temperaturänderung eines Fluids in einer Rohrleitung mit konstanter Wandtemperatur mit zunehmendem Massenstrom. Bei der prüfstandsseitigen Kraftstoffkühlung ergibt sich folgende Situation: Mit dem Kraftstoffmassenstrom

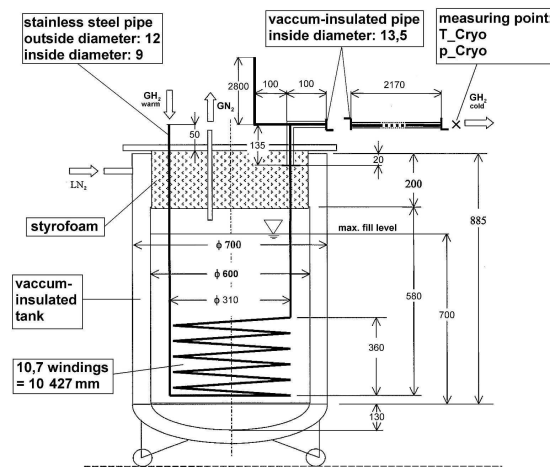


Abbildung 3.13: Schnittbild des Kryobehälters

verschlechtert sich die Kühlung im Kryobehälter, jedoch verringert sich der spezifische Wärmeeintrag durch die Kraftstoffzuleitung nach dem Kryobehälter. Geht man von einer Rohrleitung konstanten Querschnitts aus, die von einem idealen Gas durchströmt wird, so lässt sich die mittlere Gastemperatur aus der Energiebilanz wie folgt berechnen (Die Wärmeleitung in x -Richtung ist hier nicht berücksichtigt) [7]:

$$T_{m(x,\dot{m})} = T_W - (T_W - T_{m,\text{ein}}) \frac{1}{e \frac{Ux\alpha_x}{\dot{m}c_p}} \quad (3.1)$$

T_m = mittlere Wasserstofftemperatur

$T_{m,\text{ein}}$ = mittlere Eintrittstemperatur

T_W = Wandtemperatur

x = Weg

\dot{m} = Kraftstoffmassenstrom

α_x = gemittelte Wärmeübergangszahl

U = Umfang

c_p = spezifische Wärmekapazität

Daraus ist ersichtlich, dass die Zuleitungen zum Motor im Sinne eines geringen Temperaturverlustes möglichst kurz ($x \downarrow$) und wärmeisoliert ($T_W \downarrow$) sein sollten. Bei der prüfstandsseitigen Kühlung sollte die Spiralleitung im Kryobehälter möglichst lang sein. Für den Kraftstoffmassenstrom ergibt sich hier folgender Zusammenhang:

In der **Spiralleitung im Kryobehälter**:

$$T_W - T_{m,\text{ein}} < 0$$

Mit steigendem Kraftstoffmassenstrom \dot{m} steigt also die mittlere Wasserstofftemperatur T_m in der Spiralleitung im Kryobehälter.

In der **vakuumisolierten Zuleitung**:

$$T_W - T_{m,\text{ein}} > 0$$

Mit steigendem Kraftstoffmassenstrom \dot{m} nähert sich die mittlere Wasserstofftempera-

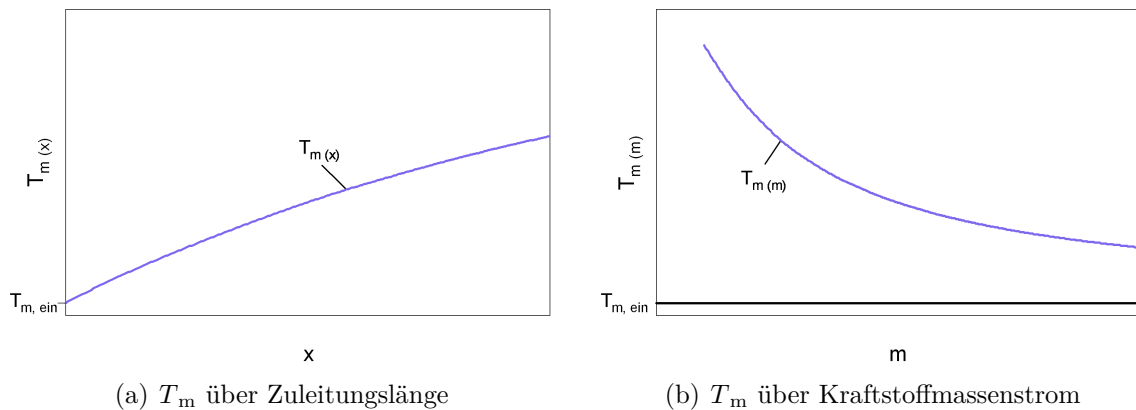


Abbildung 3.14: Einfluss der Zuleitungslänge x und des Kraftstoffmassenstroms \dot{m} auf die mittlere Kraftstofftemperatur (qualitative Darstellung)

tur T_m in der vakuumisolierten Zuleitung der Temperatur bei Eintritt $T_{m,\text{ein}}$ (entspricht der Austrittstemperatur aus dem Kryobehälter) an. Die Einflüsse von Leitungslänge und Kraftstoffmassenstrom in der Vakuumleitung sind zur Veranschaulichung in Abbildung 3.14 qualitativ dargestellt.

Bei Messungen hat sich herausgestellt, dass der Einfluss des Kraftstoffmassenstroms auf die Änderung der Kraftstofftemperatur in der Vakuumleitung stärker ist als in der Spiralleitung im Kryobehälter. Bzw. hat sich herausgestellt, dass die Kraftstofftemperatur mit dem Massenstrom sinkt.

Die Einblasetemperatur des Wasserstoffs sinkt also mit zunehmendem Massenstrom und folglich mit zunehmender Motorleistung. Abbildung 3.15 zeigt die gemessene Wasserstofftemperatur im Rail über die Leistung an der Vollast. Es geht deutlich hervor, dass die Wasserstofftemperatur in der Kraftstoffzuleitung nach dem Kryobehälter bei geringen Massendurchsätzen stark zunimmt. Die Temperaturdifferenz des Wasserstoffs (gemessen im Rail) bei den Lastpunkten bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ beträgt ca. 83°C . In der Teillast steigt das Temperaturniveau über die Drehzahl entsprechend der geringeren Leistung. Somit ist klar, dass die Gemischtemperatur im unteren Drehzahlbereich weit höher ist und hier die Last durch die kryogene Gemischbildung weniger gesteigert werden kann. Ein Ansatz zur Senkung der Einblasetemperatur bei niedrigen

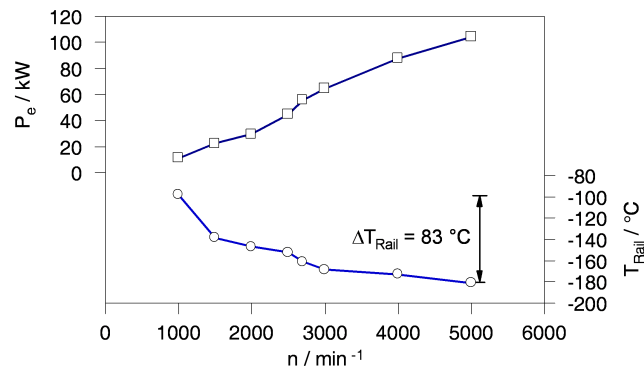


Abbildung 3.15: Leistung vs. Railtemperatur

Motorleistungen ist das Ablassen des Wasserstoffs über eine Bypassleitung. Wird Wasserstoff von der Injektoreinheit weg abgelassen, so erhöht sich der Massenstrom über die vakuumisolierte Zuleitung und die Temperaturzunahme wird kleiner.

Im realen Fahrzeug mit z.B. Flüssigtank müsste die Temperaturzunahme im Leitungssystem durch kürzere Leitungen und bessere Wärmeisolation verhindert werden. So könnte auch der Einfluss des Kraftstoffmassenstroms auf die Einblasetemperatur gering gehalten werden.

Druckversorgung Das Leitungssystem der Kraftstoffkühlung und die Injektoreinheit wurden darauf ausgelegt die Injektoren mit einem Kraftstoffdruck von 5 bar zu versorgen. Im Druckversorgungssystem muss also der mit bis zu 200 bar anliegende Kraftstoffdruck auf 5 bar geregelt werden, dabei sollten Druckschwankungen möglichst vermieden werden, da sich diese im Kraftstoffmassenstrom niederschlagen. Zwischen der Hochdruckleitung und den Injektoren musste auch die Kühlung des Wasserstoffs untergebracht werden. Zudem sollte das gesamte Leitungssystem gewissen Sicherheitsstandards entsprechen und rasch entlüftbar sein.

Das System Druckversorgung ist in Abb. 3.16 schematisch dargestellt. Die Freigabe der hochdruckseitigen Leitungen erfolgt mittels Magnetventilen, die von einem Prüfstandsrechner aus betätigt werden. Es stehen zwei Leitungen zur Verfügung: Eine für die Wasserstoffversorgung und eine zweite, die mit verschiedenen Gasen, wie z.B. Stickstoff oder Helium beaufschlagt werden kann, die genutzt werden, um Dichtheitstests durchzuführen. Um Druckstöße zu vermeiden, erfolgt die Druckbeaufschlagung vor sensiblen Komponenten, wie etwa einem Druckregler, immer über eine Sicherheitsschaltung. Dabei wird erst eine Bypassleitung mit integrierter Drossel freigeschaltet und der Druckaufbau erfolgt langsam. Liegt der volle Druck an, wird die Hauptleitung freigegeben. Ein manuell justierbarer Druckminderer regelt den Leitungsdruck noch vor der Massenstrommessung auf 60 bar ein. Der Coriolis-Massenstrommesser kann prinzipbedingt

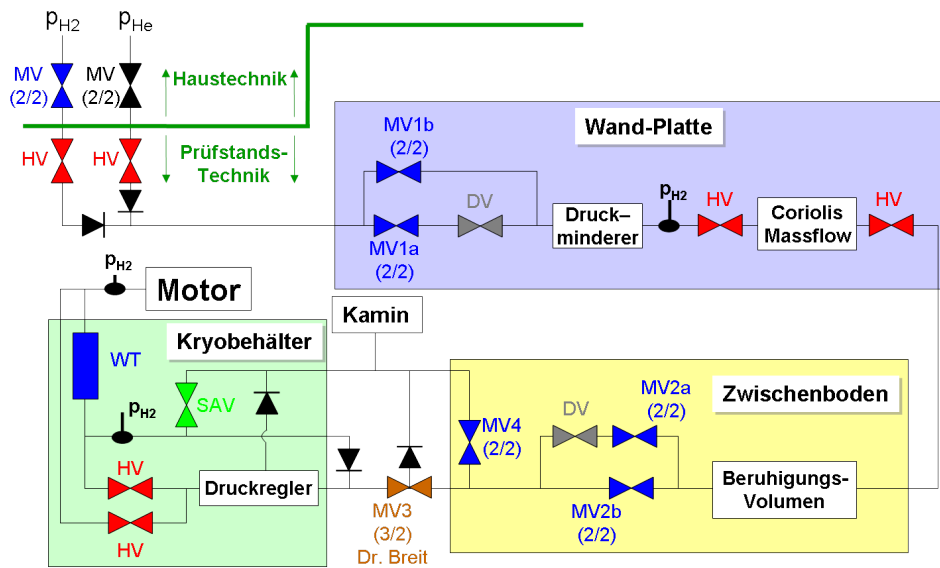


Abbildung 3.16: Druckversorgung

den Massenstrom eines jeden Fluids messen. Der zweistufige Niederdruckregler der Fa. AFS, der noch vor dem Kryobehälter sitzt, gewährleistet einen, in einem akzeptablen Toleranzband, konstanten Druck von 5 bar. Mittels Handventilen kann zwischen einem Leitungspfad über die Spiralleitung durch den Kryobehälter (Kraftstoff wird gekühlt) und einem Leitungspfad außerhalb der Kryobehälters (Kraftstoff wird nicht gekühlt) gewählt werden. Das Leitungssystem nach dem Niederdruckregler verfügt über ein Sicherheitsablassventil (SAV), das bei einer Drucküberschreitung von 6 bar öffnet und die Leitung in den Kamin des Hauses freigibt. Die Entlüftung des Systems erfolgt automatisch bei Abstellen des Motors und kann auch manuell betätigt werden. Dabei wird immer erst die sicherheitstechnisch kritischere Niederdruckseite (Motornähe) über das Magnetventil MV3 und dann die Hochdruckseite über das MV4 entlüftet. So werden Quereinflüsse von der Hochdruckseite auf die Niederdruckseite vermieden. Der Kraftstoffdruck wird vor der Injektoreinheit gemessen und dient der Überwachung, sowie zu Analysezwecken.

Sicherheitsaspekte

Dichtheit Das Leitungssystem wurde vor der Flutung mit Wasserstoff auf Dichtheit getestet. Dabei wurde ein Drucktest mit Stickstoff durchgeführt. War der Druckverlust im abgeschlossenen System nach einer gewissen Zeit unter einem definierten Grenzwert, so wurde der Drucktest unter Beaufschlagung von Wasserstoff wiederholt. Außerdem wurden sämtliche Leitungsverbindungen mit einem Leckagespray auf Dichtheit überprüft.

Belüftung – Gaskonzentrationen Da im Prüfstandsbetrieb mit größeren Mengen an brennbaren Medien hantiert wird, ist eine leistungsstarke Belüftung unerlässlich. Sie ist systembedingt bei laufendem Motor immer eingeschaltet und verhindert, dass sich bei einem Leitungsbruch größere Konzentrationen an brennbaren Medien ansammeln. Da sich im Zuge dieses Projekts auch größere Mengen an flüssigem Stickstoff im Prüfraum befinden, muss der Prüfraum permanent belüftet werden. Ansonsten würde die Gefahr bestehen, dass die Sauerstoffkonzentration im Prüfraum infolge von verdampftem Stickstoff zu gering wird. Im Rahmen des Projektes wurden zusätzliche Gasmelder, sowohl im Prüfraum als auch in der Prüfstandswarte installiert. Diese reagieren einerseits auf Wasserstoff und andererseits auf zu geringe Sauerstoffkonzentrationen.

3.2 Messtechnik

Um das Motorverhalten umfassend analysieren und überwachen zu können und Daten für Simulationen bereitzustellen, werden am Motorprüfstand zahlreiche Größen gemessen. In diesem Kapitel soll die Messung der Größen erklärt und auf die dafür angewandte Messtechnik eingegangen werden.

Die Unterteilung der Messdaten erfolgt nach verschiedenen Gesichtspunkten und es kommen unterschiedliche Datenerfassungssysteme zum Einsatz. Die prüfstandsseitige Messtechnik ist in schnelle und langsame Messdaten unterteilt. Unter schnellen Messdaten versteht man kurbelwinkelaufgelöste Messdaten. Dies sind alle Daten aus der Indizierung, wie z.B. die Zylinderdrücke. Für die Datenerfassung, -übertragung und -anzeige dieser schnellen Messdaten wird das Mehrkanal-Indiziersystem Indiset 642 der Fa. AVL verwendet. Die Anzeige und Speicherung dieser Daten erfolgt über die Software Indicom. Die Datenerfassung der langsamen Messdaten erfolgt über Prüfstandstechnik der Fa. Kristl&Seibt. Das dafür eingesetzte Softwareprodukt heißt Tornado. Daten die nicht von der prüfstandsseitigen Messtechnik generiert werden, sondern von den motorseitigen Sensoren, wie z.B. Phasenstellung der Nockenwellen, stehen über die Motorsteuerung zur Verfügung. Über eine CAN-Bus-Schnittstelle werden sie an einen separaten Rechner übergeben.

Standardmesstechnik

Unter Standardmesstechnik seien hier alle grundlegenden Messgrößen zur Bestimmung von Leistung, Verbrauch, etc. und auch jene Messgrößen, wo es keiner besonderen Anforderungen an die Messgeschwindigkeit und Datenübertragungsgeschwindigkeit bedarf erwähnt.

Drehmomentmessung Die Bestimmung des effektiven Drehmoments M_e spielt bei der Brennverfahrensentwicklung eine zentrale Rolle. Die Messung erfolgt dabei mit dem nach dem Prinzip des Dehnungsmessstreifens arbeitenden Drehmoment-Messflansch T40 der Fa. HBM. Dieser besitzt zwei Signalausgänge, wobei einer davon an die langsamere Messdatenverarbeitung Werte übergibt und ein zweiter mit der Indizierung verbunden ist. Durch die hochaufgelöste und auf den Kurbelwinkel zugeordnete Messung, ist das Erkennen von Verbrennungsaussetzern einzelner Zylinder aufgrund des Drehmomentsignals möglich. Das Signal des Drehmoment-Messflanschs wird berührungslos übertragen und auf ein 0 - 10 V Ausgangssignal konditioniert.

Drehzahlmessung Die Messung der zweiten grundlegenden Größe bei der Brennverfahrensentwicklung, der Drehzahl n , erfolgt durch eine in der Leistungsbremse integrierte induktive Messeinrichtung.

Kraftstoffmassenmessung Zur Bestimmung von Verbrauch, Wirkungsgrad, Luftverhältnis und weiteren Kennzahlen wird der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_B benötigt. Zur Messung wird ein nach dem Coriolis - Prinzip arbeitender Massenstrommesser der Fa. Micro Motion eingesetzt.

Luftmassenmessung Zur Bestimmung des Luftmassenstroms wird der auf dem thermischen Messprinzip des Heißfilmanemometers beruhende Sensyflow FMT700-P der Fa. ABB eingesetzt. Dieser liefert ein Messsignal, das direkt dem Luftmassenstrom der angesaugten Luft entspricht, sodass prinzipbedingt die Korrektur von Temperatur- und Druckeinflüssen entfällt.

λ -Messung Das Luftverhältnis ist die Stellgröße für die Qualitätsregelung, ist bei der Berechnung des Wirkungsgrades entscheidend und korreliert mit der Verbrennungstemperatur, die wiederum für das Entstehen von Stickoxiden aber auch für das Auftreten von Verbrennungsanomalien bestimmend ist. Da die Messung möglichst genau sein sollte, aber Messfehlern unterliegt, erfolgt die Bestimmung auf drei verschiedene Arten:

- Die prüfstandsseitige Breitband-Lambdasonde LSU4.2 der Fa. Bosch sitzt im Abgasrohr und liefert den λ -Wert aus der Abgaskonzentration. Aufgrund der degressiven Kennlinie einer Breitband-Lambdasonde nimmt die Messgenauigkeit erfahrungsgemäß mit zunehmendem Luftverhältnis ab (siehe Abb. 3.17).

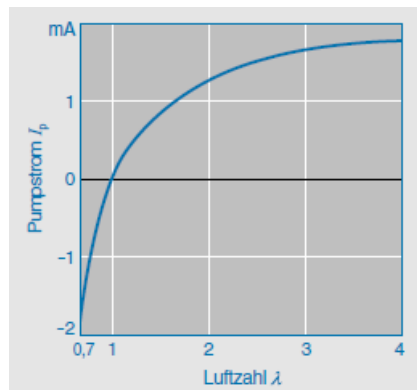


Abbildung 3.17: Pumpstrom I_p einer Breitband-Lambdasonde über λ [8]

- Für die Ermittlung des Luftverhältnisses bei Wasserstoffmotoren im mageren Betrieb wird erfahrungsgemäß der berechnete λ -Wert aus den gemessenen Massenströmen von (Lade-/Ansaug-) Luft und Kraftstoff verwendet.

$$\lambda = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}_B L_{st}} \quad (3.2)$$

- Für trockenes Abgas und vollständige Verbrennung ($\lambda \geq 1$) lässt sich das Luftverhältnis aus der O_2 -Konzentration ν_{O_2} im Abgas bestimmen [9]:

$$\lambda = \frac{1 - \nu_{O_2}}{1 - 4,76\nu_{O_2}} \quad (3.3)$$

Druck- und Temperaturmessung Die thermodynamischen Zustandsgrößen Druck und Temperatur sind grundlegend für die Entwicklung eines Brennverfahrens. Sie dienen zur Analyse, zur Simulation, zur Überwachung und zur Regelung. Dementsprechend werden zahlreiche Druck- und Temperaturmessungen (langsame Messdaten) am Motor durchgeführt. Es werden die Zustände der Umgebung, des Abgases und der Betriebsmittel an verschiedenen Messstellen bestimmt. Diese Werte werden an die Analog/Digitalwandler in der so genannte Sensorbox übermittelt und über ein Bussystem an die Prüfstandssteuerung übergeben, wo sie gespeichert werden. In der Sensorbox befinden sich diverse Analog-Out-Module über die einzelne Aktuatoren angesteuert werden können. Den Steckplätzen in der Sensorbox können je nach Bedarf Messstellen zugeordnet werden, die z.B. zur Überwachung des Motors eingesetzt werden. Beispielhaft sei hier die Kühlmittelaustrittstemperatur erwähnt, welche über einen definierten Maximalwert über die Prüfstandssteuerung ein Überhitzen des Motors durch Abschalten verhindert. Dies gilt sinngemäß auch für Kühlmitteldruck, Öldruck sowie Öltemperatur.

Die Temperaturmessung der Betriebsmittel erfolgt im Kühlmittelkreislauf, im Ölkreislauf, in der Kraftstoffzufuhr und in der Ansaugluft. Weiters werden Temperaturen im

Tabelle 3.3: Temperatur- und Druckmessung (langsame Messdaten)

	Messgröße-/stelle	Aufnehmer
T_U	Umgebungstemperatur am Prüfstand	Pt100
T_{10}	Ansauglufttemperatur vor Verdichter	Pt100
T_{20}	Ansaugluftt. nach Verdichter vor LLK	Pt100
T_{21}	Ansauglufttemperatur nach LLK	Pt100
T_{22}	Ansauglufttemperatur nach LLK und nach DK	Pt100
T_{31}	Abgastemperatur im Auslasskanal Zylinder 1	Thermoelement TypK
T_{41}	Abgastemperatur nach ATL vor Kat.	Thermoelement TypK
T_{40}	Abgastemperatur nach Kat.	Thermoelement TypK
$T_{KM_{ein}}$	Kühlmitteleintrittstemperatur	Pt100
$T_{KM_{aus}}$	Kühlmittelaustrittstemperatur	Pt100
$T_{Öl}$	Öltemperatur	Pt100
T_{Krst}	Kraftstofftemperatur im Rail	Pt100
$T_{Zündkerze}$	Zündkerzensitztemperatur Zylinder 1	Thermoelement TypK

Abgasstrang, an der Zündkerze und die Umgebungstemperatur am Prüfstand gemessen. Tabelle 3.3 zeigt beispielhaft welche Temperaturmessungen an welchen Stellen durchgeführt werden und welche Aufnehmer dafür zum Einsatz kommen.

Die Druckmessung der Betriebsmittel, des Abgases und des Umgebungsdrucks im Prüfraum erfolgt an denselben Messstellen, wie bei der Temperaturmessung. Es werden je nach Einsatzzweck absolut oder relativ messende Drucksensoren verwendet. Diese arbeiten nach dem Prinzip des Dickschicht-DMS und liefern ein dem Druck proportionales Stromsignal. Mit der Bestimmung von Druck und Temperatur ist der thermodynamische Zustand der verschiedenen Medien definiert.

Luftfeuchtemessung Die Luftfeuchtemessung der relativen Feuchte am Prüfstand r_F erfolgt mit dem Luftfeuchtetransmitter der Fa. Messtechnik Schaller. Zusammen mit dem Umgebungszustand am Prüfstand (T_U, p_U) kann die Leistungskorrektur nach ISO 1585 durchgeführt werden, die auf Seite 57 erklärt ist.

Blow-By-Messung Zur Messung und Überwachung der Menge des Leckagegases wird das AVL 442 Blow-By-Meter eingesetzt. Dieses Durchflussmessgerät beruht auf dem

Wirkdruckprinzip. Dabei wird die Strömung durch ein Blendenmessrohr geleitet, in dessen Mitte sich eine Querschnittsverengung („Blende“) befindet, die eine durchflussabhängige Druckdifferenz erzeugt.

Die Kurbelgehäuseentlüftung des Motors N18B16 wurde so modifiziert, dass die Blow-By-Gase mittels Unterdruck sofort aus dem Kurbelgehäuse in den hausseitigen Kamin geleitet werden. So ist sichergestellt, dass kein explosionsfähiges Gemisch im Kurbelgehäuse entstehen kann.

Indiziermesstechnik

Die Neuentwicklung eines H_2 -Brennverfahrens an einem Vollmotor stellt hohe Anforderungen an die Indiziermesstechnik. Die Indizierung stellt die Grundlage für thermodynamische Analysen dar. Weiters kann die Verbrennung anhand der Zylinderdrücke überwacht werden, was das Verständnis für die innermotorischen Abläufe schärft und den Betrieb in Bereichen nahe von Verbrennungsanomalien erleichtert, da diese früher erkannt und zugeordnet werden können. Um alle Einflüsse zylinderspezifisch zu erfassen, werden alle vier Zylinder indiziert.

Das Mehrkanal-Indiziersystem Indiset 642 der Fa. AVL verfügt über zwei Datenerfassungsmodule mit jeweils 8 analogen Eingangskanälen. Damit stehen insgesamt 16 hochauflösende Eingangskanäle über eine 1-Gigabit Ethernet Schnittstelle zum Prüfstandsrechner zur Verfügung. Neben den Zylinderdrücken wird auch der Druck im Einlasskanal p_{Einlass} und im Abgaskrümmen p_{Auslass} indiziert (siehe Abb. 3.18(a) und 3.18(b)). Damit kann der Ladungswechsel abgebildet und auch das Rückzündungsverhalten besser untersucht werden. Die Messstelle für die Druckindizierung im Einlasskanal ist dieselbe wie bei p_{22} (siehe Tabelle 3.3, T_{22}). Letzterer wird auch zur Einpassung der indizierten Drücke im Einlasskanal und in den Zylindern herangezogen. Die Einpassung der Drücke ist notwendig, da diese relativ, nach dem Prinzip der piezoelektrischen Druckaufnehmer (keine statische Druckmessung möglich, da die Ladung mit der Zeit verloren geht) gemessen werden und auf das absolut, richtige Druckniveau korrigiert werden müssen. Die Messung und Einpassung des indizierten Drucks im Abgaskrümmen erfolgt analog wie beim Druck im Einlasskanal. Der Referenzdruck ist hierbei p_{31} . Mithilfe des von der Fa. AVL entwickelten, wassergekühlten Adapters ist die Messung des indizierten und des absoluten Drucks im Abgaskrümmen nahe des Auslasskanals aus Zylinder 1 möglich.

Im bisherigen Projektverlauf sind für die Indizierung der Zylinderdrücke Sensoren der Fa. Kistler Typ 6055CRQ01 und der Fa. AVL Typ GH14DK im Einsatz. Für die Indizierung des Saugrohr- und Auspuffdrucks werden Drucksensoren der Fa. AVL Typ GU21C eingesetzt. Um die Empfindlichkeiten der Drucksensoren der Messkette am Prüfstand anzupassen, wurden sämtliche Drucksensoren mittels einer Druckwaage kalibriert.

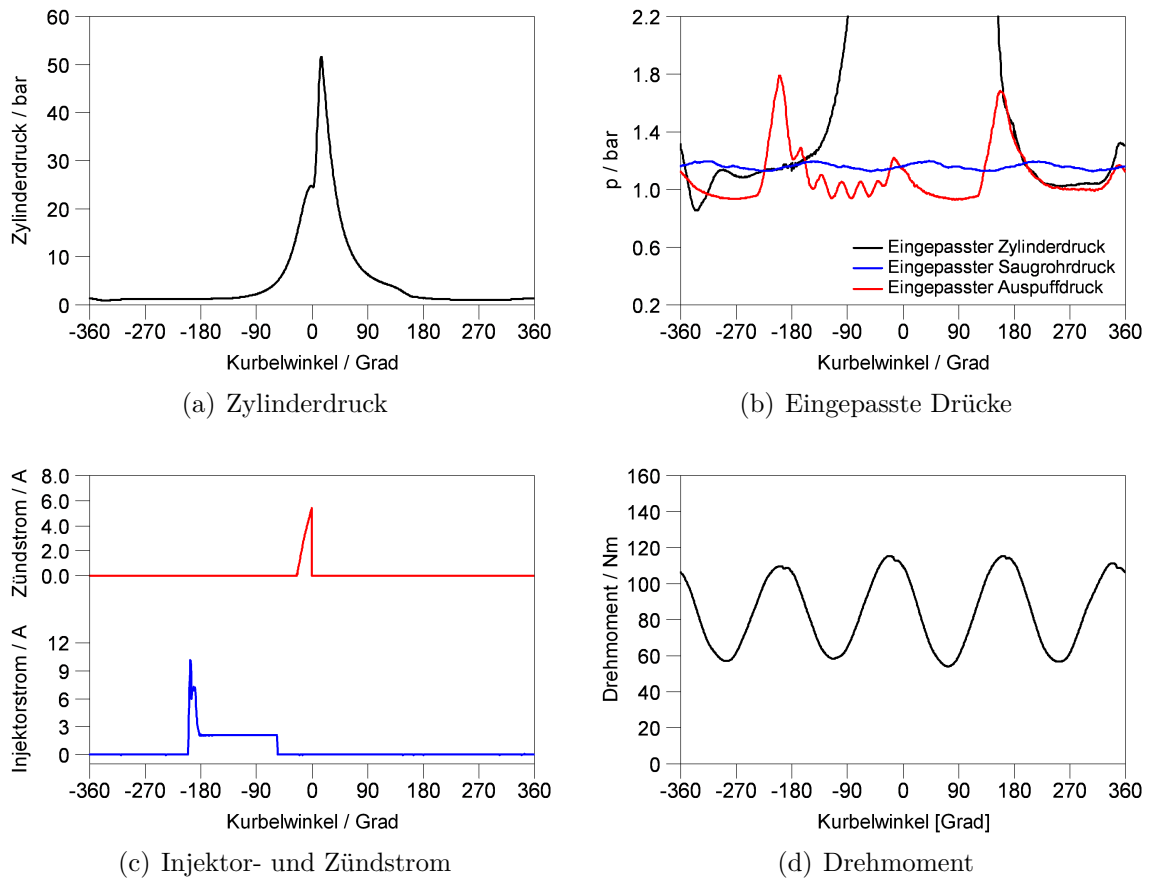


Abbildung 3.18: Indiziergrößen

Die verbliebenen 10 Eingangskanäle des Indiziersystems können je nach Bedarf für die Signalübertragung anderer Größen verwendet werden. Dies können beispielsweise der Zündstrom und der Injektorstrom (die über Strommesszangen abgegriffen werden) oder aber auch, wie bereits erwähnt, das Drehmoment sein (siehe Abb. 3.18(c) und 3.18(d)).

Winkelzuordnung Die kurbelwinkelaufgelöste Indizierung bedarf der richtigen Zuordnung zur Kurbelwinkelstellung. Diese sollte sehr genau sein, da geringe Ungenauigkeiten beispielsweise bei der Zuordnung des Zylinderdrucks zur Kurbelwinkelstellung bereits zu beträchtlichen Fehlern bei einer thermodynamischen Analyse führen würden. Deshalb werden die Indiziersignale mit dem Signal des optischen Winkelaufnehmers AVL 365C synchronisiert. Die Einpassung des oberen Totpunkts (OT) erfolgte mittels einer OT-Sonde am Zylinder 1.

Abgasmessung

Der Abgasmessung kommt gerade bei der Neuentwicklung eines Brennverfahrens besondere Bedeutung zu, da das Abgasverhalten eines der wichtigsten Beurteilungskriterien für ein Brennverfahren ist. Der Hauptemissionsanteil an Schadstoffen bei der Verbrennung von Wasserstoff sind Stickoxide. Auch die Bestimmung des emittierten Wasserstoffs ist im Entwicklungsprozess von Bedeutung. Diese ist in geringer Konzentration zwar ungefährlich, es können jedoch Rückschlüsse auf die Verbrennung gezogen werden. Außerdem ist die Messung der Injektorleckage gerade bei tiefkalten Wasserstofftemperaturen von Interesse.

Zur Messung wird die Abgas-Testbench CEB der Fa. AVL in Kombination mit dem H-SENSE der Fa. V&F Instruments eingesetzt. Mit der Abgas-Testbench CEB lassen sich die Konzentrationen an NO_x , O_2 , HC, CO_2 und CO bestimmen. Aus der O_2 -Konzentration lässt sich das Luftverhältnis bei der Verbrennung errechnen (siehe Gleichung 3.3, Seite 31). Mit dem H-SENSE lässt sich die H_2 -Konzentration nach dem Prinzip der Massenspektroskopie bestimmen. Es sind zwei Entnahmestellen für das Messgas vorgesehen – eine vor und eine nach dem 3-Wege-Katalysator. Beide Geräte sind in die Prüfstandssoftware integriert und es kann online, während dem Motorbetrieb zwischen den beiden Entnahmestellen gewechselt werden.

4 Vollastuntersuchungen

Ziel des Projekts H₂CPI ist es einen hocheffizienten Wasserstoff-Verbrennungsmotor mit kryogener Gemischbildung zu entwickeln, der sich durch hohe Leistungsdichte, Wirtschaftlichkeit und hohe Reichweiten auszeichnet, sodass eine breite Kundenakzeptanz erwartet werden kann.

Um dies zu verwirklichen ergeben sich gewisse Anforderungen an das Brennverfahren, die gemeinsam mit den Projektpartnern wie folgt definiert wurden:

- Effektive Leistung $P_e \geq 100 \text{ kW}$
- Vermeidung von Stickoxidemissionen (Einhaltung der Emissionsklasse SULEV (Super Ultra Low Emissions Vehicle))
- Stabiler Motorlauf
- Geringer Verbrauch

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde das Thema Vollast forciert behandelt. Ziel ist die Erreichung der Leistungsvorgabe bei stabilem Motorlauf und unter Vermeidung von Stickoxidemissionen. Wünschenswert ist es außerdem eine ansprechende und gut fahrbare Vollast über das gesamte Drehzahlband darzustellen. Der gewünschte Drehmomentverlauf wurde so festgelegt, dass 200 Nm ab einer Drehzahl von $n \geq 2000 \text{ min}^{-1}$ relativ konstant abrufbar sind. Unter dieser Vorgabe kommt das Leistungsziel von 100 kW bei einer Drehzahl von $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und einem etwas geringeren Drehmoment zu liegen (siehe Abb. 4.1).

Die Innovation im Projekt H₂CPI ist die kryogene Gemischbildung zur Erhöhung der Leistungsdichte des Wasserstoff-Brennverfahrens. Durch die kryogene Gemischbildung sinkt die Gemischtemperatur, womit die Gemischdichte steigt. Die Erhöhung der Gemischdichte kann dem Gemischheizwert H_G ((2.5), Seite 7) zugerechnet werden. Dieser steigt mit der Gemischdichte, was die Last erhöht. Außerdem sollen durch die geringere Gemischtemperatur leistungsbegrenzende Verbrennungsanomalien vermieden werden.

Die effektive Leistung P_e ist definiert als [3]:

$$P_e = \frac{n}{2} V_h p_e \uparrow \quad (4.1)$$

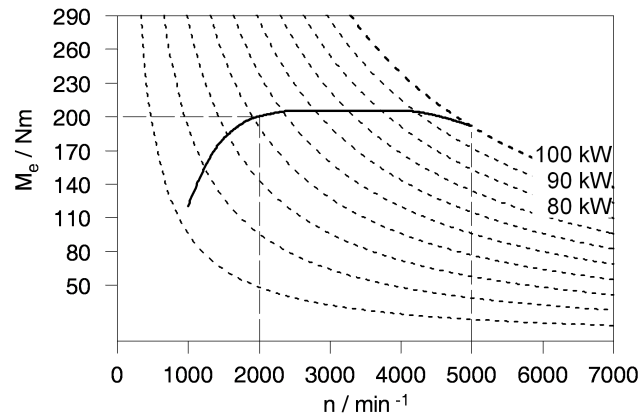


Abbildung 4.1: Gewünschte Vollastkurve

Die Leistungssteigerung wird also durch eine Laststeigerung infolge des erhöhten Mitteldrucks erzielt. Der effektive Mitteldruck p_e ist gemäß (2.3) durch die Größen Luftaufwand λ_a , Gemischheizwert H_G und dem effektiven Wirkungsgrad η_e definiert. Im Projekt H₂CPI wurde der Hebel zur Laststeigerung genau an diesen drei Größen angesetzt.

$$p_e = \lambda_a \uparrow H_G \uparrow \eta_e \uparrow$$

- Der Gemischheizwert H_G wird infolge der kryogenen Gemischbildung erhöht.
- Mit dem Twin-Scroll Turbolader des N18B16 lässt sich der Ladedruck und somit der Luftaufwand λ_a steigern.
- Mit einer wirkungsgradoptimierten Motorparametrierung schlägt sich auch der effektive Wirkungsgrad η_e in einer Steigerung der Last nieder.

Zur Abschätzung des Potentials der kryogenen Gemischbildung am aufgeladenen Wasserstoffmotor sei ein benzinäquivalenter Gemischheizwert von $H_G = 3,76 \text{ MJ/m}^3$ angenommen, der bei einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ und einer Gemischtemperatur von $T_G = 232 \text{ K}$ erreicht ist (siehe Abb. 2.3, Seite 7). Wird ein effektiver Wirkungsgrad von $\eta_e = 33 \%$, der sich am Wasserstoffmotor in der Vollast realistisch umsetzen lässt, angenommen, so kann mit relativ geringer Aufladung ($\lambda_a = 1,27$) ein Drehmoment von $M_e = 200 \text{ Nm}$ realisiert werden. Dies entspricht am Motor N18B16 (1,61 Hubraum) einem effektiven Mitteldruck von $p_e = 15,7 \text{ bar}$. Der Zusammenhang zwischen M_e und p_e ist [3]:

$$M_e = \frac{p_e V_h}{4\pi} \quad (4.2)$$

Dieses Ziel lässt sich jedoch aus folgenden Gründen nicht ohne Weiteres realisieren:

1. Der Wasserstoffmotor neigt hin zu kleinen Luftverhältnissen und somit hohen Verbrennungstemperaturen zu Verbrennungsanomalien, die den stabilen Motorbetrieb verhindern und eine Lastbegrenzung darstellen.

2. Da die Abgasenthalpie beim Wasserstoffmotor wesentlich geringer ist als bei einem konventionellen Ottomotor, gibt es gerade im unteren Drehzahlbereich Probleme bei der Darstellung des benötigten Ladedrucks.
3. Das Potential im Gemischheizwert durch die kryogene Gemischbildung ist durch die im Projekt verwendete Kühlung begrenzt.

4.1 Verbrennungsanomalien

Neben dem bekannten Phänomen „Klopfen“ neigt der Wasserstoff mit Saugroheinblausung infolge der vergleichsweise niedrigen Energie, die das Gemisch zur Zündung benötigt (siehe Tabelle 2.2, Seite 9) zu „Rückzündungen“ und „Frühzündungen“. Rückzündungen

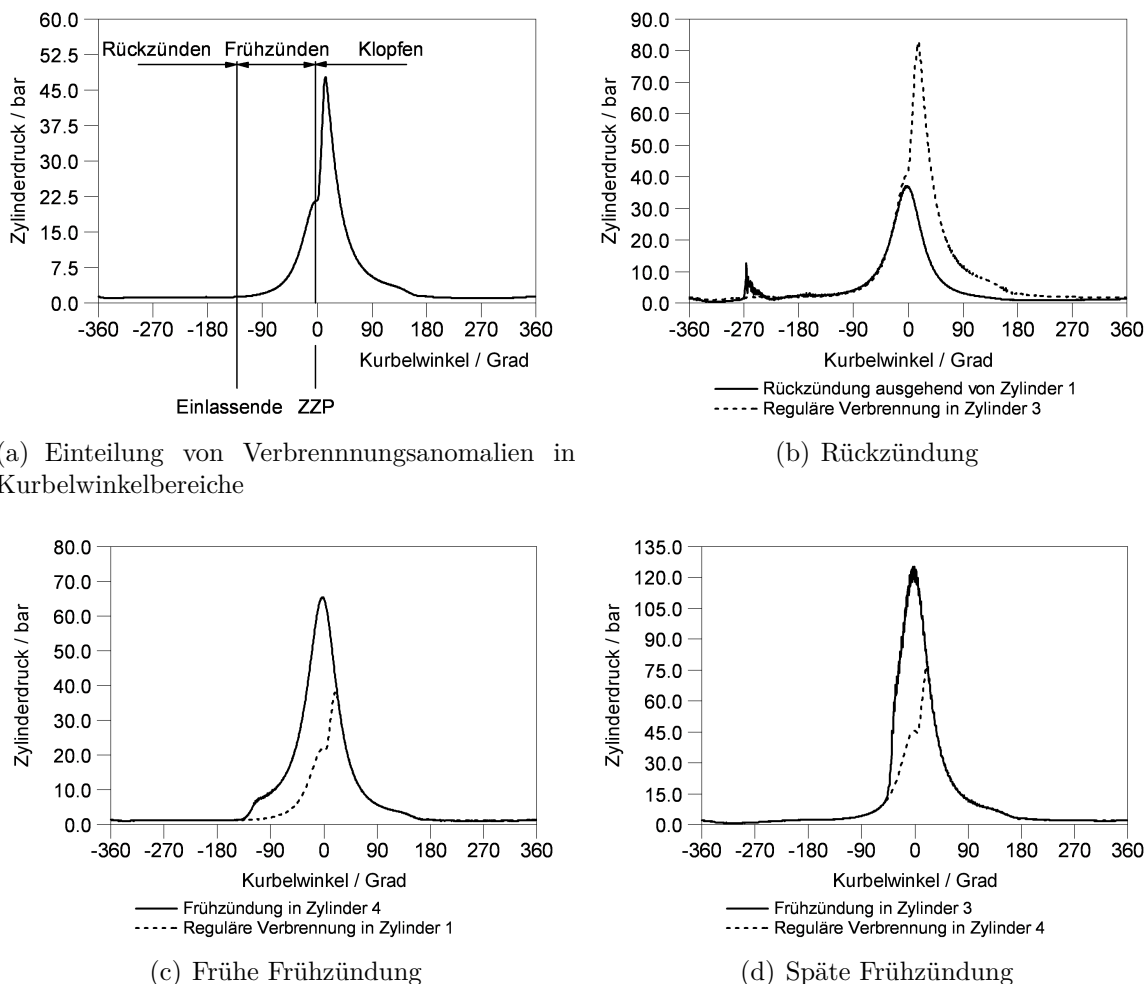


Abbildung 4.2: Verbrennungsanomalien

treten dann auf, wenn Frischladung während der Ansaugphase auf heißes Restgas oder andere Zündquellen trifft. Das Gemisch verbrennt dann im Ansaugtrakt, wobei es im Zylinder zu keinem nützlichen Druckanstieg infolge der Verbrennung kommt (siehe Abb. 4.2(b)). Im Ansaugtrakt vor dem betroffenen Zylinder kann die Verbrennung dann unter Umständen für mehrere Arbeitszyklen anhalten und ist fallweise nur noch durch Wegnahme der Kraftstoffzufuhr zu unterbinden. Am Motorprüfstand wird dann der Ansaugtrakt im Schleppbetrieb durch die Frischluft freigespült. Wenn sich keine heißen Verbrennungsgase mehr im Ansaugtrakt befinden, kann der reguläre Motorbetrieb wieder aufgenommen werden. Für Frühzündungen gilt Ähnliches wie für Rückzündungen, jedoch ist hier das Einlassventil bereits geschlossen und die Verbrennung findet im Zylinder statt. Der Druckanstieg infolge der Verbrennung passiert in einem sehr ungünstigen Kurbelwinkelbereich (siehe Abb. 4.2(c) und 4.2(d)). Die klopfende Verbrennung tritt im Allgemeinen bei zu hohen Verbrennungstemperaturen auf.

Alle erwähnten Verbrennungsanomalien können einfach, mehrfach, isoliert oder gleichzeitig in verschiedenen Zylindern und in Kombinationen auftreten. Beispielsweise wurden Phänomene beobachtet bei denen die klopfende Verbrennung durch eine Rückzündung in einem Zylinder in anderen Zylindern eingeleitet wurde. Die Ursache liegt vermutlich darin, dass sich auch die Ansaugluft anderer Zylinder erwärmt und reaktive Verbrennungsgase mit angesaugt werden.

Die in einem Medium gespeicherte thermische Energie E_{th} beträgt

$$E_{\text{th}} = cmT \quad (4.3)$$

Die minimale Zündenergie $E_{\text{Gem,min}}$ vom Wasserstoff-Luft-Gemisch beträgt 0,017 mJ (siehe Tabelle 2.2, Seite 9). Zur Vermeidung einer ungewollten Zündung darf die lokale Energie $E_{\text{Gem,ist}}$ die Zündenergie $E_{\text{Gem,Zünd}}$ nie überschreiten.

$$E_{\text{Gem,ist}} < E_{\text{Gem,Zünd}}$$

Um diese Bedingung einzuhalten ergeben sich grundsätzlich zwei Ansätze zur Vermeidung von Verbrennungsanomalien:

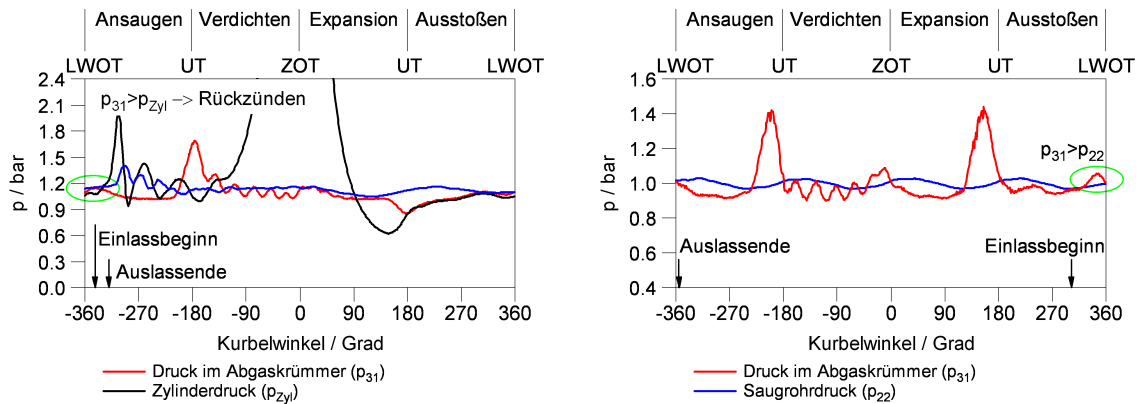
- Vermeidung von Zündquellen ($E_{\text{Gem,ist}} \downarrow < E_{\text{Gem,Zünd}}$)
- Erhöhung der Zündenergie ($E_{\text{Gem,ist}} < E_{\text{Gem,Zünd}} \uparrow$)

Aus diesen Ansätzen wurden verschiedene Maßnahmen abgeleitet und untersucht:

- Kryogene Einblasung
- Innermotorische Kühlung
- Restgase im Brennraum vermeiden
- Vermeidung von heißen Bauteilen

Kryogene Einblasung Durch das kühlere Gemisch aufgrund der kryogenen Wasserstofffeinblasung steigt die Zündenergie des Wasserstoff-Luft-Gemisch ($E_{\text{Gem,ist}} < E_{\text{Gem,Zünd}} \uparrow$). Dies wirkt sich auf sämtliche Verbrennungsanomalien positiv aus. Gerade bei Vollast nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis, wo die Verbrennungstemperaturen und somit auch die Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien am höchsten ist, ist auch der Kühleffekt durch die kryogene Einblasung am größten, was im folgenden Kapitel noch genauer erklärt wird. Dies hat neben der Laststeigerung durch die erhöhte Gemischdichte zur Folge, dass sich die Grenze der Verbrennungsanomalien in Richtung eines kleineren Luftverhältnis verschiebt, was zu einer weiteren Laststeigerung führt. Im Allgemeinen lässt sich die Grenze zu Verbrennungsanomalien auch als λ -Grenze interpretieren.

Vermeidung von Restgasen Mittels einer füllungsoptimalen Ventilüberschneidung lässt sich das Brennverfahren besser gestalten, da der Luftaufwand und der Liefergrad beträchtlich gesteigert werden können. Beim Wasserstoffmotor (N18B16) kommt es jedoch hin zu höheren Lasten in Kombination mit Ventilüberschneidungen vermehrt zu Rückzündungen, da sich das einströmende Gemisch vermutlich infolge heißer Restgase entzündet ($E_{\text{Gem,ist}} \downarrow < E_{\text{Gem,Zünd}}$). Diese machen sich vor allem ab einer Drehzahl von ca. $n > 2000 \text{ min}^{-1}$ spürbar. Ab dieser Drehzahl lässt sich der stöchiometrische, und somit stickoxidfreie Motorbetrieb mit Ventilüberschneidungen nicht mehr erreichen.



(a) Rückzündungen durch „spätes“ Auslassende (b) Rückzündungen durch „frühen“ Einlassbeginn

Abbildung 4.3: Einfluss der Druckverhältnisse bei Ventilüberschneidungen auf das Rückzündungen

Das späte Schließen des Auslassventils bewirkt eine interne Abgasrückführung, die das Aufeinandertreffen von Abgas mit Frischladung begünstigt und somit Rückzündungen provoziert. Abbildung 4.3(a) zeigt die Druckverhältnisse im Ansaughub zwischen Zylinderdruck und dem Druck im Abgaskrümmer. Aus der Druckdifferenz zu Beginn des Ansaughubs ist zu erkennen, dass Abgas angesaugt wird. Mit dem Öffnen des Einlass-

ventils und dem Einströmen von Frischladung kommt es unverzüglich zu einer Rückzündung, die sich in einem deutlichen Druckanstieg im Zylinder bemerkbar macht. Durch den frühen Einlassbeginn kommt es ebenfalls zu Rückzündungen. Der Effekt ist hier dieser, dass sich beim Öffnen des Einlassventils in der Ausstoßphase Quereinflüsse aus anderen Zylindern spürbar machen. Trotz des Twin-Scroll Turboladers, bei dem die Abgasstränge aus Zylinder 1-4 und 2-3 bis zur Turbine zusammengefasst sind, machen sich Quereinflüsse beim Öffnen der Auslassventile des jeweils anderen Abgasstrang in Form von leichten Druckanstiegen spürbar. Der erhöhte Abgasgegendruck durch das um 180° versetzte Öffnen des Auslassventils eines anderen Zylinders kann das Aufeinandertreffen von der Frischladung mit dem Abgas begünstigen und zu Rückzündungen führen. Dies ist in Abbildung 4.3(b) ersichtlich, wo der Druck im Abgaskrümmen zum Schluss der Ausstoßphase höher ist als derjenige im Ansaugtrakt.

Aus den am Motorprüfstand gewonnenen Erkenntnissen ist zu schließen, dass sich Ventilüberschneidungen hin zu hohen Lasten ab einer gewissen Drehzahl immer nachteilig hinsichtlich Rückzündungen und somit der erzielbaren Last auswirken.

Innermotorische Kühlung Durch das „späte“ Öffnen des Einlassventils wird eine innermotorische Kühlung erreicht, die sich als sehr effiziente Maßnahme zur Verhinderung von Rückzündungen erweist. Das sich im Zylinder befindliche Restgas wird infolge der Expansion im Ansaughub gekühlt. Beim Öffnen des Einlassventils trifft die Frisch-

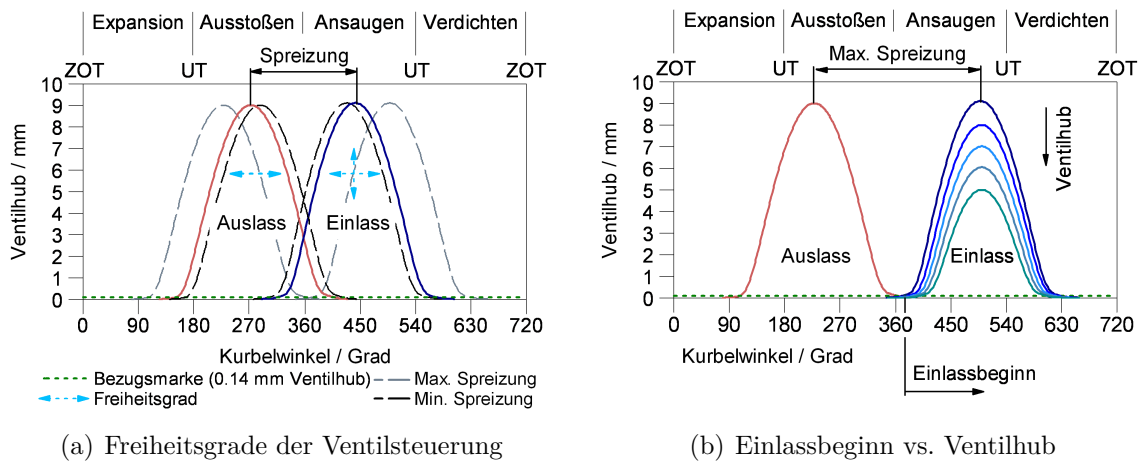


Abbildung 4.4: Darstellbare Ventilhubverläufe mit VVT und VANOS

ladung auf das gekühlte Restgas, das nunmehr zu wenig Energie bereitstellt, um eine Zündung des Gemischs einzuleiten ($E_{\text{Gem,ist}} \downarrow < E_{\text{Gem,Zünd}}$). Im Motor N18B16 kann diese Maßnahme mithilfe des variablen Ventilhubes realisiert werden. Durch einen geringeren Ventilhub verschiebt sich das Öffnen des Einlassventils in Richtung „spät“ (Siehe Abb.

4.4(b)). Mithilfe dieser Maßnahme lässt sich die λ -Grenze in Richtung stöchiometrisches Luftverhältnis verschieben und es sind weit größere Lasten realisierbar.

Geht man von einer isentropen Expansion aus, so lässt sich die Temperaturabsenkung der Restgase bis zum Einlassbeginn auf einfache Weise abschätzen und qualitativ darstellen. Für die isentrope Expansion gilt folgender Zusammenhang [4]:

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1} \quad (4.4)$$

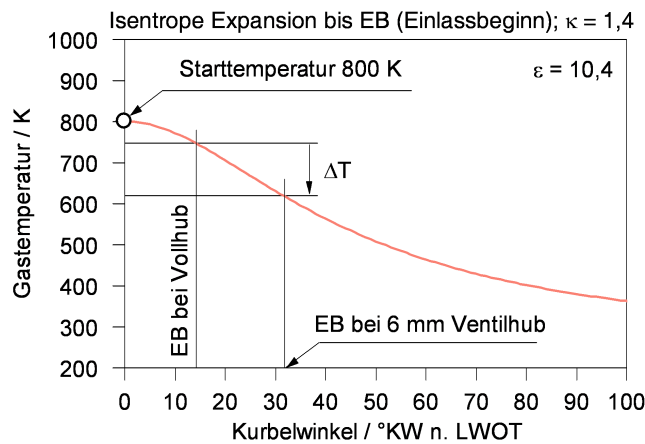


Abbildung 4.5: Temperaturänderung des Gases bei isentroper Expansion

Die Gastemperatur im Ladungswechseltotpunkt wird hier mit 800 K angenommen. Geht man von einem Isentropenexponenten von $\kappa = 1,4$ aus, so lässt sich die Gastemperatur in Abhängigkeit vom momentanen Verdichtungsverhältnis berechnen. Abbildung 4.5 zeigt das Ergebnis dieser Abschätzung. Bei einem Ventilhub von $h_V = 6$ mm (vgl. Vollhub: $h_V = 9,1$ mm) ergibt sich eine Temperaturabsenkung des Restgases bis zum Einlassbeginn von über 100 K.

Abbildung 4.6(b) zeigt die Auswirkung eines verringerten Ventilhubes auf den Zylinderdruckverlauf. Darin ist ersichtlich, dass mit dieser Maßnahme ein Unterdruck im Brennraum zu Beginn der Ansaugphase erzeugt wird. Es ist zu erkennen, dass die aufzubringende Ladungswechsellarbeit aufgrund des späten Einlassbeginns steigt. Unter der Randbedingung, dass aufgrund von Rückzündungen keine Ventilüberschneidungen zugelassen sind, steigt der Luftaufwand aufgrund des verringerten Ventilhubes an. Der höhere Luftaufwand überkompensiert den schlechteren Wirkungsgrad aufgrund der zusätzlichen Ladungswechsellarbeit. Dies hat zur Folge, dass die Last steigt (siehe Abb. 4.6(a)).

Aus den beschriebenen Zusammenhängen ergeben sich für die weiteren Vollastuntersuchungen am N18B16 (bei gegebener Konfiguration: ε , Abgasturbolader) folgende wichtige Randbedingungen:

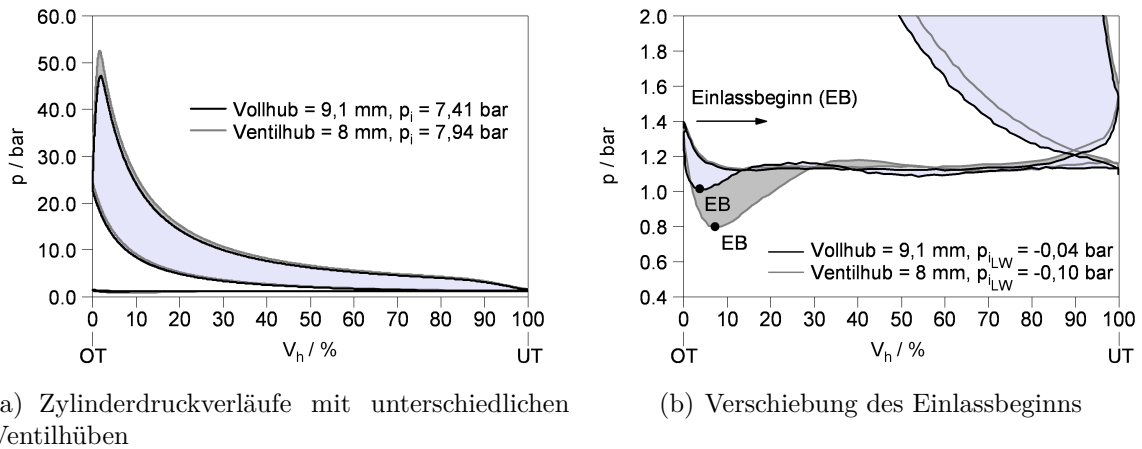


Abbildung 4.6: Zylinderdruckverläufe mit $h_V = 8 \text{ mm}$ vs. $h_V = 9,1 \text{ mm}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $\lambda = 1,5$

- Ab einer Drehzahl von $n > 2000 \text{ min}^{-1}$ kann mit Ventilüberschneidungen aufgrund von Rückzündungen kein $\lambda = 1$ -Betrieb mehr dargestellt werden.
- Ab einer Drehzahl von $n > 2000 \text{ min}^{-1}$ ist ohne innermotorische Kühlung durch den „späten“ Einlassbeginn kein $\lambda = 1$ -Betrieb mehr möglich, da es ansonsten zu Rückzündungen kommen würde.

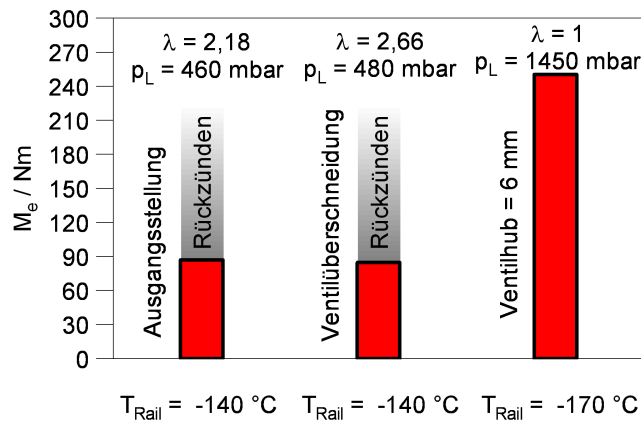


Abbildung 4.7: Laststeigerung durch späten Einlassbeginn, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\varepsilon = 10,4$

Abbildung 4.7 zeigt Volllastpunkte mit unterschiedlichen Steuerzeiten. Die erste Messung erfolgte mit Steuerzeiten in der Ausgangsstellung, d.h. mit Vollhub und maximaler Ventilspreizung. Die zweite Messung erfolgte mit füllungsoptimalen Steuerzeiten. Bei beiden Messungen wurde die Rückzündungsgrenze bei $\lambda \gg 1$ erreicht und die erzielten Lasten sind weit unter dem Drehmomentwunsch geblieben. Mit der innermotorischen

Kühlung aufgrund des späten Einlassbeginns können Rückzündungen weitgehend vermieden werden. In dem ausgewählten Betriebspunkt lässt sich alleine mit dieser Maßnahme (kryogene Einblasung vorausgesetzt) der $\lambda = 1$ -Betrieb darstellen. Zusammen mit dem stark ansteigenden Ladedruck lassen sich so enorme Laststeigerungen erzielen.

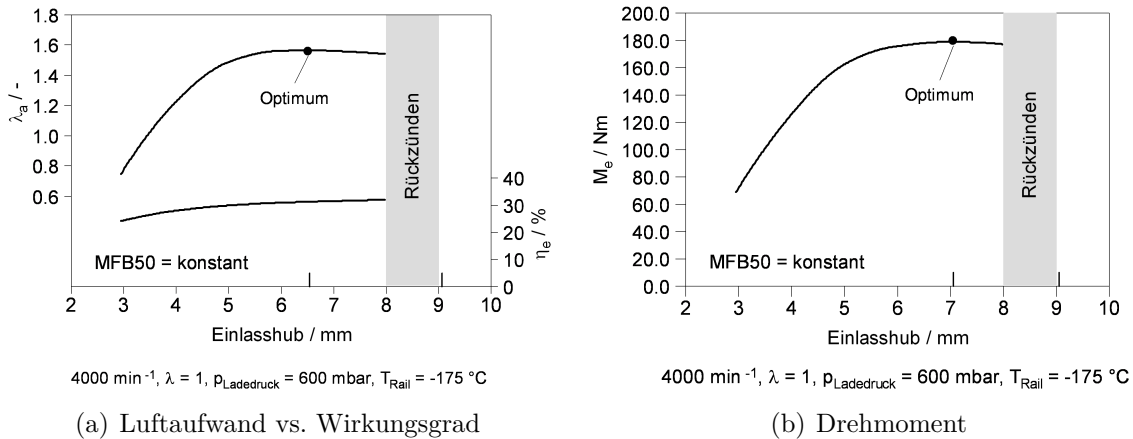


Abbildung 4.8: Einfluss des Ventilhubes auf die Größen Luftaufwand, Wirkungsgrad und Drehmoment bei voller Ventilspreizung

Ausgehend von den oben beschriebenen Randbedingungen (am Motor N18B16 mit gegebener Konfiguration ε , Aufladesystem) wurden Untersuchungen über den Einfluss des Ventilhubes auf die darstellbare Last angestellt. Durch den späten Einlassbeginn wird der Motor im Ansaughub gewissermaßen gedrosselt, da er im Ladungswechsel Expansionsarbeit aufbringen muss. Ausgehend von der Randbedingung keine Ventilüberschneidungen zu erlauben, kann der Luftaufwand durch Verringerung des Ventilhubes jedoch gesteigert werden. Abbildung 4.8(a) zeigt das Optimum des Luftaufwands aus einer Messung. Der optimale Wirkungsgrad kann hier nicht erreicht werden, da der entsprechende Ventilhubbereich aufgrund von Rückzündungen nicht fahrbar ist. Aus Wirkungsgrad, Luftaufwand und Gemischheizwert ergibt sich die darstellbare Vollast für den Betriebspunkt (siehe Abb. 4.8(b)).

Es müssen hier also nicht-optimale Steuerzeiten zugunsten der Laststeigerung (Vermeidung von Rückzündungen durch späten Einlassbeginn) in Kauf genommen werden. Ein Ventiltrieb bei dem Einlassbeginn und Einlassende unabhängig voneinander eingestellt werden können (z.B. durch einen elektromechanischen Ventiltrieb) wäre für den Wasserstoffmotor mit äußerer Gemischbildung sehr wünschenswert.

Zündzeitpunkt Der Zündzeitpunkt wird grundsätzlich für jeden Betriebspunkt wirkungsgradoptimal auf den „MFB50-Punkt“ (mass fracture burnt liegt bei 50 %) eingestellt. In der Vollast hat der Zündzeitpunkt großen Einfluss auf Verbrennungsanoma-

lien wie Klopfen, Rückzündungen und auch Frühzündungen. Ein früher Zündzeitpunkt begünstigt durch die hohen Verbrennungstemperaturen Klopfen, wohingegen das Rückzünden eher ausbleibt. Bei einem späten Zündzeitpunkt verhält sich der Zusammenhang genau umgekehrt: Durch das Absenken der Verbrennungstemperatur kann Klopfen verhindert werden, jedoch steigt die Temperatur des Restgases, was Rückzündungen begünstigt. Verbrennungsanomalien können also mit der Wahl des Zündzeitpunktes po-

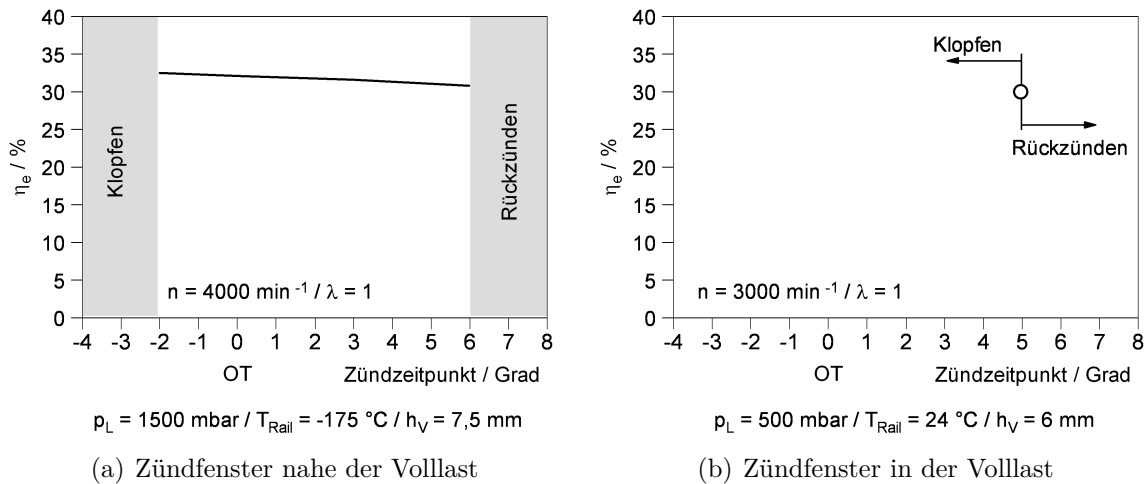


Abbildung 4.9: Einfluss des Zündzeitpunkts auf Verbrennungsanomalien

sitiv beeinflusst werden. Durch den kontroversen Zusammenhang hinsichtlich des Zündzeitpunktes bei Klopfen und Rückzünden ist der beeinflussbare Bereich jedoch je nach Betriebspunkt gering. Abbildung 4.9 zeigt die hinsichtlich Verbrennungsanomalien möglichen Zündfenster zweier ausgewählten Betriebspunkte. Abbildung 4.9(a) zeigt einen Zündhaken mit relativ großem Zündfenster. Dieser Betriebspunkt ist ladedruckgeregelt und entspricht nicht der Vollast. Trotzdem kann das Wirkungsgradoptimum aufgrund von Klopfen nicht erreicht werden. An der Vollast können sich wesentlich kleinere Zündfenster ergeben. Abbildung 4.9(b) zeigt einen instabilen Betriebspunkt, bei dem das Verändern des Zündzeitpunktes zu Klopfen bzw. Rückzünden führt. Der Zündzeitpunkt als Maßnahme gegen Verbrennungsanomalien spielt also eher eine untergeordnete Rolle und kommt nur in Zusammenhang mit einer Kombination aus den anderen beschriebenen Maßnahmen zu tragen.

Vermeidung von heißen Bauteilen Heiße Bauteile im Brennraum können die benötigte Energie für die Zündung des Gemischs bereitstellen und Verbrennungsanomalien provozieren, was bei der Gestaltung des Brennraums zu berücksichtigen ist. Zur Wahl der richtigen Zündkerze hinsichtlich Verbrennungsanomalien wurde am Motorprüfstand eine Zündkerzenvariation durchgeführt. Unter den betrachteten Zündkerzen zeigte die

Zündkerze NGK T20237B tendenziell die besten Ergebnisse, mit der im Weiteren die Vollastuntersuchungen durchgeführt wurden.

Mit der Regelung der Kühlmitteltemperatur können die Bauteiltemperaturen von Zylinder und Zylinderkopf beeinflusst werden, was sich wesentlich auf das Verhalten hinsichtlich Verbrennungsanomalien auswirkt. Um den Bedingungen am realen Fahrzeug möglichst nahe zu kommen, sollte die Kühlmitteltemperatur entsprechend geregelt werden.

Bauteilschutz

Bei Vollastuntersuchungen an einem Wasserstoffmotor kommt es relativ häufig zu Verbrennungsanomalien, da es sich um Forschungsarbeit handelt und die Grenzen erst ausgelotet werden müssen. Vor allem bei Klopfen und Frühzündungen sind sowohl Motorbauteile als auch die sensible Messtechnik enorm hohen mechanischen und thermischen Belastungen ausgesetzt. Bei zu häufigem Auftreten muss mit dem Versagen der Zylinderdrucksensoren gerechnet werden. Möglicherweise tragen auch die extrem hohen Druckgradienten, die auch bei der regulären Wasserstoffverbrennung auftreten können, zu Schädigungen der Zylinderdrucksensoren bei.

Bereits nach wenigen Betriebsstunden, unter Vorkommen von klopfender Verbrennung, waren Bauteile von Schädigungen betroffen. Es war ein Materialversagen bei den Niederspannfedern für die Adapter der Zylinderdrucksensoren festzustellen. Diese brachen vermutlich aufgrund des hochfrequenten Druckverlaufs mit den hohen Amplituden, die bei der klopfenden Verbrennung auftreten. Anstelle der Niederspannfeder wurde dann ein Tellerfederpaket eingebaut, dessen Steifigkeit so ausgelegt wurde, dass es sich bei einem Zylinderdruck von 150 bar leicht öffnet. So wird eine gewisse Entlastung erreicht und die Bauteile werden weniger beansprucht.

Wie bereits erwähnt können Verbrennungsanomalien mehrfach auftreten und sind häufig nur noch durch Wegnahme der Kraftstoffzufuhr zu unterbinden. Im Prüfstandsbetrieb geschieht dies manuell vom Prüfstandsrechner und unterliegt deshalb einer gewissen Reaktionszeit. Um Verbrennungsanomalien schneller in den Griff zu bekommen und somit das Risiko für Bauteilschäden zu mindern, wurde eine entsprechende Funktion in die Motorsteuerung integriert. Dabei werden die Signale der Zylinderdruckindizierung für eine „Spitzendruckabschaltung“ herangezogen. Bei Überschreitung eines definierbaren Schwellwertes beim Spitzendruck wird die Einblasedauer um einen einstellbaren Faktor verkürzt. So wird die Kraftstoffzufuhr sofort gesenkt und es treten keine Verbrennungsanomalien mehr auf.

4.2 Kryoeffekt

Die größten Leistungssteigerungen am N18B16 wurden durch die kryogene Einblasung in Kombination mit dem späten Einlassbeginn erzielt. Der verringerte Ventilhub und somit das späte Öffnen des Einlassventils hat sich bei der Realisierung von hohen Lasten als sehr effiziente und unverzichtbare Maßnahme zur Vermeidung von Rückzündungen bewährt.

Der Kryoeffekt lässt sich wie folgt beschreiben: Mit der erhöhten Gemischdichte durch die kryogene Einblasung steigt die Last. Die Anteile der Laststeigerung kommen dabei aus der erhöhten Gemischdichte infolge der geringeren Gemischtemperatur, aber auch durch den erhöhten Ladedruck, der sich aufgrund des größeren Massendurchsatzes einstellt. Gleichzeitig wird durch die kryogene Einblasung in Kombination mit dem späten Öffnen des Einlassventils die λ -Grenze (Rückzündungen) in Richtung stöchiometrisches Luftverhältnis verschoben und die Last kann weiter gesteigert werden. Laststeigerungen durch Absenken des Luftverhältnisses in Richtung $\lambda = 1$ führen zu höheren Abgasenthalpien (Abgastemperatur \uparrow , Massendurchsatz \uparrow) und somit auch zu deutlich höheren Ladedrücken, wodurch ein weiteres „Anfetten“ und somit wiederum höhere Lasten möglich sind. Die maßgeblichen Schritte zur Leistungssteigerung sind also:

1. Vermeidung von leistungsbegrenzenden Rückzündungen durch kryogene Einblasung und späten Einlassbeginn
2. Erhöhung der Gemischdichte durch erhöhten Ladedruck und niedrigere Gemischtemperatur
3. „Anfetten“ bis zum stöchiometrischen Luftverhältnis ($H_G \uparrow, p_L \uparrow, T_G \downarrow$)

Die geringere Gemischtemperatur durch die kryogene Einblasung trägt also einerseits zur Vermeidung der leistungsbegrenzenden Rückzündungen bei, andererseits steigt die Last aufgrund der höheren Gemischdichte.

4.2.1 Leistungspotential am Saugmotor

Am Saugmotor lässt sich die Leistungssteigerung rein aufgrund der höheren Gemischdichte infolge der Gemischtemperatur unabhängig vom Ladedruck untersuchen. Aufgrund des fehlenden Ladedrucks ist der Saugmotor unempfindlicher auf Verbrennungsanomalien.

Abschätzung des Leistungspotentials am Saugmotor

Um die tatsächliche Gemischtemperatur abzuschätzen und den Zusammenhang zu ihren Einflussgrößen herzustellen, dient folgende Modellvorstellung: Geht man von einem Kontrollvolumen aus in welches Wasserstoff und Luft (als ideale Gase angenommen) einströmen und nach der Durchmischung als homogenes Gemisch ausströmen, so lässt sich für das Kontrollvolumen die Energiebilanz nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik aufstellen. Für den Mischvorgang sei ein adiabates, stationäres System und konstanter Druck angenommen. Somit ergeben sich die Energieströme über das Kontrollvolumen, wie in Abbildung 4.10 dargestellt.

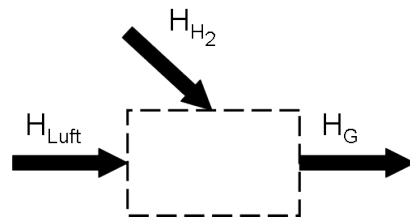


Abbildung 4.10: Modellvorstellung zur Berechnung der Gemischtemperatur

Der erste Hauptsatz für das offene, stationäre System lautet somit [4]:

$$H_G = H_{H_2, 1} + H_{Luft, 1} = H_{H_2, 2} + H_{Luft, 2} \quad (4.5)$$

Für die Änderung der Enthalpie bei konstantem Druck gilt [4]:

$$dh = c_p dT \quad (4.6)$$

Mit den jeweiligen Stoffmengen und den mittleren molaren Wärmekapazitäten folgt

$$T_G = \frac{n_{H_2} C_{mp,H_2} \Big|_{T_{H_2}}^{T_G} T_{H_2} + n_{Luft} C_{mp,Luft} \Big|_{T_{Luft}}^{T_G} T_{Luft}}{n_{H_2} C_{mp,H_2} \Big|_{T_{H_2}}^{T_G} + n_{Luft} C_{mp,Luft} \Big|_{T_{Luft}}^{T_G}} \quad (4.7)$$

$$n_{Luft} = \lambda L_{stm} n_{H_2} \quad (4.8)$$

Durch Einsetzen von Gleichung 4.8 in Gleichung 4.7 erhält man die Gemischtemperatur in der Form

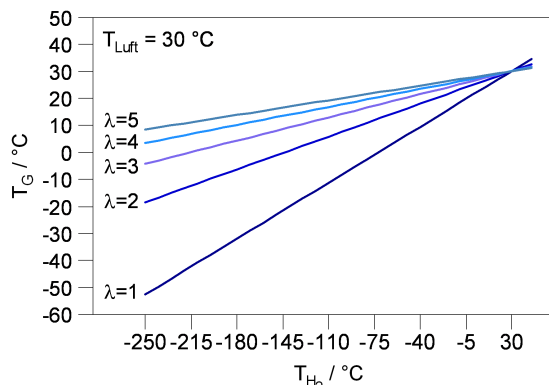
$$T_G = \frac{C_{mp,H_2} \Big|_{T_{H_2}}^{T_G} T_{H_2} + \lambda L_{mst} C_{mp,Luft} \Big|_{T_{Luft}}^{T_G} T_{Luft}}{C_{mp,H_2} \Big|_{T_{H_2}}^{T_G} + \lambda L_{mst} C_{mp,Luft} \Big|_{T_{Luft}}^{T_G}} \quad (4.9)$$

Zur Lösung dieser Gleichung muss im ersten Schritt eine Gemischtemperatur abgeschätzt werden. Mit den entsprechenden gemittelten Wärmekapazitäten könnte beispielsweise so,

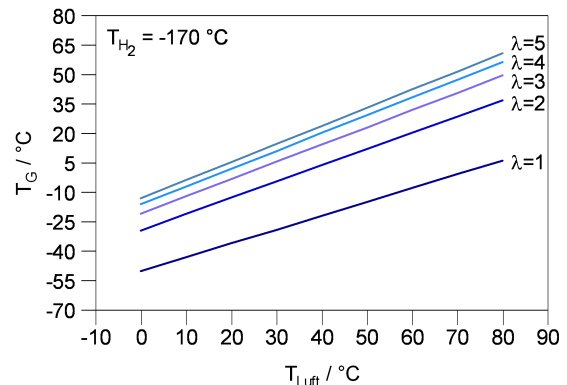
iterativ die Gemischtemperatur bestimmt werden. Zur Abschätzung der Gemischtemperatur und zur qualitativen Veranschaulichung der Zusammenhänge werden die mittleren Wärmekapazitäten gleich gesetzt und es ergibt sich die geschätzte Gemischtemperatur zu

$$T_G^* = \frac{T_{H_2}}{1 + \lambda L_{mst}} + \frac{T_{Luft}}{\frac{1}{\lambda L_{mst}} + 1} \quad (4.10)$$

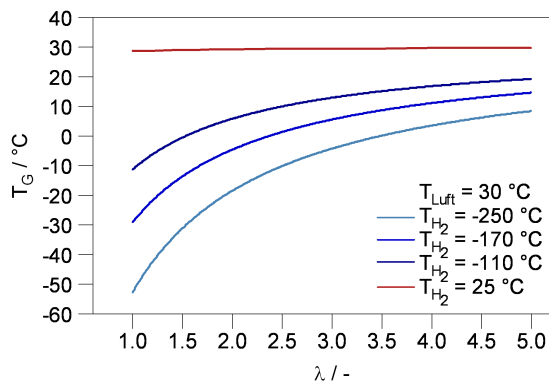
Aus dieser Gleichung sind die grundsätzlichen Abhängigkeiten der Gemischtemperatur,



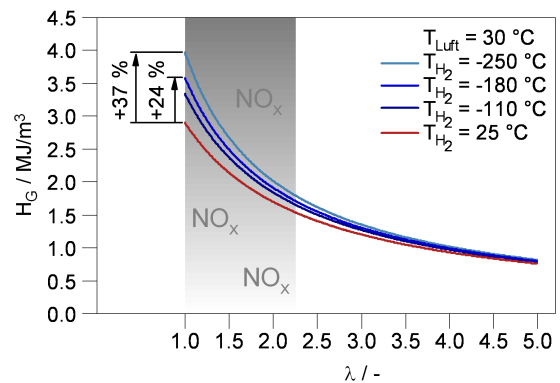
(a) Einfluss der Einblasetemperatur



(b) Einfluss der Lufttemperatur



(c) Einfluss des Luftverhältnisses



(d) Auswirkung des Luftverhältnisses auf den Gemischheizwert

Abbildung 4.11: Grundsätzliche Abhängigkeiten der Gemischtemperatur und Auswirkung auf den Gemischheizwert

die die Gemischdichte mitbestimmt, ersichtlich. Für die theoretischen Betrachtungen wird die Gemischdichte im Gemischheizwert berücksichtigt. Wie zu erwarten schlägt sich die Einblasetemperatur des Wasserstoffs vor allem hin zu kleinen Luftverhältnissen in einer wesentlichen Beeinflussung der Gemischtemperatur nieder. Abbildung 4.11 zeigt qualitativ die Abhängigkeiten aufgrund der Modellvorstellung in entsprechenden Grafiken. Geht man bei der Umsetzung des Kraftstoffs von gleichen Wirkungsgraden

bei warmer und kryogener Einblasung aus, so kann das Leistungspotential durch den Gemischheizwert ausgedrückt werden. Zur Abschätzung der Auswirkung der kryogenen Einblasung auf das Leistungspotential wird in Abbildung 4.11(d) ein Vergleich der Gemischheizwerte mit unterschiedlichen Einblasetemperaturen und Lasten gezogen. Wie bereits erwähnt ist das Leistungspotential hin zum stöchiometrischen Luftverhältnis am größten. Es ist ersichtlich, dass sich das Leistungspotential bei $\lambda = 2,2$ bereits um ca. die Hälfte reduziert. Berücksichtigt man, dass in den Bereichen $1 < \lambda < 2,2$ NO_x -Emissionen entstehen, die mit einem 3-Wege Katalysator nicht konvertiert werden können, so ist klar, dass der Kryobetrieb in der Vollast mit einer $\lambda = 1$ -Betriebsstrategie sinnvoll ist. Mit der prüfstandsseitigen Wasserstoffkühlung können Railtemperaturen von bis zu -180°C erreicht werden. Geht man davon aus, dass diese Temperatur der Einblasetemperatur entspricht, so ergibt sich eine Gemischheizwertsteigerung aufgrund der Modellvorstellung um ca. 24% (geschätzter Wert aufgrund Gleichung 4.10). Im Fahrzeug mit Flüssigtank könnte der Wasserstoff bei ca. -250°C zur Verfügung stehen. Aufgrund derselben Modellvorstellung würde die Gemischheizwertsteigerung ca. 37% betragen (geschätzter Wert aufgrund Gleichung 4.10).

Es ist zu beachten, dass dieses Potential am realen Motor nie voll ausgenutzt werden kann, da sich das „kalte Gemisch“ auf dem Weg bis zum Schließen des Einlassventils aufgrund des größeren Temperaturgradienten mehr erwärmen wird als das „warme Gemisch“.

Realer Saugmotor

Um den Einfluss der Einblasetemperatur auf die Last isoliert zu betrachten, wurden Messungen im Saugmotorbetrieb (ohne Ladedruck) durchgeführt. Abbildung 4.12 zeigt eine λ -Variation bei warmer und bei kryogener Gemischbildung. Im Saugbetrieb lässt sich das stöchiometrische Luftverhältnis bei gegebener Drehzahl auch mit warmer Einblasung darstellen, da die Neigung zu Verbrennungsanomalien ohne Ladedruck geringer ist. Wie bereits die Potentialabschätzung aufgrund des Gemischheizwertes gezeigt hat, ist die größte Leistungssteigerung mittels kryogener Gemischbildung im $\lambda = 1$ -Betrieb möglich. In dieser Messung wurde die minimale Railtemperatur von -180°C , die sich mit der prüfstandsseitigen Kraftstoffkühlung darstellen lässt nicht erreicht, da die erreichbare Railtemperatur von der momentanen Leistung abhängt (siehe Gleichung 3.1, Seite 25), welche im Saugbetrieb geringer ist. Weiters ist die Leistung auch hin zu höheren Luftverhältnissen geringer, weshalb sich keine konstante Kraftstofftemperatur über den λ -Bereich darstellen lässt. Die Laststeigerung aufgrund der kryogenen Einblasung im Saugbetrieb beträgt bei dieser Messung im Bestfall 13%. Bei $\lambda = 2,2$ beträgt die Laststeigerung nurmehr 3,4%.

Bei der Analyse der Messung ist festzustellen, dass die Laststeigerung bei der kryogenen Einblasung nicht nur auf den erhöhten Gemischheizwert, sondern auch auf einen

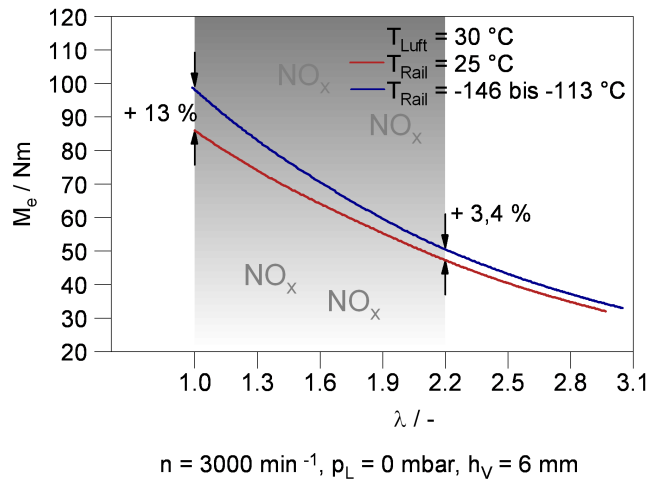
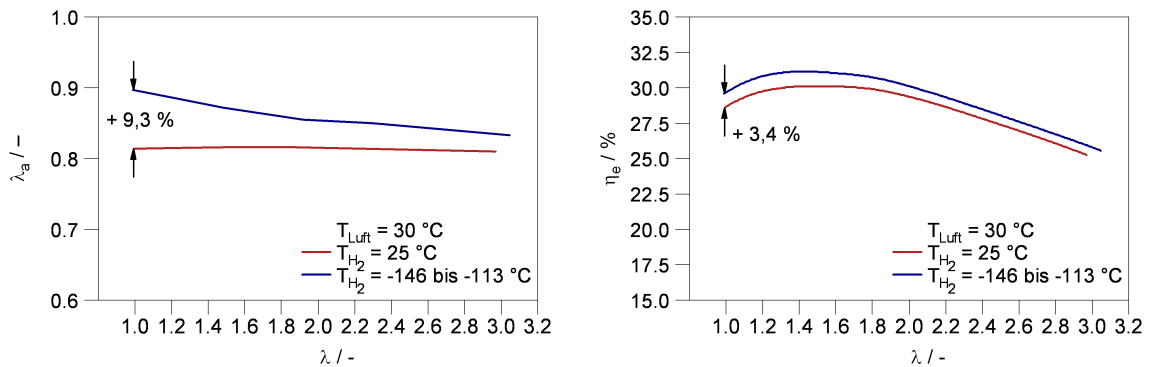


Abbildung 4.12: Einfluss der Einblasetemperatur am realen Saugmotor

verbesserten Wirkungsgrad zurückzuführen ist. Abbildung 4.13 gibt Aufschluss über die Verbesserungsanteile aus dem erhöhten Luftaufwand und des verbesserten Wirkungsgrades infolge der kryogenen Gemischbildung. Die Laststeigerung rein aufgrund des verbesserten Luftaufwand beträgt bei dieser Messung 9,3% im Bestpunkt ($\lambda = 1$, siehe Abb. 4.13(a))¹. Der Anteil aus der Wirkungsgradverbesserung beträgt in diesem Be-



(a) Erhöhung des Luftaufwands aufgrund kryogener Einblasung (b) Wirkungsgradverbesserung aufgrund kryogener Einblasung

Abbildung 4.13: Laststeigerung am realen Saugmotor durch erhöhten Luftaufwand und Wirkungsgrad

triebspunkt 3,4% (siehe Abb. 4.13(b)), was ca. einem Prozentpunkt entspricht. Die Wirkungsgradverbesserung kommt vermutlich aus den geringeren Wärmeverlusten durch

¹Für praktische Betrachtungen ist es zweckmäßiger, den Kryoeffekt dem Luftaufwand zuzurechnen, da sich dieser aus der Messung meist einfach bestimmen lässt.

die niedrigeren Prozesstemperaturen infolge der kryogenen Gemischbildung, sowie der höheren Last und den damit anteilmäßig sinkenden Verlusten.

Eine Besonderheit beim Wasserstoffmotor mit Saugrohreninblasung ist die vergleichsweise hohe Abhängigkeit der Gemischdichte vom Luftverhältnis. Dies kommt daher, dass der Wasserstoff mit seiner verhältnismäßig kleinen Dichte hin zu kleineren Luftverhältnissen immer mehr Luft verdrängt und somit die Gemischdichte herabsetzt.

Eine weitere Betrachtung soll Aufschluss über den Einfluss der kryogenen Einblasung auf das Temperaturverhalten während der Verdichtungsphase geben. Als Grundlage zur Abschätzung der Gastemperatur in der Verdichtungsphase dienen die Massenstrommessungen von Kraftstoff und Luft, sowie die Zylinderdruckindizierung. Unter der Annahme, dass keine Spülverluste im Ladungswechsel auftreten, was in guter Näherung gemacht werden kann, da keine Ventilüberscheidungen zugelassen werden, sowie der Vernachlässigung von Restgasen, ist die sich in der Verdichtungsphase im Zylinder befindliche Masse aus der Messung bekannt. Mit der Annahme von idealem Gasverhalten und dem gemessenen Zylinderdruck, sowie des momentanen Zylindervolumens kann die momentane Gastemperatur mit der idealen Gasgleichung berechnet werden [4]:

$$T_{\text{Gas}} = \frac{p_{\text{Zyl}} V_{\text{Zyl}}}{m_{\text{Zyl}} R} \quad (4.11)$$

Der Vergleich zwischen kryogener und warmer Einblasung zeigt hier, dass der Temperaturunterschied zum Einlassende zwischen „kaltem“ und warmem Gemisch bei dieser Messung nurmehr 18 °C beträgt (siehe Abb. 4.14). Vergleicht man diesen Temperatur-

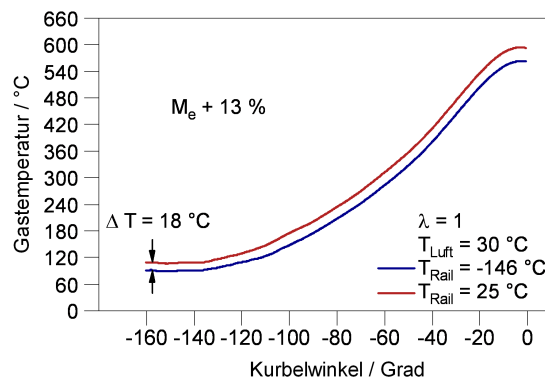


Abbildung 4.14: Gastemperatur in der Verdichtungsphase

unterschied mit dem, unmittelbar nach der Gemischbildung in der Injektoreinheit (vgl. Abb. 4.11), so wird deutlich, dass sich das kalte Gemisch auf dem Weg in die Zylinder weit mehr erhitzt als das warme Gemisch. Bei gegebener Starttemperatur bleibt die Temperaturdifferenz gemäß

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1}$$

näherungsweise erhalten. Die herabgesetzte Gastemperatur in der Verdichtungsphase erweist sich hier als effektive Maßnahme gegen Frühzündungen.

4.2.2 Leistungspotential am aufgeladenen Motor

Am aufgeladenen Motor beeinflusst die kryogene Einblasung den Ladedruck. Im Allgemeinen steigt mit der umgesetzten Brennstoffenergie, die mit der erhöhten Gemischdichte durch die kryogene Einblasung zunimmt, auch die Abgasenthalpie und somit der Ladedruck. Eine Laststeigerung aufgrund der Gemischtemperatur hat also am aufgeladenen Motor eine zusätzliche Laststeigerung aufgrund des Ladedrucks zur Folge. Der aufgeladene Wasserstoffmotor ist bedingt durch die höheren Prozesstemperaturen weit anfälliger auf Verbrennungsanomalien. In diesem Zusammenhang wirkt sich die kryogene Einblasung sehr positiv aus.

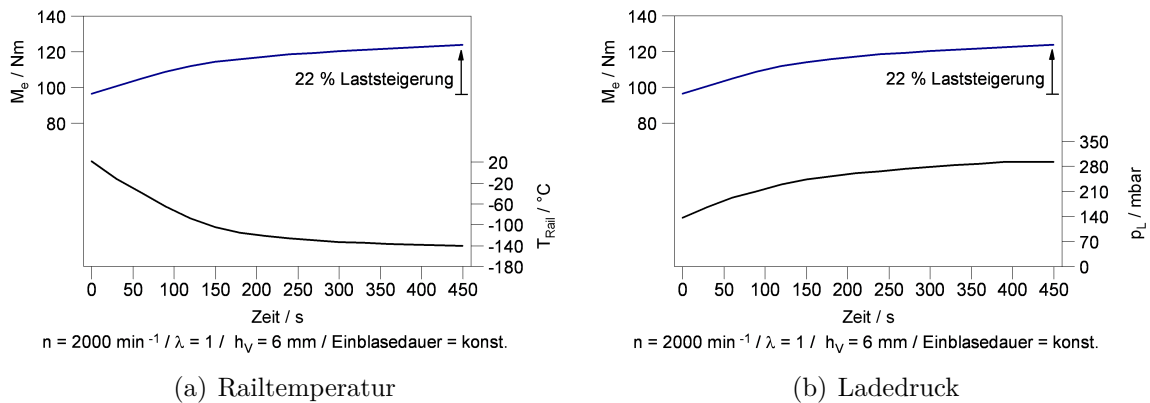


Abbildung 4.15: „Kaltfahren“ am aufgeladenen Motor

Abbildung 4.15 verdeutlicht den Einfluss der Einblasetemperatur auf die Last am aufgeladenen Motor. In der „Kaltfahrphase“ sinkt die Railtemperatur über die Zeit und die Gemischdichte steigt bei einem auf $\lambda = 1$ geregelten Luftverhältnis aufgrund der Einblasetemperatur und des Ladedrucks. Hierbei ist zu erwähnen, dass diese Messung bei einer niederen Drehzahl erfolgte, wo das Ladedruckniveau gering ist und das stöchiometrische Luftverhältnis auch mit warmer Einblasung ohne Verbrennungsanomalien erreicht wurde. Bei höheren Drehzahlen, wo mehr Ladedruck vorhanden ist, ist das Leistungspotential mit kryogener Einblasung weit größer. Dies liegt daran, dass das stöchiometrische Luftverhältnis im Vergleich zur warmen Einblasung mit wesentlich mehr Ladedruck erreicht werden kann, weil sich die kryogene Einblasung positiv hinsichtlich Verbrennungsanomalien auswirkt.

Das Volllastpotential am realen Fahrzeug ist wie erwähnt deutlich größer, da der Wasserstoff hier bei seiner Siedetemperatur ($-252,8^\circ\text{C}$ bei Umgebungsbedingungen, siehe

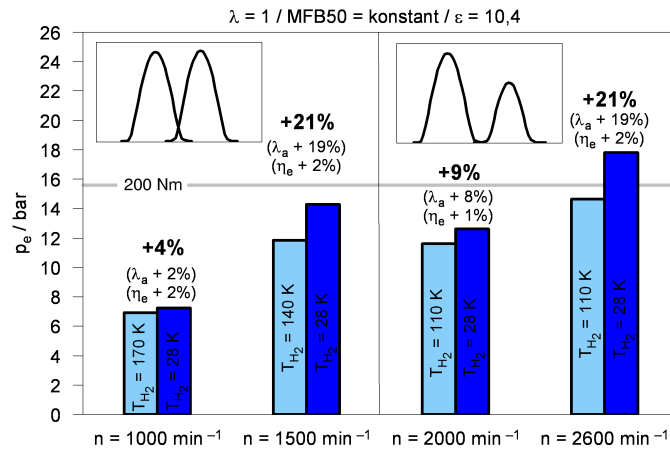


Abbildung 4.16: Volllastpotential am Fahrzeug mit Flüssigtank [11]

Tabelle 2.2, Seite 9) zur Verfügung steht. Zur Quantifizierung dieses Potentials wurde, ausgehend von den Randbedingungen aus der Messung, eine Simulation durchgeführt. Die Einblasetemperatur des Wasserstoffs beim Fahrzeug mit Flüssigtank wurde für diese Simulationen mit 28 K angenommen. Dh. der Kraftstoff wird gasförmig eingeblasen (Kraftstoffdruck im Rail $p_{\text{Rail}} = 5$ bar). Die Simulation soll am Prüfstand gemessene Volllastpunkte simulieren (Annahme: Gemessene Railtemperatur entspricht der Einblasetemperatur), um diese mit simulierten Betriebspunkten (Einblasetemperatur $T_{H_2} = 28$ K) vergleichen zu können. Abbildung 4.16 zeigt das Ergebnis dieser Simulation für einige Drehzahlen. Für diese Betrachtung wird die erhöhte Gemischdichte infolge der kryogenen Gemischbildung wieder dem Luftaufwand zugerechnet. Die linke Hälfte des Bilds zeigt zwei Betriebspunkte bei Drehzahlen von $n < 2000 \text{ min}^{-1}$, wo Ventilüberschneidungen am Motor N18B16 hinsichtlich Rückzündungen möglich sind. Die rechte Hälfte des Bilds zeigt Betriebspunkte bei Drehzahlen von $n \geq 2000 \text{ min}^{-1}$. Hier sind keine Ventilüberschneidungen mehr möglich und es kommt die Maßnahme der innermotorischen Kühlung durch späten Einlassbeginn (verringertes Ventilhub) zur Vermeidung von Rückzündungen zu tragen. Es ist zu sehen, dass bei einer Drehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ eine Laststeigerung von 4 % durch die tiefere Einblasetemperatur erreicht wird. Die Laststeigerungen durch die kryogene Einblasung setzen sich, wie bereits anhand von Messungen gezeigt, aus Verbesserungsanteilen in Luftaufwand und Wirkungsgrad zusammen. Mit steigender Drehzahl nimmt der Anteil im Luftaufwand zu, da der Ladedruck steigt. Bei einer Drehzahl von $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ beträgt die Laststeigerung durch die tiefere Einblasetemperatur, im Vergleich zu der die bei Messungen erreicht wurde, bereits 21 %. Bei den simulierten Betriebspunkten bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ sinkt die Last, da hier auf die Betriebsstrategie des späten Einlassbeginns umgeschaltet werden muss und somit der Luftaufwand und auch Wirkungsgrad sinken. Für beide simulierten Betriebspunkte steht hier die Randbedingung des späten Einlassbeginns. Es ist jedoch unklar, ob sich die tiefere Einblasetemperatur ($T_{H_2} = 28$ K) nicht dermaßen positiv auf das Rück-

zündungsverhalten auswirkt, sodass die Maßnahme des späten Einlassbeginns erst bei einer höheren Drehzahl getroffen werden muss. Bei einer höheren Drehzahl steht mehr Ladedruck zur Verfügung und der Drehzahlübergang könnte besser gestaltet werden. Bei den Volllastpunkten bei $n = 2600 \text{ min}^{-1}$ beträgt die Laststeigerung aufgrund der tiefen Einblasetemperatur 21 % und ist vor allem auf den angestiegenen Ladedruck zurückzuführen. Der Anstieg im Ladedruck bei dieser Drehzahl kommt daher, weil die Abgasenthalpie durch die tiefere Einblasetemperatur dermaßen gesteigert wird, dass der Turbolader in einen entsprechend besseren Betriebspunkt gelangt. Mit einem Turbolader der bereits bei einer geringeren Abgasenthalpie „anspricht“ könnte der große Anstieg im Ladedruck auch mit der prüfstandsseitigen Kraftstoffkühlung ($T_{\text{H}_2} = 110 \text{ K}$) und evtl. schon bei niedrigeren Drehzahlen erfolgen.

Einblasebeginn Eine Besonderheit der kryogenen Wasserstoffeinblasung ist der Einfluss des Einblasebeginns auf die darstellbare Last. Bei der vorgelagerten Gemischbildung hat das kalte Gemisch wesentlich mehr Zeit sich zu erwärmen, was mit Einbußen bei der Gemischdichte und somit auch bei der Füllung einhergeht. Weiters steigt mit der Erwärmung des Gemischs auch die Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien. Die besten Ergebnisse lassen sich hier mit einer saugsynchronen Einblasung erzielen. Wie durch Messungen festgestellt wurde, ist die Verschlechterung bei der darstellbaren Last aufgrund eines ungünstig gewählten Einlassbeginns beträchtlich. Bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ beträgt die Verschlechterung im effektiven Drehmoment 9 %. Wie bereits erwähnt beeinflusst die eingebrachte Energiemenge den Ladedruck. Da sich bei einem ungünstigen Einblasebeginn das Gemisch erwärmt und ausdehnt, gelangt weniger Frischladung in die Zylinder und der Ladedruck sinkt (siehe Abb. 4.17). Bei höheren Drehzahlen

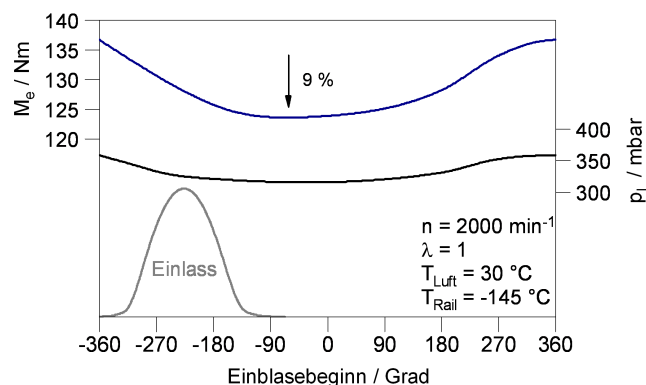


Abbildung 4.17: Einfluss des Einblasebeginns im Kryobetrieb auf die Last

bleiben die Injektoren bei gleicher Öffnungsdauer über einen größeren Kurbelwinkelbereich offen, was die saugsynchrone Einblasung erschwert. Wird der Öffnungsbereich zu groß, so wird ein Teil des Gemischs zwangsläufig vorgelagert. Doch gerade bei höheren

Drehzahlen, wo mehr Ladedruck vorhanden ist, ist auch die Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien groß. Eine geringfügige Abweichung des optimalen Einlassbeginns kann hier in der Vollast bereits zu Verbrennungsanomalien führen.

Durch einen höheren Einblasedruck könnte die saugsynchrone Einblasung besser angenähert werden und die Vorteile der kryogenen Einblasung könnten somit besser genutzt werden.

4.3 Messergebnisse

Die ersten Messungen am N18B16 erfolgten mit warmer Wasserstoffeinblasung, um den Motor in Betrieb zu nehmen und den Vergleich zu der kryogenen Wasserstoffeinblasung herzustellen. Trotz spätem Öffnen des Einlassventils ist der Betrieb mit warmer Wasserstoffeinblasung geprägt von Verbrennungsanomalien und die darstellbaren Lasten befinden sich weit unter der gewünschten Vollast. Messungen mit der Tecasint Injektoreinheit und kryogener Wasserstoffeinblasung lassen auf ein hohes Leistungspotential schließen. Wie bereits erwähnt stellte sich heraus, dass sich vor allem die kryogene Wasserstoffeinblasung in Kombination mit dem späten Schließen des Einlassventils als sehr effiziente Maßnahme zur Leistungssteigerung erweist. Der Kryoeffekt erreicht am stöchiometrischen Luftverhältnis sein Maximum.

Um die gemessenen Werte von Leistung, Drehmoment und Mitteldruck einem Vergleich zu unterziehen, müssen diese erst auf einen genormten Zustand korrigiert werden. Der jeweilige Umgebungszustand wird für die Messpunkte aufgezeichnet und die Messergebnisse (Leistung, Drehmoment und Mitteldruck) werden mittels der Leistungskorrektur nach ISO 1585 korrigiert.

Leistungskorrektur nach ISO 1585 Die Leistungskorrektur nach ISO 1585 korrigiert die gemessenen Werte auf einen genormten Umgebungszustand und berücksichtigt dabei die relative Feuchte am Prüfstand. Der genormte Umgebungszustand ist definiert durch: $p_{NZ} = 990 \text{ mbar}$ und $T_{NZ} = 298 \text{ K}$

Die korrigierte Leistung ist definiert als:

$$P_{e,NZ} = P_{e,gem} \left(\frac{990}{p_U - p_{\text{Wasserdampf}}} \right)^{1,2} \left(\frac{T_U}{298} \right)^{0,6} \quad (4.12)$$

Mit dem Wasserdampfdruck $p_{\text{Wasserdampf}}$

$$p_{\text{Wasserdampf}} = r_F \cdot 6,1078 \cdot 10^{\frac{7,5t_U}{237,3+t_U}} \quad (4.13)$$

Alle weiteren Angaben von effektiver Leistung P_e , effektivem Drehmoment M_e und effektivem Mitteldruck p_e beziehen sich auf die korrigierten Werte.

4.3.1 Maximale Volllast

Im ersten Schritt wurde versucht die maximal erreichbare Last mit der bestehenden Motorkonfiguration (Aufladesystem, ε) darzustellen. Die Motorparameter wurden also ungeachtet von anderen Randbedingungen, wie etwa Emissionen, dahingehend eingestellt, die Last zu maximieren. Mit den gewonnenen Erkenntnissen, wie z.B. der innermotorischen Kühlung durch spätes Öffnen des Einlassventils, konnten so die Grenzen ausgelotet werden. Um einen Vergleich zu schaffen, wurden parallel Volllastuntersuchungen mit warmer Wasserstoffeinblasung durchgeführt.

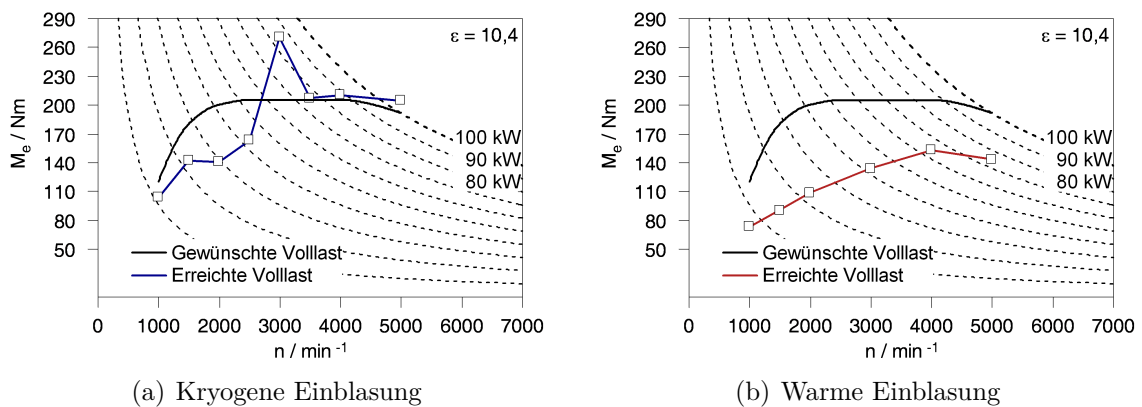


Abbildung 4.18: Gegenüberstellung der erreichten Volllastkurven mit kryogener bzw. warmer Einblasung im Vergleich zur gewünschten Volllastkurve

Abbildung 4.18 zeigt das Ergebnis aus diesen Messungen verglichen mit der gewünschten Volllastkurve. Es ist eindrucksvoll ersichtlich, wie sich die Last durch die kryogene Einblasung in Kombination mit dem späten Einlassbeginn im Vergleich zur warmen Einblasung steigern lässt.

Die „warme Volllast“ ist im unteren Drehzahlbereich, bei $\lambda = 1$, durch die geringe Gemischdichte begrenzt. Ab dem mittleren Drehzahlbereich hin zu höheren Drehzahlen kommt es verstärkt zu Verbrennungsanomalien und das stöchiometrische Luftverhältnis ist nicht mehr erreichbar. Rückzünden lässt sich mittels innermotorischer Kühlung durch spätes Einlassbeginn weitgehend vermeiden. Es tritt hier vor allem die klopfende Verbrennung auf, die zusammen mit der geringen Gemischdichte die Volllast begrenzt. Mit warmer Einblasung wurde eine Maximalleistung von $P_e = 75 \text{ kW}$ bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ erreicht. Das maximale Drehmoment M_e beträgt ca. 153 Nm bei $n = 4000 \text{ min}^{-1}$ (siehe Abb. 4.18(b)). Mit den erreichten Volllastergebnissen bleibt man hier also deutlich unter der gewünschten Volllast. Das Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 10,4$ ist für einen Wasserstoffmotor hinsichtlich Klopfen relativ hoch und es sind hier Verbesserungen durch Absenken des Verdichtungsverhältnisses zu erwarten.

Bei der kryogenen Einblasung zeichnet sich folgendes Bild ab: Im unteren Drehzahlbereich bis ca. 2000 min^{-1} ist die Neigung zu Verbrennungsanomalien am geringsten, da hier auch der Ladedruck gering ist. Es ist der einzige Bereich, wo auf die innermotorische Kühlung durch das späte Öffnen des Einlassventils verzichtet werden kann und mit angepassten Steuerzeiten höhere Lasten erreichbar sind. Die geringe Abgasenthalpie bei der Wasserstoffverbrennung macht sich vor allem im unteren Drehzahlbereich durch den fehlenden Ladedruck bemerkbar und das maximal erreichbare Drehmoment bleibt unter dem Volllastwunsch. Bedingt durch die prüfstandsseitige Kraftstoffkühlung, lässt sich der Kraftstoff im unteren Drehzahlbereich nicht so stark abkühlen, was hier zu weiteren Nachteilen bei der Last führt. Ab einer Drehzahl von 2000 min^{-1} wurde die innermotorische Kühlung durch das späte Öffnen der Einlassventile zur Vermeidung von Rückzündungen angewendet, wodurch die Last erst etwas absinkt. Ab einer Drehzahl von $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ nimmt der Ladedruck signifikant zu. Der erhöhte Ladedruck führt zu einem starken Anstieg des Drehmoments. Dieses erreicht bei ca. 2700 min^{-1} die 200 Nm-Marke und steigt dann weiter an bis sich das maximal erreichte Drehmoment von $M_e = 270 \text{ Nm}$ (bei $\lambda = 1$, korrigiert gemäß ISO 1585) bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ einstellt. Bei einer Drehzahl von $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ nimmt die Klopfanfälligkeit stark zu und das stöchiometrische Luftverhältnis wird nicht mehr erreicht.² Dies hat neben dem Absinken des Drehmoments auf ca. 205 Nm zur Folge, dass die NO_x -Emissionen stark ansteigen. Mit dieser Konfiguration (ε , Abgasturbolader) wurde bei einer Drehzahl von $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ eine effektive Leistung von $P_e = 107 \text{ kW}$ erreicht und die Zielvorgabe somit überschritten (siehe Abb. 4.18(a)). Trotz dieser überaus guten Ergebnisse bedarf es an Maßnahmen, um einen fahrtauglichen Drehmomentenverlauf darzustellen und die NO_x -Emissionen zu vermeiden.

4.3.2 Analyse – Verbesserungsmaßnahmen

Es folgt eine Analyse der Messergebnisse und weitere Verbesserungsmaßnahmen.

Ladedruck Wie bereits erwähnt ist der Ladedruck im unteren Drehzahlbereich zu gering. Die Ursache liegt dabei einerseits an der geringen Abgasenthalpie und andererseits an den nicht erreichbaren tiefkalten Kraftstofftemperaturen bedingt durch den Aufbau des Kühlsystems (siehe Abb. 4.19(a) und 4.19(b)). Zur Steigerung des Ladedrucks im unteren Drehzahlbereich kommen verschiedene Aufladesysteme / -konzepte, wie ein der Abgasenthalpie angepasster Abgasturbolader oder etwa die Koppelung des Abgasturboladers mit einer mechanischen Kompressoraufladung in Betracht. In Rahmen des Projekts H_2CPI werden verschiedene Turbinen-Verdichter-Paarungen untersucht. Eine

²Diese Messung erfolgte ohne Begrenzung des Ladedrucks. Mit Ladedruckregelung ist der $\lambda = 1$ -Volllastbetrieb, wie im Weiteren beschrieben, auch im oberen Drehzahlbereich möglich.

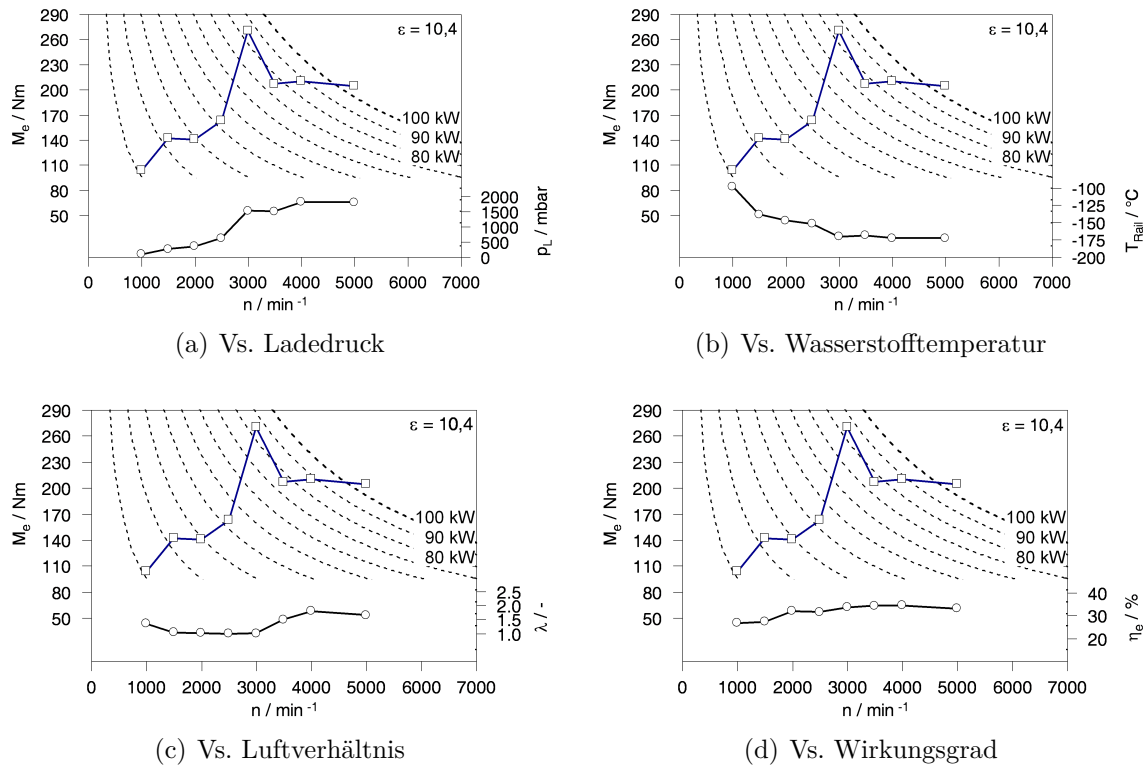


Abbildung 4.19: Vollastkurve mit kryogener Wasserstoffeinblasung

Überlegung zur Erreichung tieferer Kraftstofftemperaturen ist die Erhöhung des Kraftstoffmassenstroms mithilfe eines Ablassorgans. Dabei wird der überschüssige Kraftstoff mittels einer Bypassleitung in den Kamin abgelassen. Durch den erhöhten Kraftstoffmassenstrom über das Leitungssystem von der Kraftstoffkühlung bis zum Motor wird so der spezifische Wärmeeintrag reduziert und es sind tiefere Einblasetemperaturen erreichbar.

Bei einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ stellt sich das maximale Drehmoment ein. Hier ist die Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien gering und der Aufladegrad entsprechend groß. Der Drehzahlbereich $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ ist geprägt von Verbrennungsanomalien und das stöchiometrische Luftverhältnis lässt sich nicht mehr erreichen (siehe Abb. 4.19(c)). Dieses stellt sich in dem sehr ungünstigen Bereich $1 < \lambda < 2$ ein, wo die NO_x -Emissionen in großem Ausmaß entstehen (siehe Abb. 2.2). Die Ladedrücke erreichen dabei bis zu 1800 mbar (relativ). Es ergeben sich grundsätzlich zwei mögliche Ansätze zur Vermeidung der Stickoxide bei gleichzeitiger Darstellung der gewünschten Vollast:

- $\lambda = 1$ -Betrieb
- Umschaltung auf Magerbetrieb ($\lambda > 2,2$) ab einer gewissen Drehzahl

Für das Konzept mit Umschaltung auf Magerbetrieb wäre eine Hochaufladung notwendig, um das Leistungsziel zu verwirklichen. Diese Strategie hat im Projekt H₂CPI nur theoretischen Charakter, da sie im Widerspruch zu der kryogenen Einblasung steht (Der Kryoeffekt ist bei $\lambda = 1$ am größten, siehe Abb. 4.12, Seite 52).

Durch die Senkung des Ladedrucks sinken auch die Prozesstemperaturen, was sich auf sämtliche Verbrennungsanomalien positiv auswirkt. Somit ist es möglich das Luftverhältnis weiter zu senken, was zwar die Verbrennungstemperaturen erhöht, jedoch die Gemischtemperatur senkt. Der Verlust an Last durch den geringeren Ladedruck soll durch die Laststeigerung durch den Betrieb am stöchiometrischen Luftverhältnis kompensiert werden. Im Bereich von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ soll die Last gesenkt werden, um einen fahrbahnen Drehmomentverlauf zu schaffen. Aus diesen Überlegungen heraus wurde eine Ladedruckregelung in die Motorsteuerung integriert. Mit einem regelbaren Ladedruck kann auch die Last bei $\lambda = 1$ in gewissen Bereichen gesteuert werden.

Wirkungsgrad Grundsätzlich liegt das Augenmerk bei der Realisierung der Vollast auf der Erreichung des gewünschten Drehmomentverlaufs unter Vermeidung von Stickoxidemissionen. Es hat sich bei den Untersuchungen gezeigt, dass die Zielgröße Vollast nicht immer unter Einhaltung dieser Randbedingung ihr Optimum erreicht. Bei Messungen im unteren Drehzahlbereich, wo Steuerzeiten mit Ventilüberschneidungen hinsichtlich Verbrennungsanomalien möglich sind und so das effektive Verdichtungsverhältnis gesteigert werden kann, wurde festgestellt, dass das Drehmomentoptimum nicht zwangsläufig am stöchiometrischen Luftverhältnis liegt (siehe Abb. 4.19(c) erster Lastpunkt). Grund dafür ist eine starke Wirkungsgradverschlechterung. Wenn man beispielsweise vom Last-

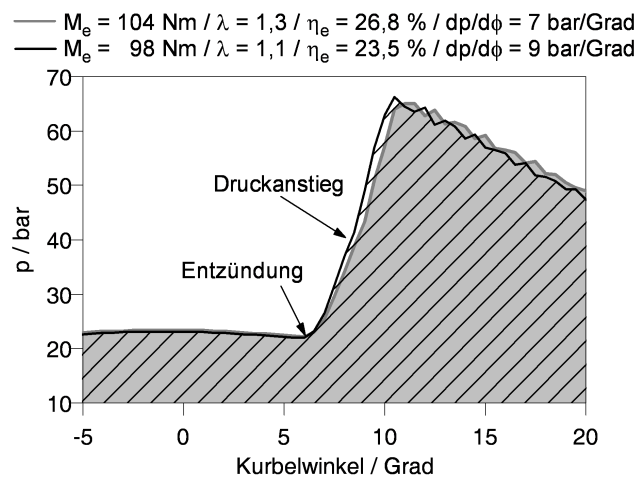


Abbildung 4.20: Lastoptimum bei $\lambda = 1,3$ vs. Betriebspunkt bei $\lambda = 1,1$ ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Ventilüberschneidung)

optimum bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ ausgeht, das bei $\lambda = 1,3$ und somit in einem Bereich starker

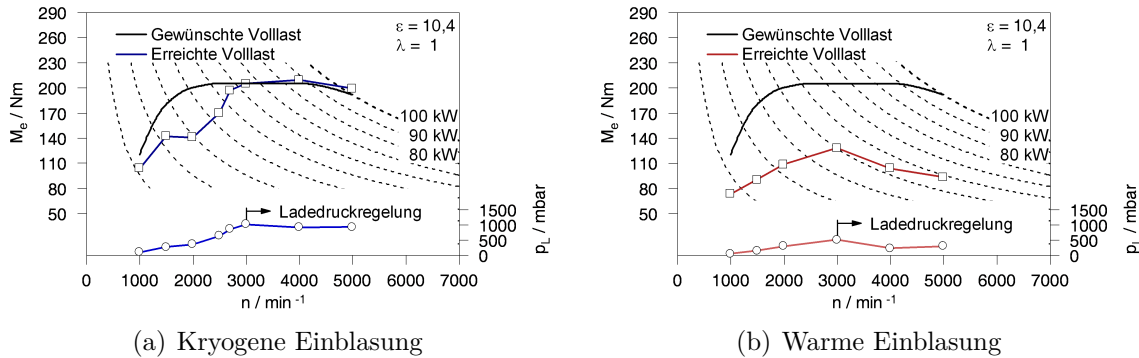
Stickoxidemissionen liegt, und das Luftverhältnis durch „Anfetten“ senkt, ist festzustellen das sich der Wirkungsgrad derart verschlechtert, sodass auch die Last sinkt. Die ohnehin rasche Verbrennung beim Wasserstoffmotor passiert bei niedrigen Drehzahlen in einem kleineren Kurbelwinkelbereich und kommt der Gleichraumverbrennung näher. Gleichzeitig steigen aber die Wandwärmeverluste an. Es ist anzunehmen, dass die stark zunehmenden Wandwärmeverluste infolge der heißeren Verbrennung und der enorm hohen Druckanstiegsraten, die bei der Wasserstoffverbrennung vorherrschen, Grund dafür sind, dass sich das Lastoptimum zu einem mageren Luftverhältnis verschiebt (siehe Abb. 4.20). Für die abschließende Applikation sind die Motorparameter daher so einzustellen, dass das Lastoptimum zugunsten der Vermeidung von Stickoxidemissionen nicht ganz erreicht wird.

Weiters wurde bei Messungen festgestellt, dass dieses Phänomen nicht bei allen Zylindern gleichermaßen auftritt. Beispielsweise stellt sich das Lastoptimum bei Zylinder 1, der am besten gekühlt ist, bei einem niedrigeren Luftverhältnis ein als bei Zylinder 4, der am schlechtesten gekühlt ist und somit durch die höheren Prozesstemperaturen auch mehr Wandwärmeverluste hat. Die maximal erreichbare Last ist dann in Zylinder 1 auch größer als in Zylinder 4. Im Sinne einer gleichmäßigen Drehmomentabgabe sind die indizierten Mitteldrücke auf den Zylinder mit dem niedrigsten indizierten Mitteldruck hin gleichzustellen.

4.3.3 Ergebnisse mit Ladedruckregelung

Die $\lambda = 1$ -Volllaststrategie vereint die Vorteile der Vermeidung der NO_x -Emissionen und der Volllaststeigerung durch den Kryoeffekt. Um den $\lambda = 1$ -Betrieb und eine fahrbare Volllast darzustellen, ist die Regelung des Ladedrucks unerlässlich. Weiters kann mithilfe einer Ladedruckregelung auch die Last in gewissen Bereichen gesteuert werden. Die Ladedruckregelung wurde in Zusammenarbeit mit den Projektpartnern in die Motorsteuerung PROTRONIC integriert. Der Ladedruck wird über die Stellung des Wastegates am Abgasturbolader eingestellt.

Mithilfe der Ladedruckregelung lässt sich sowohl bei kryogener als auch bei warmer Einblasung die Volllast über das gesamte Drehzahlband mit $\lambda = 1$ darstellen. Bei kryogener Einblasung lässt sich der nicht ladedruckgeregelt Volllastpunkt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ durch Wegnahme von Ladedruck soweit verschieben, dass sich der ladedruckgeregelt Volllastpunkt mit dem gewünschten Volllastpunkt (fahrbarer Drehmomentverlauf) deckt und dabei das stöchiometrische Luftverhältnis erreicht wird. Bei Drehzahlen $n > 3000 \text{ min}^{-1}$ neigt der Motor, wie bereits erwähnt, stärker zu Verbrennungsanomalien. Durch Wegnahme von Ladedruck kann hier die Anfälligkeit auf Verbrennungsanomalien gesenkt werden. Der daraus resultierende Lastverlust kann durch „Anfetten“ kompensiert werden.



(a) Kryogene Einblasung

(b) Warme Einblasung

Abbildung 4.21: „Kryogene -“ und „warme Volllastkurve“ bei $\lambda = 1$ vs. gewünschter Volllastkurve

Mit dem gesenkten Ladedruck und der tieferen Gemischttemperatur hin zu kleinen Luftverhältnissen können die Nachteile durch die erhöhten Verbrennungstemperaturen hinsichtlich Verbrennungsanomalien ausgeglichen werden und es lässt sich der $\lambda = 1$ -Betrieb darstellen (Vgl. Abb. 4.21(a) mit Abb. 4.18(a)). Die Last kann mithilfe des Ladedrucks so eingestellt werden, dass sich ab einer Drehzahl von $n \geq 3000 \text{ min}^{-1}$ ein konstantes Drehmoment von 200 Nm darstellen lässt. Bei einer Drehzahl von $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ wird das Leistungsziel von 100 kW überschritten. Auf Volllastmessungen bei $n > 5000 \text{ min}^{-1}$ wird, um den Motor zu schonen und da das Leistungsziel von 100 kW ohnehin schon bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ erreicht ist, vorerst verzichtet. Die Klopfempfindlichkeit an der Volllast ist vor allem im oberen Drehzahlbereich nach wie vor groß und stellt hier die Grenze für noch höhere Lasten dar. Hier ist der Betrieb an der Volllast keineswegs als sehr stabil, jedoch als reproduzierbar zu bezeichnen. Mit einem reduzierten Verdichtungsverhältnis könnte der Betrieb an der Volllast unkritischer hinsichtlich Klopfen gestaltet werden. Weiters könnte der Ladedruck etwas angehoben werden und so die Volllast im $\lambda = 1$ -Betrieb weiter gesteigert werden.

Bei warmer Einblasung werden die Volllastpunkte ab einer Drehzahl von $n \geq 3000 \text{ min}^{-1}$ analog zur kryogenen Einblasung ladedruckgeregelt. Jedoch lässt sich das stöchiometrische Luftverhältnis im oberen Drehzahlbereich aufgrund der weitaus höheren Klopfempfindlichkeit nicht alleine durch diese Maßnahme erreichen. Damit der $\lambda = 1$ -Betrieb möglich ist, wird zusätzlich mittels verringertem Ventilhub gedrosselt. Im oberen Drehzahlbereich führt der gedrosselte $\lambda = 1$ -Betrieb zu einem starken Abfall in der Last. Die Volllast bei $\lambda = 1$ fällt dabei sogar unter die Volllast bei $\lambda > 1$ (Vgl. Abb. 4.21(b) mit Abb. 4.18(b)). Die Drosselung durch den verringerten Ventilhub bewirkt eine signifikante Wirkungsgradverschlechterung. Mit einem kleineren Verdichtungsverhältnis sind hier deutliche Verbesserungen zu erwarten.

Zündung Die Zündung wurde bei den Messungen grundsätzlich so eingestellt, dass der MFB50-Punkt wirkungsgradoptimal zu liegen kommt. Aus Messungen wurde ersichtlich, dass ein wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkt erreicht wird, wenn der MFB50-Punkt zwischen 8° und 12° nach dem oberen Totpunkt (ZOT) liegt. Abbildung 4.22 zeigt die erzielte Vollastkurve bei kryogener Einblasung verglichen mit den dazugehörigen MFB50-Punkten. Mit zunehmender Drehzahl muss die Zündung aufgrund von Klopfen immer

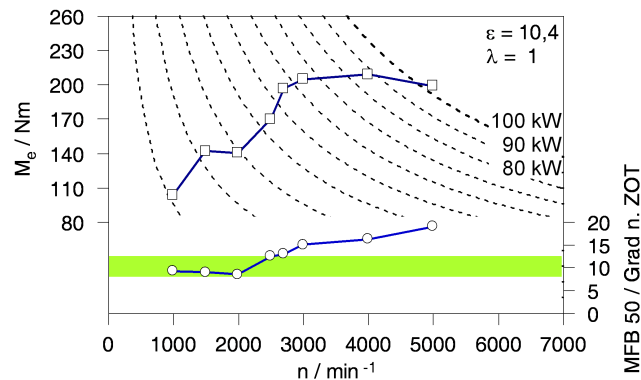


Abbildung 4.22: Vollastkurve bei $\lambda = 1$ und kryogener Einblasung mit den dazugehörigen MFB 50 Punkten

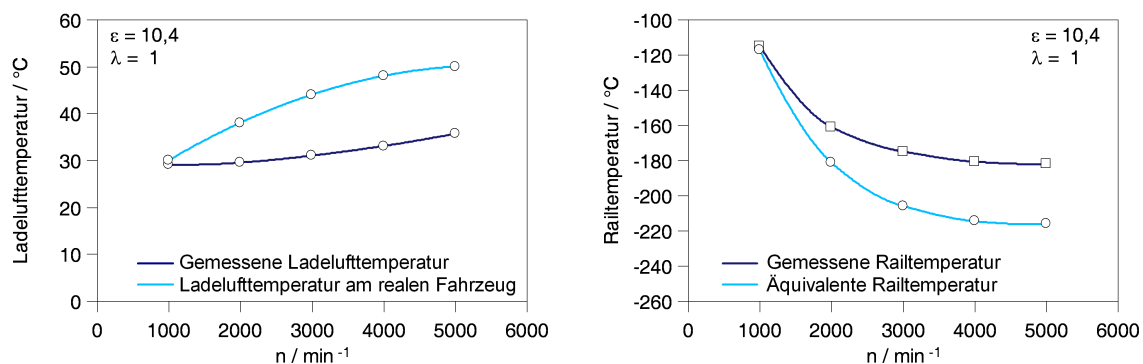
weiter nach „spät“ verstellt werden. Ab einer Drehzahl von $n > 2500 \text{ min}^{-1}$ kann nicht mehr wirkungsgradoptimal gezündet werden. Bei einer Drehzahl von $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ kommt der MFB50-Punkt erst bei 19°KW nach dem oberen Totpunkt zu liegen. Der effektive Wirkungsgrad beträgt hier $\eta_e = 30,4 \%$, könnte mit einer wirkungsgradoptimalen Zündung jedoch deutlich höher sein.

Durch ein reduziertes Verdichtungsverhältnis verschlechtert sich zwar der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} , doch ist anzunehmen, dass dieser in besagten Drehzahlbereichen durch eine wirkungsgradoptimale Zündung teilweise kompensiert werden kann. Ein verringertes Verdichtungsverhältnis hat den Vorteil der geringeren Klopfempfindlichkeit.

Ladelufttemperatur Um möglichst realitätsnahe Fahrzeugverhältnisse zu schaffen, sollte die Ladelufttemperatur entsprechend konditioniert werden. Der Anpassung an die realen Fahrzeugverhältnisse wird entsprechend einer drehzahlabhängigen Ladelufttemperaturkurve Rechnung getragen (siehe Abb. 4.23(a)). Auch die Einblasetemperatur sollte möglichst realitätsnah sein, da sie maßgeblich die Gemischtemperatur bestimmt, welche die beschriebenen Auswirkungen auf das Brennverfahren hat. Abbildung 4.23(b) zeigt die zu der Vollastkurve (kryogene Einblasung, $\lambda = 1$, siehe Abb. 4.21(a)) dazugehörige Wasserstofftemperaturkurve (gemessen im Rail). Es ist zu erkennen, dass die erreichte Einblasetemperatur deutlich unter der Einblasetemperatur, die am Fahrzeug

mit Flüssigtank möglich wäre (Der Siedepunkt von H_2 beträgt $-252,8^\circ C$ bei $1,013 \text{ bar.}$), liegt.³

Aus der Einblasetemperatur, der Ladelufttemperatur und dem Luftverhältnis ergibt sich, wie in vorangegangenen Kapiteln beschrieben, die Gemischtemperatur, aus welcher der Kryoeffekt resultiert. Gerade bei den Vollastuntersuchungen im oberen Drehzahlbereich kommt der Gemischtemperatur hinsichtlich Klopfen große Bedeutung zu. Mit einer adaptierten Ladelufttemperatur kann die zu hohe Wasserstofftemperatur in gewissen Bereichen teilweise kompensiert werden und so eine realitätsnähere Gemischtemperatur erreicht werden. Zu diesem Zweck wurde die Ladelufttemperatur bei den klopfkritischen $\lambda = 1$ -Vollastuntersuchungen mit dem prüfstandsseitigen Ladeluftkühler soweit wie möglich gekühlt. Abbildung 4.23(a) zeigt den Vergleich der an reale Fahrzeugverhältnisse angepassten Ladelufttemperaturkurve und der gemessenen Ladelufttemperatur. Mit dem prüfstandsseitigen Ladeluftkühler lassen sich je nach Drehzahl Ladelufttemperaturen um die $30^\circ C$ darstellen. Je nach Abweichung von der an reale Fahrzeugverhältnisse angepassten Ladelufttemperaturkurve, lässt sich so die Gemischtemperatur senken.



(a) Gemessene- vs. Ladelufttemperatur am realen Fahrzeug (b) Gemessene- vs. äquivalente Railtemperatur

Abbildung 4.23: Maßnahme der tieferen Ladelufttemperatur zur Erreichung tieferer Gemischtemperaturen

Die Gemischtemperatur lässt sich gemäß Gleichung (4.10) (Seite 50) abschätzen. Je nach Drehzahl können mittels einer angepassten Ladelufttemperatur geschätzte Gemischtemperaturen von bis zu $-30^\circ C$ dargestellt werden. Dies würde dann einem Gemischheizwert von $3,59 \text{ MJ/m}^3$ entsprechen (liegt ca. 5% unter dem von Benzin). Geht man von der abgeschätzten Gemischtemperatur aufgrund der gemessenen Temperaturen aus, so lässt sich mit der an reale Fahrzeugverhältnisse angepassten Ladelufttemperaturkurve die äquivalente Wasserstofftemperatur abschätzen. Die äquivalente Wasserstofftem-

³Die Änderung der H_2 -Temperatur über die Drehzahl kommt aus der beschriebenen Abhängigkeit von der Leistung (Kraftstoffmassenstrom, siehe Seite 25).

peratur würde der Einblasetemperatur am realen Fahrzeug entsprechen, um dieselben Gemischtemperaturen zu erreichen. Abbildung 4.23(b) zeigt diese äquivalenten Wasserstofftemperaturen verglichen mit den gemessenen. Durch die Maßnahme der verringerten Ladelufttemperatur können also Gemischtemperaturen erzeugt werden, die am Fahrzeug geschätzten Einblasetemperaturen von bis zu -216 °C entsprechen, was dem Potential der Realität deutlich näher kommt.

Besonders im oberen Drehzahlbereich ist die Klopfempfindlichkeit sehr groß und geringe Gemischtemperaturen von großer Wichtigkeit, um das Leistungsziel zu erreichen. Und gerade hier greift die Maßnahme der geringeren Ladelufttemperatur am stärksten.

Es ist anzunehmen, dass mit einem verringerten Verdichtungsverhältnis die Klopfempfindlichkeit so verbessert wird, dass die Erreichung des Volllastziels dann hinsichtlich der Gemischtemperatur weniger kritisch ist.

4.3.4 Umschaltstrategie zwischen magerem und stöchiometrischem Betrieb

Bei dem angestrebten Laststeuerungskonzept wird der Motor in der Teillast qualitätsge-regelt (mager), und in der Volllast bei $\lambda = 1$ betrieben. So können die Wirkungsgradvor-teile des qualitätsgeregelten Wasserstoffmotors im Teillastbereich und die Lastvorteile (kryogene Einblasung, Aufladung) im $\lambda = 1$ -Betrieb an der Volllast voll ausgenutzt wer-den. Um im qualitätsgeregelten Magerbetrieb unter der NO_x -Bildungsgrenze zu bleiben, muss der Motor bei ca. $\lambda > 2,2$ betrieben werden. An der Volllast im $\lambda = 1$ -Betrieb greift der 3-Wege-Katalysator ein und konvertiert die NO_x -Emissionen, so bleibt der Mo-tor auch hier NO_x -frei.⁴ Um den Bereich $1 < \lambda < 2,2$, wo für den 3-Wege-Katalysator nicht konvertierbare NO_x -Emissionen in großem Ausmaß entstehen, auszublenden, wur-de folgender Ansatz untersucht: Am aufgeladenen Motor kann an einem Lastpunkt in der Magervolllast (NO_x -frei), sofern ausreichend Ladedruck vorhanden ist, durch Weg-nahme von Ladedruck derselbe Lastpunkt im $\lambda = 1$ -Betrieb dargestellt werden. So kön-nen Lastpunkte oberhalb der Magervolllast (NO_x -frei) ladedruckgeregelt und bei $\lambda = 1$ (NO_x -frei) dargestellt werden. Zu Vergleichszwecken dienen Messungen, bei denen der Bereich starker NO_x -Emissionen ($1 < \lambda < 2,2$) qualitätsgeregelt durchfahren wurde. Diese beiden Ansätze sollen im Weiteren miteinander verglichen werden. In Abbildung 4.28 sind die beiden Varianten zur Laststeuerung zwischen Magerbetrieb (NO_x -frei) und Volllastbetrieb (NO_x -frei) prinzipgetreu dargestellt.

Bei der Umschaltvariante der Laststeuerung durch variablen Ladedruck wird zur Reali-sierung von Betriebspunkten über der Magervolllast der Ladedruck soweit gesenkt, wie es

⁴Die NO_x -Emissionen sinken bei $\lambda = 1$ und im Magerbetrieb ($\lambda > 2,2$) bis unter die Nachweisgrenze. Diese Betriebsarten werden hier als NO_x -frei bezeichnet.

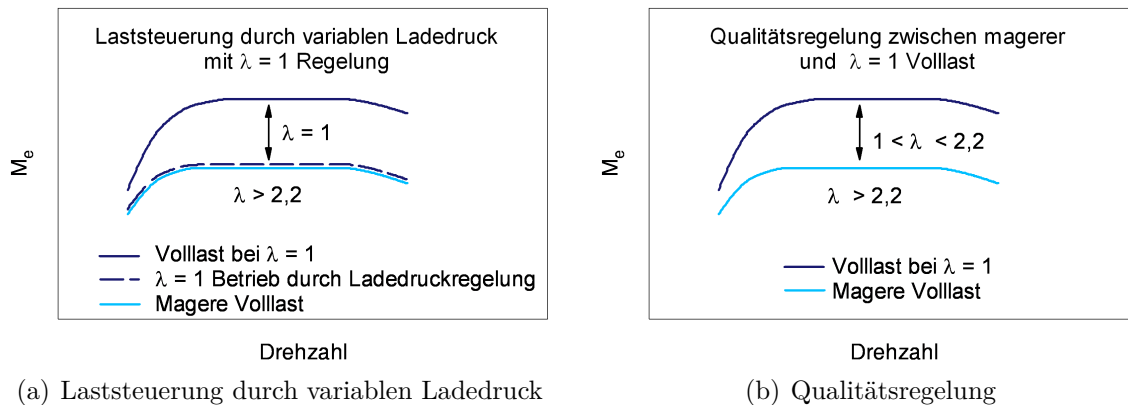


Abbildung 4.24: Prinzip der Laststeuerungsstrategien zwischen Magerbetrieb (NO_x -frei) und $\lambda = 1$ -Betrieb (NO_x -frei)

nötig ist, um dieselben Lastpunkte bei $\lambda = 1$ darzustellen. So kann das Durchfahren des Bereichs $1 < \lambda < 2,2$, in dem große Mengen an NO_x -Emissionen entstehen, weitgehend vermieden werden. Je nach Geschwindigkeit des Umschaltvorgangs von magerem-auf $\lambda = 1$ -Betrieb, entstehen mehr oder weniger NO_x -Emissionen (siehe Abb. 4.24(a)).

Bei der qualitätsgeregelten Variante (Laststeuerung durch Variation von λ) werden auch Betriebspunkte bei $1 < \lambda < 2,2$ angefahren und es entstehen hier NO_x -Emissionen, die mittels eines herkömmlichen 3-Wege-Katalysators nicht konvertiert werden können. Die Vorteile dieser Variante liegen in der Einfachheit der Umsetzung und im Wirkungsgradvorteil aufgrund der Qualitätsregelung (siehe Abb. 4.24(b)).

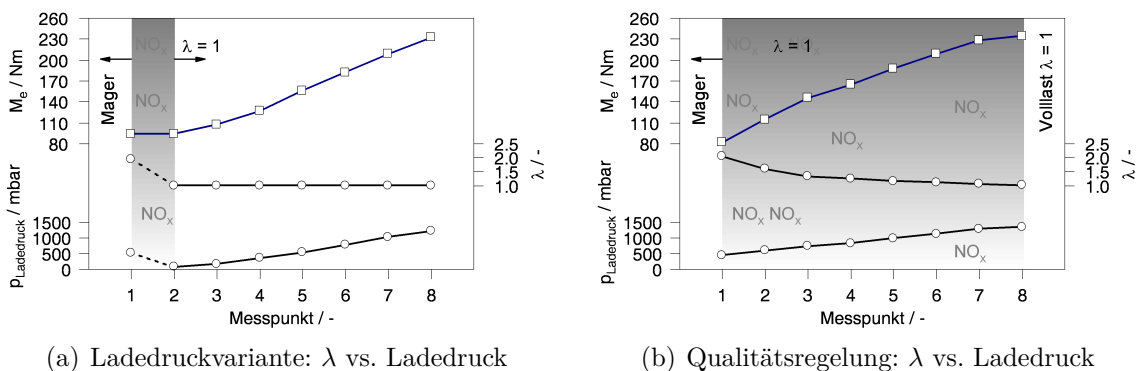


Abbildung 4.25: Analyse der Umschaltstrategien bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 6 \text{ mm}$

Um diese beiden Umschaltstrategien am realen Motor zu vergleichen und zu erproben, wurden entsprechende Messungen durchgeführt (siehe Abb. 4.25). Ausgehend von gleichen Lastpunkten im Magerbetrieb wurden die beiden Strategien umgesetzt. Als Definition für die „Magervolllast“ wurde hier ein NO_x -Schwellwert von 50 ppm definiert.

Vergleicht man die Abbildungen 4.25(a) und 4.25(b) miteinander, so wird deutlich, wie bei der Ladedruckvariante durch Wegnahme des Ladedrucks der $\lambda = 1$ -Betrieb bei gleichbleibender Last erreicht wird. Bei den Messungen wurde hier der Ladedruck auf einen entsprechenden Wert geregelt und das Luftverhältnis manuell auf $\lambda = 1$ eingestellt. Im Fahrzeug wäre hier eine Ladedruckregelung und eine λ -Regelung notwendig. Die Art und Geschwindigkeit dieser Regelung bestimmen dabei den NO_x -Ausstoß im Übergangsbereich. Bei der qualitätsgeregelten Variante wird ausgehend von der Magervolllast ohne Beeinflussung des Ladedrucks weiter Kraftstoff zugemessen. Somit wird hier der Bereich $1 < \lambda < 2,2$, wo reichlich NO_x -Emissionen anfallen, in sehr weiten Lastbereichen durchfahren.

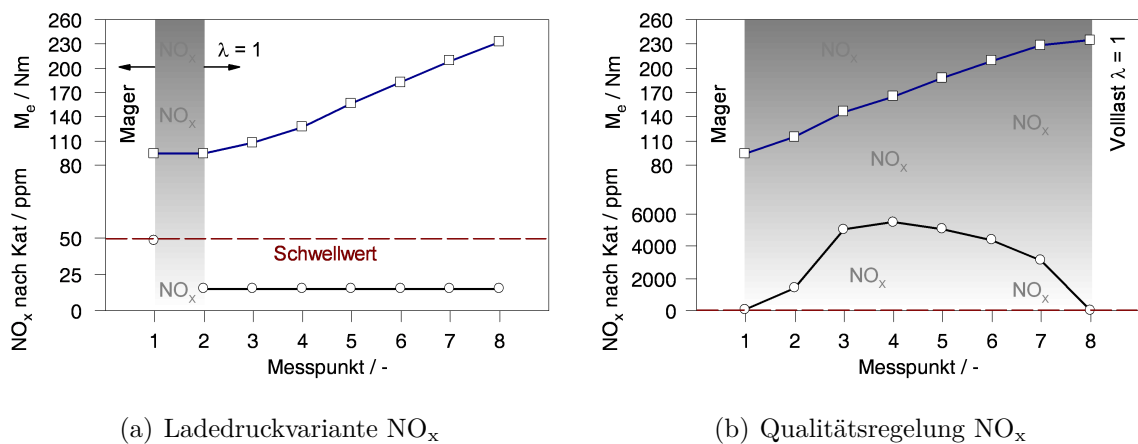


Abbildung 4.26: Vergleich der NO_x -Emissionen der Umschaltstrategien bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 6 \text{ mm}$

Abbildung 4.26 zeigt den Vergleich der beiden Strategien hinsichtlich NO_x -Emissionen. Diese sind nach dem Katalysator gemessen. Es ist ersichtlich, dass bei der Ladedruckvariante lediglich im Umschaltbereich von Magerbetrieb auf $\lambda = 1$ -Betrieb kritische NO_x -Emissionen entstehen. Im mageren Betrieb kann ein Schwellwert definiert werden, der hier, wie bereits erwähnt bei 50 ppm liegt. Im $\lambda = 1$ -Betrieb konvertiert der 3-Wege-Katalysator die NO_x -Emissionen bis zur Nachweisgrenze (siehe Abb. 4.26(a)). Die entsprechenden Abgasmessungen der qualitativen Variante sind in Abbildung 4.26(b) dargestellt. Die NO_x -Emissionen steigen von weniger als 50 ppm an der Magervolllast, durch Absenken des Luftverhältnisses, auf bis zu 5500 ppm an, bevor sie bei $\lambda = 1$ bis zur Nachweisgrenze sinken.

Abbildung 4.27 stellt die gemessenen Wirkungsgrade der beiden Umschaltstrategien gegenüber. Ausgehend von demselben Lastpunkt sind die Wirkungsgrade über das Drehmoment eingezeichnet. Der effektive Wirkungsgrad sinkt bei der ladedruckgeregelten Variante durch die Wegnahme des Ladedrucks ($\lambda = 1$) beträchtlich, da der $\lambda = 1$ -Betrieb hier in einem sehr unvorteilhaften Lastpunkt erfolgt. Mit zunehmender Last sinken die

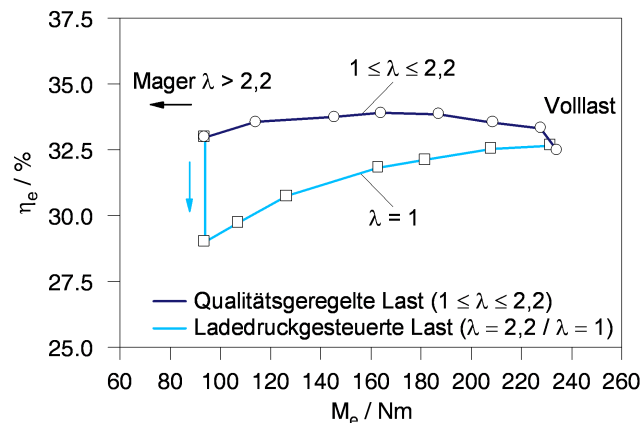


Abbildung 4.27: Wirkungsgradvergleich der Umschaltstrategien

Verluste anteilmäßig und der effektive Wirkungsgrad erhöht sich bis zum Ausgangsniveau. Bei der qualitätsgeregelten Variante wird der Motor zwischen der Magervolllast und $\lambda = 1$ betrieben. In diesem Bereich entstehen Wirkungsgradvorteile im Vergleich zur Ladedruckvariante, da der Motor mager, in günstigen Lastpunkten betrieben wird. Der Wirkungsgradvorteil beträgt bei dieser Messung bis zu 4 Prozentpunkte.

Um die Abgasnormen einhalten zu können, wäre die Umschaltung vom Magerbetrieb auf den $\lambda = 1$ -Betrieb durch variablen Ladedruck zu bevorzugen. Der Trade-Off im Wirkungsgrad wird dabei in Kauf genommen. Geht man von einem aufwendigen Abgasnachbehandlungssystem zur NO_x -Konvertierung bei der qualitätsgeregelten Variante aus, so relativiert sich der Wirkungsgradvorteil.

Die Drehzahl wurde bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ gewählt, da hier genügend Ladedruck zur Umsetzung der gewählten Umschaltstrategie vorhanden ist und die Empfindlichkeit auf Verbrennungsanomalien vergleichsweise gering ist. Wie bereits ausgeführt ist der Ladedruck bedingt durch das Aufladesystem am N18B16 bei niederen Drehzahlen sehr gering. Hier kann das stöchiometrische Luftverhältnis, ausgehend von einem Betriebspunkt an der Magervolllast, nicht mehr alleine durch Wegnahme des Ladedrucks realisiert werden, da zu wenig Ladedruck vorhanden ist und es muss zusätzlich „angedrosselt“ werden. Dies kann mittels Variation des Einlassventilhubs oder durch die Drosselklappe umgesetzt werden. Die Drosselung bringt weitere Wirkungsgradnachteile mit sich.

Magervolllastkurve Der Vergleich zwischen der Magervolllast und der Volllast bei $\lambda = 1$ zeigt, dass diese im kryogenen Betrieb weit voneinander abweichen. Bei einer Drehzahl von $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ werden beispielsweise an der Magervolllast nur 44% der Volllast bei $\lambda = 1$ erreicht (siehe Abb. 4.28(a)). Dh., sofern den Stickoxidemissionen eine entscheidende Rolle zukommt, muss in großen Lastbereichen ladedruckgeregelt bei

$\lambda = 1$, und mit geringerem Wirkungsgraden gefahren werden. Grund für die relativ geringe Magervolllast ist vor allem der schwache Kryoeffekt bei hohen Luftverhältnissen. Die Magervolllast bei kryogener Einblasung unterscheidet sich nicht so drastisch von der Magervolllast mit warmer Einblasung wie bei den Volllastkurven im $\lambda = 1$ -Betrieb (vgl. Abb. 4.28(a) mit 4.28(b)).

Bei der warmen Einblasung zeigt sich, dass die Magervolllast die Volllast bei $\lambda = 1$ ab einer Drehzahl von ca. 4000 min^{-1} übersteigt. In diesem Drehzahlbereich steigt der Ladedruck bei der Magervolllast stark an, wohingegen bei der Volllast bei $\lambda = 1$ der Ladedruck aufgrund von Klopferscheinungen stark reduziert werden muss, um das stöchiometrische Luftverhältnis zu erreichen (siehe Abb. 4.28(b)). Hier wäre ab einer Drehzahl von $n > 4000 \text{ min}^{-1}$ auf den Magerbetrieb umzuschalten. Mit einem verringerten Verdichtungsverhältnis könnte die Klopfempfindlichkeit verkleinert werden und so die Volllast bei $\lambda = 1$ im oberen Drehzahlbereich verbessert werden.

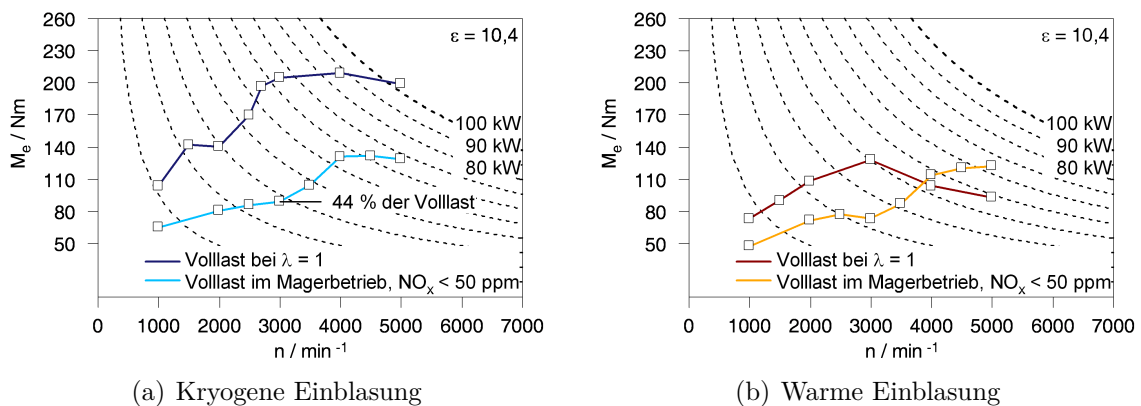


Abbildung 4.28: Vergleich der Magervolllast (NO_x -frei) mit der Volllast bei $\lambda = 1$ (NO_x -frei)

Einfluss des Zündzeitpunkts auf die Magervolllast Am aufgeladenen Motor kann der Ladedruck mit der Wahl des Zündzeitpunkts beeinflusst werden. Wie aus Messungen bekannt, ist ein wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkt gegeben, wenn der MFB50-Punkt zwischen 8° und 12° nach dem oberen Totpunkt liegt. Verstellt man den Zündzeitpunkt in Richtung „spät“, so findet auch die Verbrennung in einem späteren Kurbelwinkelbereich statt und die Abgasenthalpie erhöht sich. Beim aufgeladenen Motor führt dies zu höheren Ladedrücken. Es lässt sich also durch einen „späten“ Zündzeitpunkt der Ladedruck auf Kosten des Wirkungsgrades erhöhen. Gleichzeitig sinken durch eine „späte“ Verbrennung die Spitzentemperaturen, welche ein Maß für die NO_x -Bildung darstellen.

Um die Auswirkung der Wahl des Zündzeitpunktes auf die Last und die NO_x -Bildung zu quantifizieren, wurde ein Zündhaken an der Magervolllast durchgeführt (siehe Abb.

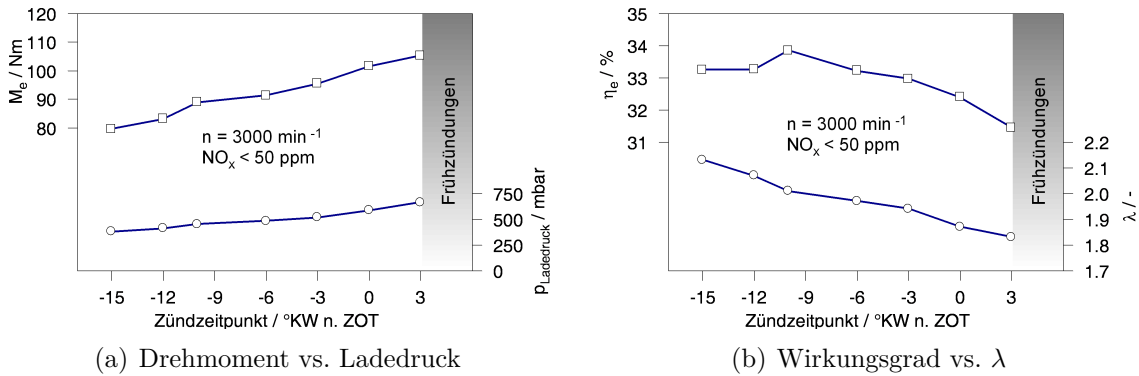


Abbildung 4.29: Zündhaken in der Magervolllast bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 8 \text{ mm}$

4.29). Es zeigt sich, dass durch einen „späten“ Zündzeitpunkt der Ladedruck zunimmt, was zunächst zu einem höheren Luftverhältnis führt. Die Last sinkt dabei aufgrund des schlechteren Wirkungsgrades infolge der „späten“ Zündung. Durch die niedrigeren Spitzentemperaturen bei der Verbrennung verschiebt sich die NO_x -Bildungsgrenze zu einem kleineren Luftverhältnis und es kann „angefettet“ werden. Bis zur Erreichung der NO_x -Bildungsgrenze (hier mit 50 ppm definiert) steigt die Last an und übertrifft die Last bei wirkungsgradoptimalem Zündzeitpunkt deutlich. Der höhere Luftaufwand infolge des Ladedrucks zusammen mit der verschobenen NO_x -Bildungsgrenze beim Luftverhältnis überkompensieren also den schlechteren Wirkungsgrad und es lässt sich so eine beträchtliche Steigerung der Magervolllast alleine durch die Wahl des Zündzeitpunkts erzielen. Die Grenze dieser Maßnahme stellen hier Verbrennungsanomalien dar. Je später die Zündung erfolgt, desto heißer sind auch die Restgase. Diese führen dann zu Früh- oder Rückzündungen.

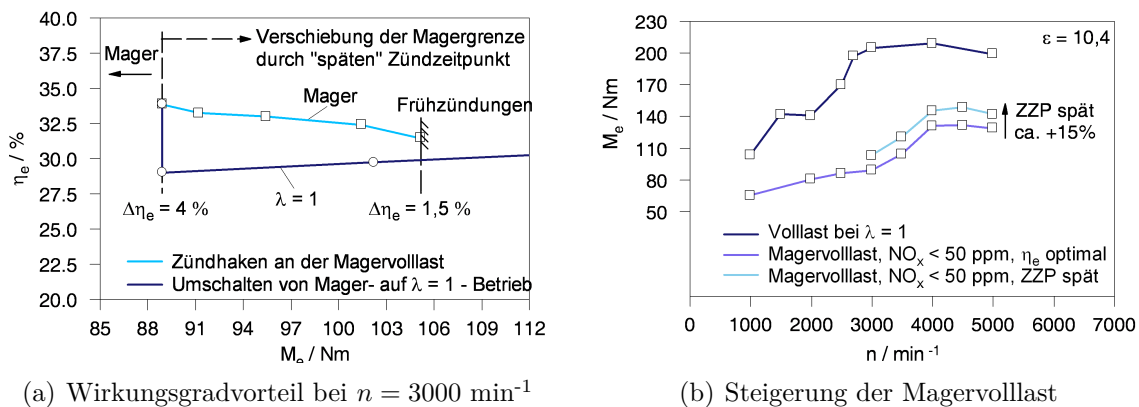


Abbildung 4.30: Auswirkung eines „späten“ Zündzeitpunktes auf den Wirkungsgrad und die Magervolllast

Durch eine geeignete Wahl des Zündzeitpunktes kann also der magere, NO_x -freie (per Definition $< 50 \text{ ppm}$) Lastbereich (Magervolllast) angehoben werden. Wie schon früher gezeigt, hat die Magervolllast gegenüber dem ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb große Wirkungsgradvorteile (siehe Abb. 4.27). Zur Klärung ob der Wirkungsgradvorteil der Magervolllast bei „spätem“ Zündzeitpunkt (\rightarrow Wirkungsgradverschlechterung) gegenüber dem ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb weiterhin besteht, wurden entsprechende Messungen durchgeführt: Abbildung 4.30(a) zeigt die Auswirkung der Wahl des Zündzeitpunktes auf den effektiven Wirkungsgrad und die Last bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Dabei wurde die Zündung vom Wirkungsgradoptimum in Richtung spät verstellt. Die hellblaue Kurve entspricht einem Zündhaken an der Magervolllast, bei dem die Zündung, ausgehend vom Wirkungsgradoptimum, in Richtung „spät“ verstellt wurde (vgl. Abb. 4.29(b)). Durch diese Maßnahme kann, wie beschrieben, die Magervolllast auf Kosten des Wirkungsgrades angehoben werden. Die dunkelblaue Kurve zeigt die beschriebene Umschaltstrategie von der Magervolllast auf den ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb. Je nachdem, bei welchem Zündzeitpunkt die Umschaltung erfolgt verändert sich der Wirkungsgradvorteil der Magervolllast im Vergleich zum ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb. Erfolgt die Umschaltung vom Magerbetrieb auf den ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb beim wirkungsgradoptimalen Zündzeitpunkt (an der Magervolllast), so beträgt der Wirkungsgradverlust ca. 4 Prozentpunkte. Steigert man die Magervolllast durch Verstellen des Zündzeitpunktes in Richtung „spät“, so erhöht sich die Last und verschlechtert sich der Wirkungsgrad. Die Grenze dieser Maßnahme stellen hier Früh- oder Rückzündungen dar. An der Grenze zu Frühzündungen bleibt immer noch ein Wirkungsgradvorteil von ca. 1,5 Prozentpunkten gegenüber dem ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb bestehen. Durch Verstellen des Zündzeitpunktes in Richtung „spät“ an der Magervolllast, lässt sich diese also anheben und ein Wirkungsgradvorteil zum ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb bleibt bestehen.

Aus dieser Betrachtung heraus ist ersichtlich, dass es durchaus sinnvoll ist, die Magervolllast durch die Wahl des Zündzeitpunktes anzuheben. In Abbildung 4.30(b) ist das Ergebnis der Maßnahme des späten Zündzeitpunktes für einige Betriebspunkte an der Magervolllast zu sehen. Es lassen sich Laststeigerungen von ca. 15 % bei stabilem Motorbetrieb hinsichtlich Verbrennungsanomalien erzielen.

Zur Beurteilung der Maßnahme des späten Zündzeitpunktes bei warmer Einblasung, wurden parallel entsprechende Messungen durchgeführt. Der Vergleich zeigt, dass der Effekt, wie zu erwarten geringer ausfällt als bei der kryogenen Einblasung. Dies kommt daher, dass bei dieser Maßnahme die NO_x -Grenze (per Definition $< 50 \text{ ppm}$) zu einem niedrigeren Luftverhältnis verschoben wird (von $\lambda = 2,15$ auf $\lambda = 1,85$). Zu kleinen Luftverhältnissen hin kommt aber der Kryoeffekt stärker zu tragen. Abbildung 4.31 zeigt den Vergleich der Zündhaken bei warmer und bei kryogener Einblasung. Bei der warmen Einblasung entspricht die Anhebung der Magervolllast im oberen Drehzahlbereich einer Anhebung der eigentlichen Volllast, da diese oberhalb der Volllast bei $\lambda = 1$ liegt (vgl. Abb. 4.28(b)).

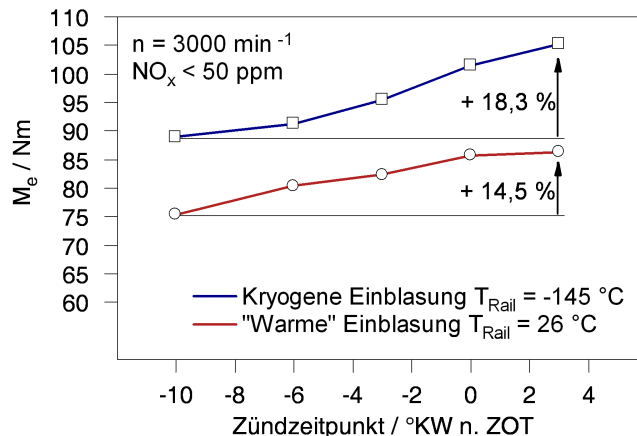


Abbildung 4.31: Vergleich des Zündhakens in der Magervolllast zwischen kryogener und warmer Einblasung

Die Verschiebung der NO_x -Grenze rein aufgrund der tieferen Einblasetemperatur bei der kryogenen Einblasung im Vergleich zur warmen Einblasung ist hier zu vernachlässigen.

Wirkungsgradvergleich zwischen kryogener und warmer Einblasung

Im Rahmen der Volllastuntersuchungen ist auch die Auswirkung der kryogenen Einblasung auf den Wirkungsgrad von Interesse. Zu diesem Zweck wurden Messungen im Übergangsbereich vom Magerbetrieb zum ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb, wo sich die Lastbereiche von kryogener und warmer Einblasung überdecken, durchgeführt (siehe Abb. 4.32).

Vergleicht man den Wirkungsgrad zwischen kryogener und warmer Einblasung in Lastpunkten, wo ladedruckgeregelter $\lambda = 1$ -Betrieb gefahren wird, so beträgt die Wirkungsgraddifferenz ca. einen Prozentpunkt zugunsten der kryogenen Einblasung. Es ist anzunehmen, dass die Wirkungsgradverbesserung durch die kryogene Einblasung aus den niedrigeren Prozesstemperaturen und dem daher kleineren Wärmeübergang entsteht. Bedenkt man, dass bei der kryogenen Einblasung in diesen Betriebspunkten Wasserstofftemperaturen (gemessen im Rail) von ca. -155°C erreicht wurden, so ist klar, dass dieses Ergebnis im Fahrzeug mit Flüssigtank noch deutlicher ausfallen könnte.

Aus Abbildung 4.32 wird ersichtlich, was die höhere Magervolllast im Kryobetrieb für den Wirkungsgradvorteil gegenüber warmer Einblasung bedeutet. Betrachtet man Lastbereiche, wo mit kryogener Einblasung noch im Magerbetrieb gefahren werden kann, bei warmer Einblasung jedoch nurmehr im ladedruckgeregelten $\lambda = 1$ -Betrieb, so kann der Wirkungsgradvorteil bis zu 5 Prozentpunkte betragen. Es ist hinzuzufügen, dass bei kryogener Einblasung an der Magervolllast Wasserstofftemperaturen (gemessen im Rail)

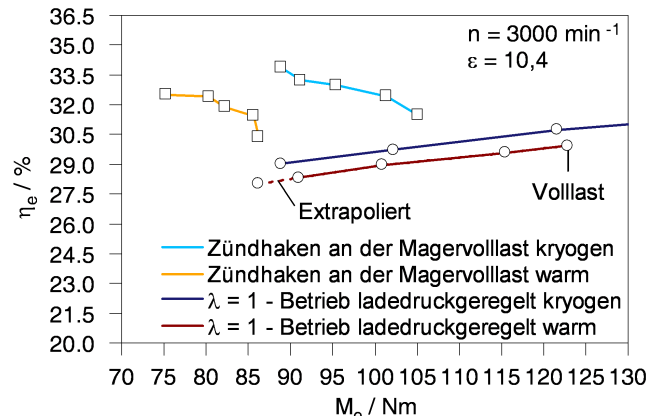


Abbildung 4.32: Wirkungsgradvergleich zwischen kryogener und warmer Einblasung

von ca. -145°C erreicht wurden und sich die Magervolllast am Fahrzeug mit Flüssigtank noch steigern ließe. Somit ist das Wirkungsgradpotential am realen Fahrzeug noch deutlich größer. (Ein Betriebspunkt wurde in der Abbildung (4.32) vollständigshalber extrapoliert, da er nicht gemessen wurde.)

4.3.5 Weitere Maßnahmen

Wie in diesem Kapitel ausgeführt, ist die kryogene Einblasung am aufgeladenen Motor als Maßnahme zur Leistungssteigerung den Erwartungen durchaus gerecht geworden. Die Volllastergebnisse sind durchwegs zufriedenstellend und das Leistungsziel konnte erreicht werden. Darüber hinaus wurden wichtige Erkenntnisse, wie der Vermeidung von Rückzündungen durch innermotorische Kühlung durch „späten“ Einlassbeginn gewonnen. Durch Verändern der Motorkonfiguration (Aufladesystem, Verdichtungsverhältnis) sind weitere Verbesserungen zu erwarten.

Aufladesystem Es hat sich gezeigt, dass sich beim Wasserstoffmotor bei niedrigen Drehzahlen Probleme bei der Erreichung des benötigten Ladedrucks ergeben. Dies folgt aus den niedrigen Abgastemperaturen in Kombination mit dem kleinen Massendurchsatz (Temperaturerhöhung des Wasserstoffs in den Zuleitungen), der sich im unteren Drehzahlbereich einstellt.

Wie bereits erklärt, ist die Einblasetemperatur aufgrund des prüfstandsseitigen Kraftstoffkühlsystems eine Funktion der Motorleistung. Aus diesem Grund ergeben sich im unteren Drehzahlbereich Leistungseinbußen aufgrund der höheren Gemischtemperaturen (höhere Einblasetemperatur). Mit zunehmendem Kraftstoffmassenstrom verringert sich der spezifische Wärmeeintrag durch die Kraftstoffzuleitungen. In Stichversuchen

wurde mittels einer Bypassleitung der Kraftstoffmassenstrom erhöht und so eine tiefere Einblasetemperatur erreicht. Es stellte sich jedoch heraus, dass sich alleine durch diese Maßnahme keine signifikanten Laststeigerungen, aufgrund des immer noch zu niedrigen Ladedrucks, erzielen lassen.

Weit bessere Ergebnisse sind hier mit einem auf den Wasserstoffbetrieb angepassten Abgasturbolader zu erwarten. Im weiteren Projektverlauf sind Vollastuntersuchungen mit verschiedenen Turbinen-Verdichter Paarungen geplant. Ein kleinerer Abgasturbolader braucht weniger Abgasenthalpie und spricht deshalb schon bei kleineren Drehzahlen bzw. niedrigeren Abgasemperaturen an. Bei höheren Drehzahlen ist ohnehin genug Ladedruck vorhanden, dieser wird mittels der Betätigung des Wastgates geregelt.

Eine Unsicherheit besteht in dem höheren Abgasgedruck einer kleineren Turbine. Ein höherer Abgasgedruck erschwert das Ausschleiben der Verbrennungsgase und begünstigt einen höheren Restgasanteil. Dieser könnte sich nachteilig auf Rückzündungen auswirken.

Verdichtungsverhältnis Wie in den vorhergehenden Kapiteln gezeigt wurde, erschwert Klopfen bei hohen Drehzahlen, wo hohe Ladedrücke herrschen, den stabilen Motorlauf in der Vollast ($\lambda = 1$) und stellt eine Begrenzung für noch höhere Lasten dar. Für das Klopfen ist die Verbrennungstemperatur maßgeblich verantwortlich. Diese kann unter anderen durch folgende Parameter beeinflusst werden:

- Verdichtungsverhältnis
- Ladedruck
- Zündzeitpunkt

Der Zündzeitpunkt sollte wirkungsgradoptimal gewählt sein. Zur Vermeidung von Klopfen kann er in Richtung „spät“ verschoben werden. So können die Verbrennungstemperaturen gesenkt und Klopfen vermieden werden. Dies wurde bei den Vollastuntersuchungen gemacht. Die Grenze dieser Maßnahme stellen Früh- oder Rückzündungen dar.

Geht man zur Veranschaulichung der Zusammenhänge von isentropen Zustandsänderungen aus, so ist der Verdichtungsenddruck p_2 bei gegebenem Verdichtungsverhältnis ε und Isentropenexponent κ durch den Ladedruck p_1 gegeben:

$$\frac{p_2}{p_1} = \varepsilon^\kappa$$

Der Verdichtungsenddruck ist mitbestimmend für Spitzendruck und -temperatur, die das Klopfen maßgeblich beeinflussen. Eine Maßnahme gegen Klopfen kann also folglich die Wegnahme des Ladedrucks sein, was aber im Sinne einer möglichst hohen Vollast

nicht zielführend ist. Im oberen Drehzahlbereich, wo hohe Ladedrücke möglich sind und die Klopfempfindlichkeit groß ist, musste der Ladedruck reduziert werden, um die $\lambda = 1$ -Vollast klopfrei darzustellen.

Durch das Verdichtungsverhältnis ε lässt sich die Klopfempfindlichkeit stark beeinflussen. Durch die Maßnahme eines verringerten Verdichtungsverhältnisses könnte die Klopfneigung so weit verbessert werden, dass einerseits der Motorlauf in der gewünschten Vollast stabiler ist und andererseits wären so, unter der Zugabe von mehr Ladedruck, weitere Leistungssteigerungen denkbar.

Grundsätzlich können mit einem hohen Verdichtungsverhältnis ε hohe Wirkungsgrade erreicht werden, da der thermodynamische Wirkungsgrad η_{th} mit dem Verdichtungsverhältnis zunimmt.

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

Es ist hinzuzufügen, dass bei geringerer Klopfneigung auch der Zündzeitpunkt wirkungsgradoptimal eingestellt werden kann, und so, in Bereichen wo das früher nicht möglich war, ein Teil des Wirkungsgradverlustes aufgrund des schlechteren thermodynamischen Wirkungsgrades kompensiert werden kann. Abbildung 4.33 zeigt das Ergebnis einiger

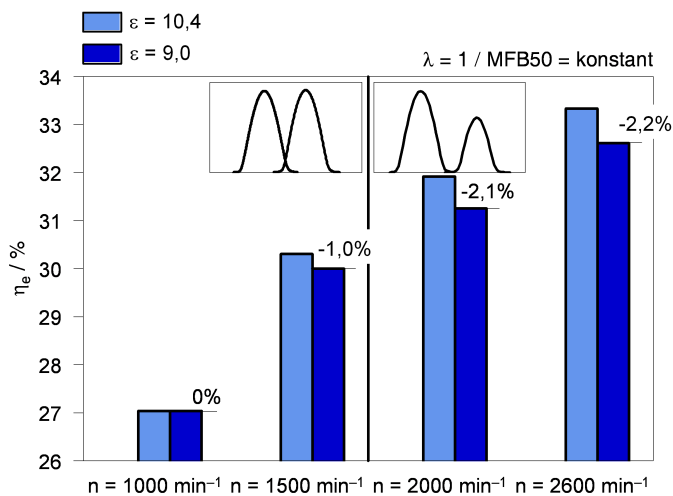


Abbildung 4.33: Simulation der Wirkungsgradverschlechterung infolge eines verringerten Verdichtungsverhältnisses [11]

simulierten Betriebspunkte. Als Randbedingung dienten tatsächlich gemessene Betriebspunkte. Diese wurden unter der Randbedingung konstanter Schwerpunktlage der Verbrennung simuliert und mit der Messung abgeglichen. So konnte der Einfluss des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Wirkungsgrad für einige Betriebspunkte simuliert werden. Die Wirkungsgradverschlechterung an der Vollast durch ein Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 9$ ist aus dem Bild zu entnehmen.

Das Verdichtungsverhältnis nimmt sowohl in der Kompressionsphase also auch in der Expansionsphase Einfluss auf die Gastemperatur. Bei gegebener Starttemperatur ist die Gastemperatur während der Expansionsphase bei geringerem Verdichtungsverhältnis höher. Somit ist die Abgastemperatur bei geringerem Verdichtungsverhältnis höher, was Einfluss auf den Ladedruck sowie die Restgastemperatur (Rückzündungen) hat.

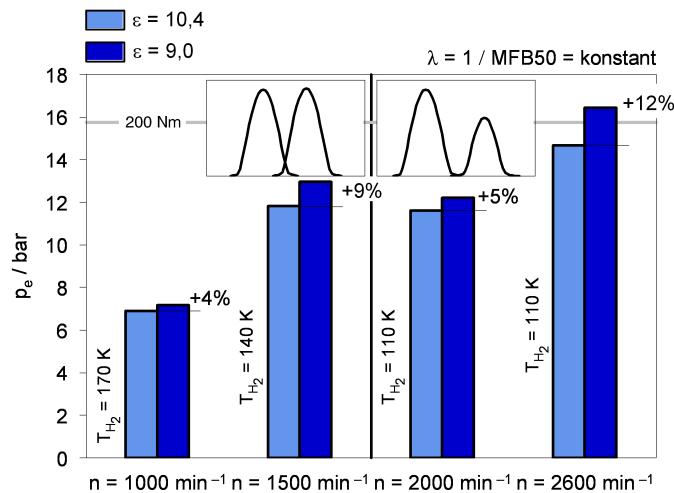


Abbildung 4.34: Simulation der Auswirkung des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Mitteldruck [11]

Abbildung 4.34 zeigt die effektiven Mitteldrücke der simulierten Betriebspunkte. Es ist zu erkennen, dass die Last infolge der Senkung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon = 10,4$ auf $\varepsilon = 9,0$ steigt. Der Effekt des höheren Ladedrucks durch die erhöhte Abgastemperatur kann die Wirkungsgradverschlechterung also überkompensieren und führt zu höheren Lasten. Die linke Hälfte des Bilds zeigt Betriebspunkte in denen aufgrund geringer Rückzündungstendenz mit Ventilüberschneidungen gefahren werden kann. Die rechte Hälfte des Bilds zeigt Betriebspunkte die nur mit maximaler Ventilspannung und innermotorischen Kühlung durch verringerten Ventilhub fahrbar sind. Im Übergangsbereich passiert der bereits erwähnte Lasteinbruch (soll durch angepassten Turbolader verbessert werden). Hier sind auch die Laststeigerungen durch das veränderte Verdichtungsverhältnis anteilmäßig geringer.

Durch verringern des Verdichtungsverhältnisses lässt sich also nicht nur das Klopfverhalten sondern auch das Low-End-Torque verbessern.

Als eher nachteilig ist ein verringertes Verdichtungsverhältnis hinsichtlich Rückzündungen einzustufen. Durch die höheren Abgastemperaturen steigt die Temperatur des Restgases. Es ist anzunehmen, dass sich das Rückzündungsverhalten tendenziell verschlechtert. Um die gleiche innermotorische Kühlung (konstante Gastemperatur zu Einlassbeginn) zu erwirken, muss der Einlassbeginn mit geringeren Verdichtungsverhältnissen

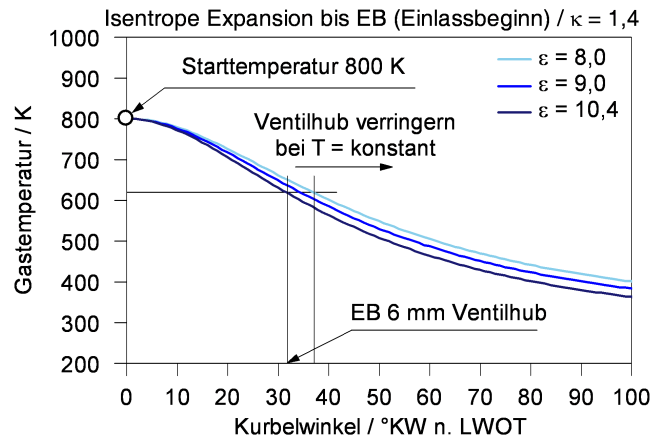


Abbildung 4.35: Isentrope Expansion bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen

später erfolgen. Abbildung 4.35 zeigt die Zusammenhänge anhand der isentropen Expansion.

$$\frac{T_2}{T_1} = \varepsilon^{\kappa-1}$$

Für diese Betrachtung wird eine vom Verdichtungsverhältnis unabhängige Starttemperatur angenommen. In Wirklichkeit ist die Starttemperatur beim geringeren Verdichtungsverhältnis infolge der Expansion nach der Verbrennung deutlich höher. Um gleiche Gastemperaturen beim Einlassbeginn zu erwirken, muss dieser also noch später erfolgen. Die höhere Gastemperatur in der Expansionsphase bei geringerem Verdichtungsverhältnis könnte also, um Rückzündungen zu vermeiden, durch Verringern des Ventilhubes gesenkt werden.

Die wichtigsten positiven sowie negativen Effekte aufgrund eines geringeren Verdichtungsverhältnisses können wie folgt zusammengefasst werden:

- + Geringere Klopfempfindlichkeit (stabiler Motorlauf, weitere Laststeigerungen)
- + Höherer Ladedruck (Abgastemperatur↑)
- – Verschlechterung des Wirkungsgrades (MFB50-Punkt = konstant)
- – Höhere Empfindlichkeit auf Rückzündungen (Abgastemperatur↑)

Alles in allem erweist sich ein verringertes Verdichtungsverhältnis als Maßnahme, die im Rahmen des Projekts unbedingt untersucht werden sollte. Im ersten Schritt ist eine Absenkung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon = 10,4$ auf $\varepsilon = 9$ geplant. Dieser relativ große Schritt im Verdichtungsverhältnis stützt sich auf entsprechende Simulationen und soll signifikante Veränderungen in den Ergebnissen zeigen. Das „neue“ Verdichtungsverhältnis wird durch bearbeitete Kolben in Kombination mit einer dickeren

Zylinderkopfdichtung realisiert. Im weiteren Projektverlauf wäre es denkbar noch andere Verdichtungsverhältnisse zu untersuchen.

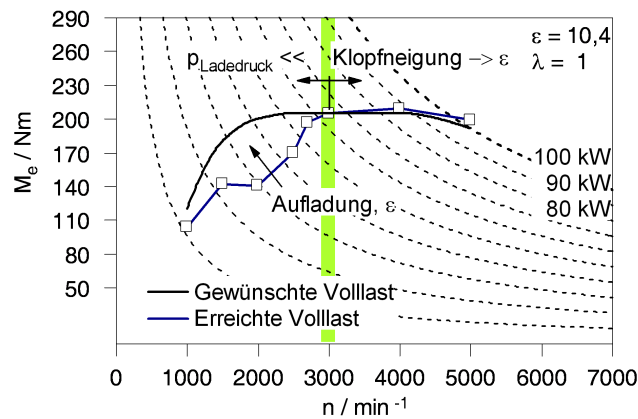


Abbildung 4.36: Weiter Maßnahmen zur Erreichung der gewünschten Volllast

Abbildung 4.36 zeigt den Vergleich der gewünschten mit der erreichten Volllastkurve (kryogener Gemischbildung und $\lambda = 1$) und soll zusammenfassend Aufschluss über die weiteren Verbesserungsmaßnahmen geben. Die Maßnahmen sind ausgehend von dem Lastpunkt bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, bei dem ausreichend Ladedruck vorhanden ist und Klopfen keine Begrenzung darstellt, sodass ohne Ladedruckbegrenzung $\lambda = 1$ erreicht werden kann (vgl. Abb. 4.18(a)), eingezeichnet. Im unteren Drehzahlbereich soll versucht werden das zu geringe Drehmoment mit der Erhöhung des Ladedrucks durch ein angepasstes Aufladesystem sowie durch Verringern des Verdichtungsverhältnisses zu kompensieren. Im oberen Drehzahlbereich wird die Klopfeigung durch ein gesenktes Verdichtungsverhältnis verringert und so der Motorlauf stabilisiert.

5 Funktionsentwicklung – Laststeuerung

Im Rahmen dieses Projektes soll aufgezeigt werden, wie ein hocheffizientes H_2 - Brennvorgang an einem Vollmotor umgesetzt werden kann. Zu diesem Zweck soll eine drehmomentbasierte Laststeuerung entwickelt werden, die das gesamte Lastfeld abdeckt und quasistationäre Lastpunktwechsel zulässt. Sämtliche dafür notwendige Funktionen sollen entwickelt und in der Motorsteuerung appliziert werden. Die Anforderungen an die Laststeuerung lauten:

- Emissionen (NO_x, \dots) so gering wie möglich (Einhaltung der Emissionsklasse SULEV)
- Sicheren Betrieb hinsichtlich Verbrennungsanomalien wie z.B. Rückzündungen gewährleisten
- Wirkungsgradoptimiert
- Darstellung der Kaltlaufphase
- Quasistationäre Betriebspunktwechsel
- Erarbeitung einer Grundbedingung

Zur Umsetzung der Laststeuerung wurde ein Gesamtmodell erstellt, das im folgenden Kapitel erklärt wird. Im Zuge der Diplomarbeit wurden Teile des Gesamtmodells erarbeitet. Dabei wurden passende Modellansätze gefunden und die Zusammenhänge zwischen den Modellgrößen in Abhängigkeit der Parameter beschrieben. Diese Teilmodelle dienen in weiterer Folge als Grundlage für die Bedingung der Motorsteuerung.

Zur Beschreibung der Zusammenhänge zwischen den Modellgrößen sind unterschiedliche Lösungsansätze möglich:

- Lösungsansätze basierend auf physikalisch modellierten Zusammenhängen
- Lösungsansätze basierend auf empirisch ermittelten Zusammenhängen

Lösungsansätze auf Basis von physikalisch modellierten Zusammenhängen tragen dazu bei, die ohnehin stark angewachsenen Modellstrukturen einer modernen Motorsteuerung überschaubar zu halten und den Entwicklungsaufwand im Vergleich zu herkömmlichen Methoden wesentlich zu verringern, da Kennlinien bzw. Kennfelder durch physikalische Modelle ersetzt werden. Mit der Komplexität des Systems, bzw. mit steigender Anzahl von Einflussgrößen, wird der Einsatz von physikalischen Modellen schwieriger. Lösungsansätze die auf empirisch ermittelten Daten basieren haben den Vorteil, dass sie auch Zusammenhänge beschreiben, die mittels physikalischen Modellen nicht oder nur schwer abbildbar sind. Außerdem beinhalten sie auch Einflussgrößen die dem Entwickler evtl. nicht bekannt sind und die er somit nicht berücksichtigt hätte. Jedoch ist der Entwicklungsaufwand in anbetracht der vielen Einflussgrößen und Antwortgrößen, deren Zusammenhänge am Motorprüfstand ermittelt werden müssen beträchtlich. Eine gezielte Vorgehensweise kann den Entwicklungsaufwand verkleinern. Mittels Statistischer Versuchsplanung (Design of Experiments) lassen sich die am Motorprüfstand zu messenden Betriebspunkte reduzieren.

Im Folgenden sei auf die Unterschiede zwischen einer konventionellen und einer drehmomentbasierten Laststeuerung hingewiesen:

Konventionelle Funktionsstruktur eines Ottomotors

Bei einer konventionellen Laststeuerung ist die Drosselklappenstellung in einem festgelegten Zusammenhang mit der Fahrpedalstellung. Die Laststeuerung erfolgt durch Drosselung des Gemischs, also über den Luftaufwand λ_a . Diese sogenannte Quantitätsregelung beeinflusst also unter Vorgabe der Fahrpedalstellung den Durchfluss des Gemischs und somit die Last. Dabei erfolgt die Kraftstoffzumessung so, dass sich ein Luftverhältnis von $\lambda = 1$ einstellt. Neben den bekannten Wirkungsgradnachteilen ergeben sich hier auch Schwierigkeiten bei der Erfüllung des Fahrerwunschs, bzw. bei der Regelbarkeit der Last. Da die Laststeuerung der direkten Koppelung von Fahrpedalstellung mit Drosselklappenstellung unterliegt, kann sie äußere Einflussgrößen wie z.B. Dichteunterschiede der Ansaugluft oder das Zuschalten bzw. Wegschalten von Nebenaggregaten nicht berücksichtigen.

Drehmomentbasierte Funktionsstruktur eines modernen Ottomotors

Moderne Laststeuerungsverfahren wie die Direkteinspritzung mit geschichtetem Motorbetrieb oder die drosselfreie Laststeuerung der VALVETRONIC machen eine Entkopplung des Fahrpedals von der Drosselklappe notwendig. Die Interpretation des über das Fahrpedal übermittelten Fahrwunsches ist durch eine physikalische, drehmomentorientierte Funktionsstruktur möglich (siehe Abb.5.1). In einer drehmomentbasierten

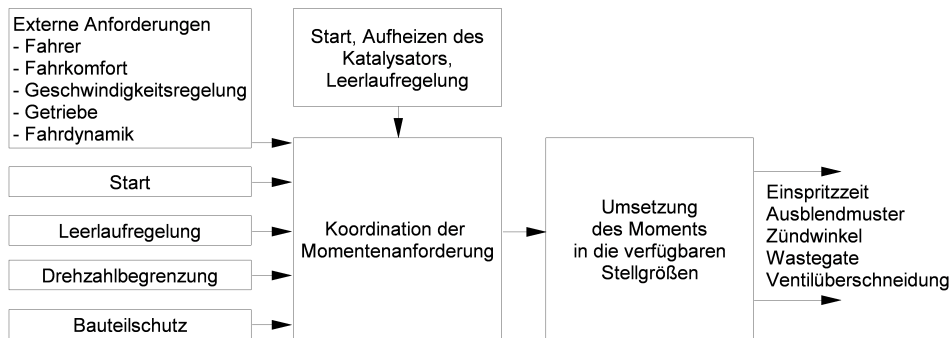


Abbildung 5.1: Drehmomentbasierte Funktionsstruktur [10]

Funktionsstruktur werden alle Anforderungen, die sich als Drehmoment formulieren lassen, tatsächlich auf das jeweilige resultierende Drehmoment reduziert. So werden alle Anforderungen, die des Fahrers, die des Getriebes, die der Fahrzeugsteuerung, z.B. Schlupfregelung, oder die der motorischen Subsysteme, wie z.B. Nebenaggregate, in einem Momentenordinator berücksichtigt. Ein weiteres Modul setzt diese Anforderungen situationsabhängig in momentenproportionale Motoreingriffe um. Dabei werden je nach Art der Anforderung die Füllungsregelung, die Einspritzsteuerung, die Ventilüberschneidung, die Zündwinkelsteuerung, die Zylinderausblendung oder die Öffnung des Wastegates herangezogen. Durch diese koordinierte Vorgehensweise kann die geforderte Fahrbarkeit, bei gleichzeitiger Optimierung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgasemissionen unter Berücksichtigung von Bauteilschutzfunktionen sichergestellt werden [10].

5.1 Modell

Das Modell für die Laststeuerung orientiert sich nach den oben genannten Anforderungen und fokussiert die notwendigen Funktionen. Im Folgenden soll die Struktur des Modells und der Zusammenhang zwischen den Modellgrößen beschrieben werden (siehe Abb. 5.2).

Die Eingangsgröße für die Laststeuerung soll der von einem Pedalwertgeber ausgegebene Drehwinkel sein. Jedem Drehwinkel ist über ein Kennfeld ein effektives Drehmoment M_e zugeordnet, das wiederum einem effektiven Mitteldruck p_e entspricht:

$$p_e = \frac{M_e 4\pi}{V_h}$$

Über ein Reibkennfeld soll der indizierte Mitteldruck p_i bestimmt werden. Dieser folgt

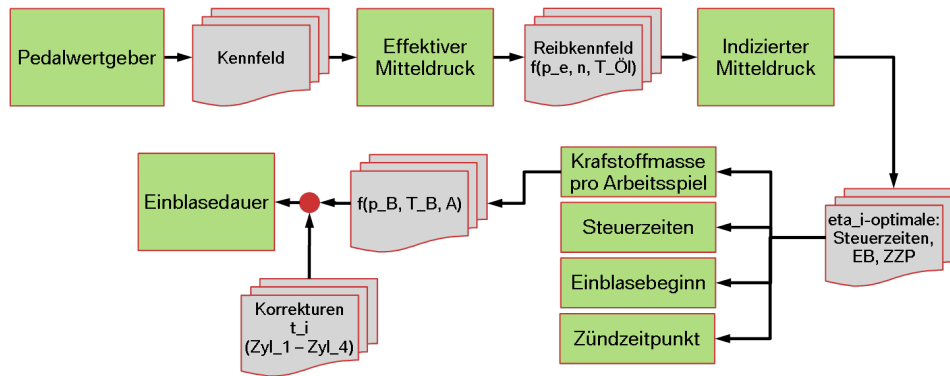


Abbildung 5.2: Modell für die Laststeuerung

den Zusammenhängen [3]:

$$p_i = p_e + p_r \quad (5.1)$$

$$\eta_m = \frac{p_e}{p_i} \quad (5.2)$$

und soll in Abhängigkeit von den Parametern Drehzahl, Last, Öltemperatur und Kühlmitteltemperatur über Kennfelder bestimmt werden.

Zur Bestimmung der Brennstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$ wird der innere Wirkungsgrad η_i benötigt [3]:

$$\eta_i = \frac{p_i V_h}{m_B H_u} \quad (5.3)$$

Dieser beinhaltet alle inneren Verluste. Mit den Verstellparametern (Zündzeitpunkt, Steuerzeiten, Einblasebeginn, etc.), die der Motorsteuerung zur Verfügung stehen, können im Wesentlichen Ladungswechselverluste, Wandwärmeverluste und Verluste durch den realen Brennverlauf beeinflusst werden. D.h. je nach Betriebspunkt (n , p_i) gibt es einen optimalen inneren Wirkungsgrad η_i , aufgrund dessen alle relevante Verstellparameter definiert sind. Dabei ist darauf zu achten, dass keine Grenzwertüberschreitungen bei den Emissionen entstehen und der sichere Motorlauf gewährleistet ist. Steht der innere Wirkungsgrad η_i fest, so kann die benötigte Brennstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$ bestimmt werden.

Nun muss noch die Einblasedauer t_e (Bestromungsdauer) der Injektoren bestimmt werden, sodass diese die korrekte Brennstoffmasse liefern. Die Abhängigkeiten sind hier die Öffnungsquerschnitte der Injektoren, die Drücke vor und nach den Injektoren und die Kraftstofftemperatur. Zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen der Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$ und der Einblasedauer t_e wurde neben einem Modell, das auf empirisch ermittelten Daten beruht auch ein auf physikalisch modellierten Zusammenhängen basierendes Modell in Erwägung gezogen. Die Einblasedauer die somit

global für alle Injektoren definiert ist, könnte an dieser Stelle noch zylinderspezifisch korrigiert werden, um z.B. mögliche Unterschiede im Öffnungsverlauf der Injektoren zu kompensieren.

Im Rahmen der Diplomarbeit wurden Ansätze für die Kraftstoffzumessung (Zusammenhang zwischen Kraftstoffmasse und Einblasedauer) untersucht. Weiters wurde exemplarisch für eine bestimmte Drehzahl eine wirkungsgradoptimierte Motorparametrierung mittels statistischer Versuchsplanung (Zusammenhang zwischen indiziertem Mitteldruck und Kraftstoffmasse) durchgeführt.

5.2 Kraftstoffzumessung

An dieser Stelle sollen die beiden untersuchten Lösungsansätze zur Bestimmung der Einblasedauer unter Vorgabe der Kraftstoffmasse erklärt und miteinander verglichen werden.

5.2.1 Physikalischer Lösungsansatz

Dem physikalischen Lösungsansatz liegt die Annahme zugrunde, dass es sich beim Ausströmen des Wasserstoffs aus der Injektordüse um eine stationäre eindimensionale Strömung handelt. Mit weiteren Annahmen kann für das System Injektoreinheit - Einlasskanal die Durchflussgleichung zur Bestimmung der Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,ASP}$ angesetzt werden.

Der Kraftstoffdruck p_{Rail} in den Leitungen bis zum Injektor wird annähernd konstant auf 5 bar geregelt. Der Gegendruck im Einlasskanal p_{22} ist mit maximal 2,5 bar klein genug, um von einem überkritischen Druckverhältnis auszugehen. Die Wasserstofftemperatur im Rail kann je nach Betriebszustand zwischen 30 °C und -180°C schwanken.

Folgende Annahmen wurden getroffen:

- Ideales Gasverhalten mit konstanten spezifischen Wärmekapazitäten
- Isentrope Strömung (reibungsfrei, adiabat)

Ideales Gasverhalten kann angenommen werden, da die Enthalpie aufgrund der Zustandsgrößen Druck und Temperatur in guter Näherung nur eine Temperaturfunktion ist. Somit sind die spezifischen Wärmekapazitäten ebenfalls nur von der Temperatur abhängig. Diese ändert sich über den Injektoraustritt nur geringfügig und die spezifischen Wärmekapazitäten können als konstant angenommen werden. Durch die wärmeisolierende Injektoreinheit, können Wärmeübergänge bis zu einem gewissen Grad verhindert werden, womit die Annahme einer adiabaten Strömung vertretbar ist.

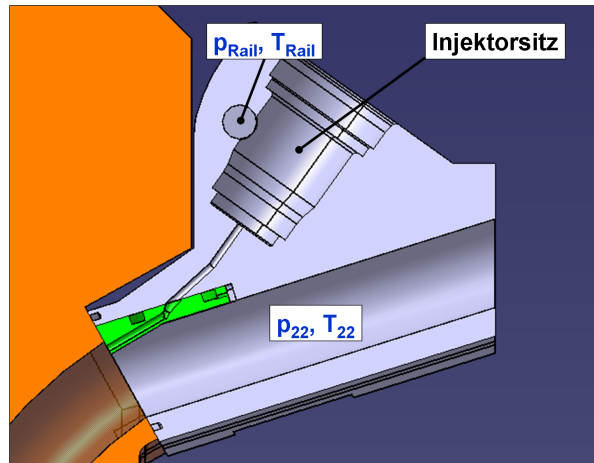


Abbildung 5.3: System Kraftstoffzumessung

Unter den oben getroffenen Annahmen gelten folgende thermodynamische Zusammenhänge [9]:

$$\frac{p}{\rho} = RT \quad (5.4)$$

$$dh = c_p dT \quad (5.5)$$

$$\frac{T_{22}}{T_{\text{Rail}}} = \left(\frac{p_{22}}{p_{\text{Rail}}} \right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \quad (5.6)$$

Mit dem 1. Hauptsatz für stationäre Fließprozesse einer adiabaten, horizontal verlaufenden Strömung

$$\frac{v_{22}^2}{2} - \frac{v_{\text{Rail}}^2}{2} = h_{\text{Rail}} - h_{22} \quad (5.7)$$

und der Anfangsgeschwindigkeit $v_{\text{Rail}} = 0$ kann die Durchflussgleichung mit

$$\dot{m} = A\psi\sqrt{2p_{\text{Rail}}\rho_{\text{Rail}}} \quad (5.8)$$

angeschrieben werden. Darin ist ψ die Durchflussfunktion. Unter Voraussetzung des kritischen Druckverhältnisses

$$\frac{p_{22}}{p_{\text{Rail}}} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa-1}} \quad (5.9)$$

gilt für ψ :

$$\psi = \sqrt{\frac{\kappa}{\kappa-1} \left[\left(\frac{p_{22}}{p_{\text{Rail}}} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_{22}}{p_{\text{Rail}}} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (5.10)$$

Mit der Durchflussgleichung ist das Grundgerüst des physikalischen Modells zur Bestimmung des Zusammenhangs zwischen der Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel und der

Einblasedauer definiert. Sind die Größen Raildruck p_{Rail} , Railtemperatur T_{Rail} und Öffnungsquerschnitt A der Injektoren bekannt, lässt sich der theoretische Massenstrom \dot{m}_{th} bei offenen Injektoren durch Einsetzen von Gleichung (5.4) in (5.8) bestimmen:

$$\dot{m}_{\text{th}} = Ap_{\text{Rail}}\psi\sqrt{\frac{2}{RT_{\text{Rail}}}} \quad (5.11)$$

Durch Multiplizieren mit der Einblasedauer t_e erhält man die theoretische Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $m_{\text{th,Asp}}$:

$$m_{\text{th,Asp}} = t_e Ap_{\text{Rail}}\psi\sqrt{\frac{2}{RT_{\text{Rail}}}} \quad (5.12)$$

Mithilfe der empirisch ermittelten Durchflusszahl μ können bei diesem Modellansatz Reibung und Strahlkontraktion der Strömung berücksichtigt werden. Die Fa. Hoerbiger ValveTec ermittelte dafür den effektiven Strömungsquerschnitt A_e für jeden Injektor. Dieser Wert wurde an einem Injektorprüfstand bestimmt und beinhaltet bereits die Durchflusszahl. Am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik wurden Injektortests zur Bestimmung des Leckagestroms \dot{m}_{Leck} der Injektoren durchgeführt. Damit kann die effektive Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $m_{\text{B,Asp}}$ berechnet werden:

$$m_{\text{B,Asp}} = t_e A_e p_{\text{Rail}} \psi \sqrt{\frac{2}{RT_{\text{Rail}}}} + m_{\text{Leck,Asp}} \quad (5.13)$$

Mithilfe der Gleichung (5.13) kann aufgrund der bekannten Größen (Kraftstofftemperatur und Kraftstoffdruck werden mittels Sensoren onboard gemessen) und unter Vorgabe der effektiven Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $m_{\text{B,Asp}}$ die benötigte Einblasedauer t_e berechnet werden.

Verifikation des Modells

Zur Verifikation des Modells dienen Messdaten vom Motorprüfstand und vom Injektorprüfstand, bei dem Funktionstests und Leckagemessungen an den Injektoren durchgeführt wurden. Um Vereisungseffekte in der Injektoreinheit auszublenden, wurden die Messungen mit der Injektoreinheit aus Aluminium durchgeführt. Im Prüfstandsbetrieb wurden die Parameter Einblasedauer t_e , Kraftstofftemperatur T_{Rail} und Drehzahl variiert und gemessen. Der Kraftstoffdruck p_{Rail} und der Kraftstoffmassenstrom \dot{m}_{B} wurden ebenfalls gemessen, wobei der Kraftstoffdruck konstant auf $p_{\text{Rail}} = 5$ bar geregelt wurde. Beim Vergleich der berechneten Einblasedauern (Gleichung 5.13) mit den gemessenen Einblasedauern wurde festgestellt, dass diese voneinander abweichen, sich aber Tendenzen mit dem Modell abbilden lassen. Bei einer genaueren Analyse wurde festgestellt, dass das Durchflussverhalten der Injektoren noch von weiteren Größen, die nicht im Modell berücksichtigt sind, abhängig ist.

Es ist zu beobachten, dass das Durchflussverhalten, bzw. der effektive Strömungsquerschnitt A_e der Injektoren auch von der Drehzahl abhängig ist. Diese Abhängigkeit ändert sich mit der Kraftstofftemperatur. Es besteht die Möglichkeit eine Korrekturfunktion in Abhängigkeit der genannten Parameter zu finden, um das Injektorverhalten korrekt abzubilden. Nach ersten Abschätzungen war ersichtlich, dass die Zusammenhänge keineswegs linear sind und es sich als schwierig herausstellt, geeignete Funktionen zu finden.

Mit einem empirischen Modell könnten alle Abhängigkeiten realitätsgetreu abgebildet werden, was im Folgenden versucht wurde.

5.2.2 Empirischer Modellansatz

Ein empirisches Modell basiert auf Messdaten und somit auf realen Zusammenhängen. Ziel ist es, diese Zusammenhänge zwischen den Einflussparametern und ihren Wechselwirkungen mittels geeigneten Modellansätzen zu beschreiben. Dafür wurde die Software CAMEO™ der Fa. AVL eingesetzt. Mit dieser Software, die für die statistische Versuchsplanung entwickelt wurde (wird im folgenden Kapitel anhand einer Motorparametrierung genauer erklärt), lassen sich die Zusammenhänge mittels polynominalen Modellen beschreiben. Dabei werden auch Wechselwirkungen zwischen den Einflussgrößen berücksichtigt. Die Modelle basieren auf Messdaten und sind mit statistischen Methoden abgesichert.

Mittels geeigneter Grafiken lassen sich die komplexen Zusammenhänge anschaulich visualisieren. Abbildung 5.4 zeigt die Einblasedauer t_e über die Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$ und ihren Einflussgrößen in einer Intersektionsgrafik.

Mithilfe der polynominalen Modelle sind alle Zusammenhänge vollständig beschrieben und es können daraus die entsprechenden Kennfelder bedatet werden.

Ein weiterer Ansatz ist die Regelung der Einblasedauern (Bestromungsdauern) der Injektoren direkt auf die indizierten Mitteldrücke. Für die Umsetzung am Fahrzeug wäre eine Zylinderdruckindizierung onboard notwendig. Somit würde die genaue Kenntnis über das Durchflussverhalten der Injektoren entfallen, was auch hinsichtlich Vereisungseffekten erstrebenswert wäre.

Verifikation

Die Verifizierung des Modellansatzes erfolgte durch Überprüfung der von der Software ausgegebenen Werte am Motorprüfstand. Wie zu erwarten ist, da das Modell auf Messdaten vom Prüfstand basiert, eine weit bessere Korrelation als beim physikalischen Modell

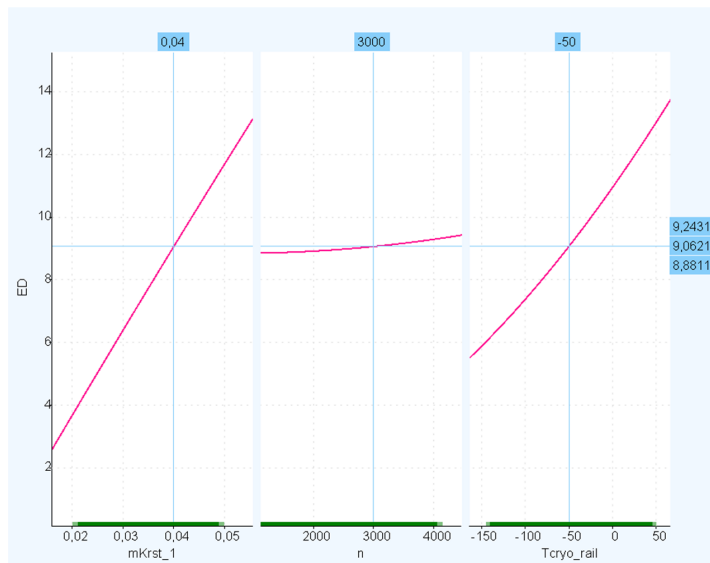


Abbildung 5.4: Intersektionsgrafik: Einblasedauer t_e über Kraftstoffmasse pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$, Drehzahl n und Kraftstofftemperatur T_{Rail} bei $p_{Rail} = \text{konstant}$

festzustellen. Unsicherheiten bestehen in dem nicht immer reproduzierbaren Durchflussverhalten der Injektoren bei kryogener Einblasung. Ein möglicher Grund für das abweichende Durchflussverhalten könnten mechanische Verspannungen im Injektor infolge der tiefen Kraftstofftemperaturen sein.

Wie bereits erwähnt wurden die dem Model zugrunde gelegten Messungen, um Vereisungseffekte in der Injektoreinheit auszublenden, mit der Injektoreinheit aus Aluminium durchgeführt. Für eine Beschreibung der Zusammenhänge mit der Injektoreinheit aus dem Werkstoff Tecasint, die für die kryogene Gemischbildung grundlegend ist, müssen weitere Messungen mit den in Kapitel 3 erwähnten konstruktiven Maßnahmen gegen Vereisungseffekte durchgeführt werden.

Um eine genaue Kraftstoffzumessung am realen Fahrzeug mit kryogener Einblasung zu realisieren, sollte das Durchflussverhalten der Injektoren besser beherrscht werden.

5.3 Design of Experiments – Statistische Versuchsplanung

Statistische Versuchsplanung kann überall dort eingesetzt werden, wo Versuchsergebnisse vorliegen, die von mehreren Einflussgrößen abhängen und deren Zusammenhang von Interesse ist. Sie hilft in nachvollziehbarer Art und Weise, eine im Sinne der Aufgabendeinition optimale Kombination dieser Einflussgrößen zu finden. Bei der Optimierung von

Motorparametern hinsichtlich einer Zielgröße kann durch statistische Versuchsplanung Entwicklungsaufwand gespart werden und die Ergebnisse verbessert werden. Die Software CAMEO™ der Fa. AVL dient der statistischen Versuchsplanung im Bereich der Motorsteuerungsbedatung und wird dort vor allem zu Optimierungszwecken eingesetzt. In dem Projekt H₂CPI wird CAMEO™ vor allem zu folgenden Zwecken eingesetzt:

- Berücksichtigung aller Einflussgrößen und Verstehen derer Zusammenhänge
- Kennfeldoptimierung mit sicherer Aussage über das globale Optimum
- Zeitersparnis

5.3.1 Wirkungsgradoptimierte Motorparametrierung

Die drehmomentenbasierende Laststeuerung soll unter Vorgabe des indizierten Mitteldrucks p_i die benötigte Brennstoffmasse pro Arbeitspiel $m_{B,Asp}$ bestimmen. Im Rahmen der Diplomarbeit wurde die Motorparametrierung für eine Drehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ exemplarisch durchgeführt. Bei dieser Drehzahl ist der Motorlauf relativ unkritisch hinsichtlich Verbrennungsanomalien. Die Motorparametrierung wurde für den Teillastbereich (qualitätsgeregelter Magerbetrieb) durchgeführt. So konnten relativ rasch Aussagen über den Erfolg dieser Methode getroffen werden.

Es soll für jeden Betriebspunkt der durch die richtige Kombination der Verstellparameter maximal erreichbare innere Wirkungsgrad η_i (siehe Gleichung (5.3)) gefunden werden. Die wichtigsten η_i -relevanten Verstellparameter des N18B16 sind:

- Steuerzeiten¹
- Zündzeitpunkt
- Einblasebeginn

Der Einblasebeginn soll bei der kryogenen Einblasung, wie schon früher durch Messungen gezeigt, möglichst saugsynchron erfolgen, um die Erwärmung des Gemischs zu verringern. Unter dieser Randbedingung steht der Einblasebeginn fest. Um die wirkungsgradoptimale Kombination aus Einlassbeginn, Auslassende und Zündzeitpunkt für die jeweiligen Betriebspunkte (n, p_i) zu finden, wurde CAMEO™ eingesetzt.

¹Bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ bestehen bei kryogener Einblasung und gegebener Motorkonfiguration (Aufladesystem, ε) keine Einschränkungen hinsichtlich Rückzündungen.

Aufgabendefinition

Bei der Bestimmung der Brennstoffmasse pro Arbeitspiel $m_{B,Asp}$ in Abhängigkeit des vorgegebenen indizierten Mitteldrucks p_i und der momentanen Drehzahl n ist die zu optimierende Zielgröße der innere Wirkungsgrad η_i . Dieser soll für jeden Betriebspunkt ein Optimum erreichen, wobei die Abgasgrenzwerte nicht überschritten werden dürfen.

Versuchsplan

Aus den Messergebnissen vom Motorprüfstand sollen die Koeffizienten eines empirischen Modells zur Beschreibung der Systemzusammenhänge identifiziert werden. Um die Anzahl der Messpunkte zur Identifikation der Modellkoeffizienten zu reduzieren und diese gleichzeitig statistisch abzusichern, sind vor allem Versuchspläne, die bereits auf die spätere Modellbildung abgestimmt sind sinnvoll. Auswahlkriterium für die Wahl des geeigneten Versuchsplans ist die grobe Form der erwarteten Antwortgrößen, die aufgrund von Erfahrungswerten oder Abschätzung bekannt sein sollte. Grundsätzlich kann zwischen Versuchsplänen für globale und lokale Modelle unterschieden werden. Lokal bedeutet hier das Festhalten eines Betriebspunktes (Drehzahl-Last-Kombination) und variieren der Verstellparameter in diesem Punkt. Für die lokale Modellbildung haben sich polynomiale Modelle bewährt, bei denen bereits bei der Wahl des Versuchsplans Information über das später verwendete Modell nötig ist. Ein globales Modell umfasst hingegen mehrere Betriebspunkte und die Drehzahl/Last-Kombination wird somit auch variiert (siehe Abb. 5.5). Hier sind auch neuronale Netze zur Modellbildung möglich. Bei globalen Modellen werden vor allem sogenannte „Raumfüllende Versuchspläne“ verwendet, bei denen kein direkter Bezug zur späteren Modellbildung besteht [12].

Es seien an dieser Stelle der herkömmliche, vollfaktorielle Versuchsplan und der D-optimale Versuchsplan erwähnt. Der vollfaktorielle Versuchsplan rastert den gesamten Versuchsraum je nach Anzahl der Faktorstufen ab. Soll aus den Versuchsdaten beispielsweise ein polynomiales Modell fünfter Ordnung gebildet werden, so sind dafür mindestens sechs Faktorstufen notwendig. Bei vier Variationsparameter ergibt sich eine Anzahl von $6^4 = 1296$ Messpunkte. Es ist also leicht ersichtlich, dass der exponentiell ansteigende Applikationsaufwand ab einer gewissen Anzahl an Variationsparameter nicht mehr vertretbar ist. Der D-optimale Versuchsplan füllt den Versuchsraum mit dem Ziel die statistische Sicherheit bei der Bestimmung der Modellkoeffizienten zu maximieren aus. Neben den nötigen Messpunkten zur analytischen Bestimmung des Modells werden immer noch zusätzliche Messpunkte für die statistische Sicherheit in den Versuchsplan aufgenommen. Für die gleiche Modellordnung und Anzahl an Variationsparameter wie im obigen Beispiel ergeben sich beim D-optimalen Versuchsplan nur 120 Messpunkte. In Abb. 5.6 zu sehen ist der dicht mit Messpunkten bepackte vollfaktorielle Versuchsplan

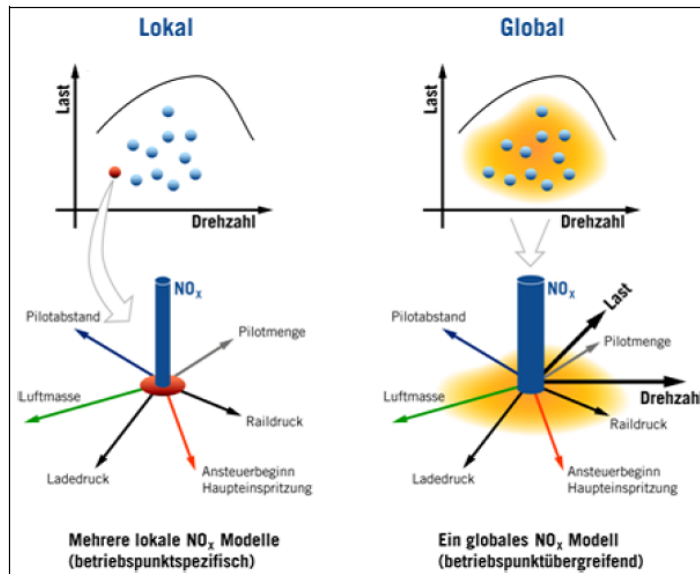


Abbildung 5.5: Lokales vs. globales Modell[13]

und der mit weit weniger Messpunkten auskommende, an die Randbedingungen adaptiv anpassbare D-optimale Versuchsplan.

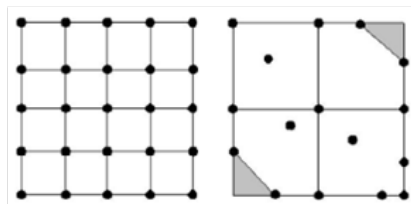


Abbildung 5.6: Vollfaktorieller (links) und D-optimaler Versuchsplan (rechts)

Bei der Optimierung der Steuerzeiten mit Zündzeitpunkt hinsichtlich des inneren Wirkungsgrades η_i wurden folgende Variationsgrößen festgelegt:

- Indizierter Mitteldruck p_i
- Einlass öffnet
- Auslass schließt

Der Zündzeitpunkt wurde bei den Messungen aufgrund des Brennverlaufs wirkungsgradgünstig eingestellt und im Modell als Antwortgröße definiert. Weitere Antwortgrößen sind der innere Wirkungsgrad η_i und die effektive Brennstoffmasse pro Arbeitsspiel $m_{B,Asp}$. Um die Zielgröße η_i zu maximieren, muss die optimale Kombination aus den

Steuerzeiten gefunden werden. Bei der Erstellung des Versuchsplans wurde von polynominalen Modellen 5. Ordnung ausgegangen. Mit CAMEO™ wurde ein D-optimaler Versuchsplan mit sechs Faktorstufen erstellt.

Modellbildung

Zur Modellbildung stehen empirische Modelle basierend auf Polynomen oder neuronalen Netzen zur Auswahl. Neuronale Netze können auch Unstetigkeiten abbilden. Dem D-optimalen Versuchsplan für die Optimierung der Steuerzeiten wurden aber, wie bereits erwähnt, polynomiale Modelle 5. Ordnung vorausgesetzt.

Nach dem Prüfstandslauf ist die Plausibilisierung der Rohdaten notwendig, um sicherzustellen, dass der Versuchsraum gut abgedeckt ist, dass Messausreißer identifiziert werden und dass die Messergebnisse in den Wiederholpunkten reproduzierbar sind. Dazu gibt es in der DoE-Toolbox CAMEO™ verschiedene Werkzeuge.

Bei den polynominalen Modellen werden die Koeffizienten nach der Methode der kleinsten Fehlerquadrate identifiziert. Abbildung 5.7 zeigt beispielhaft ein lineares Regressionsmodell zweiter Ordnung. Der Abstand zwischen dem Messwert und der Regressionskurve wird durch das Residuum e_i angegeben.

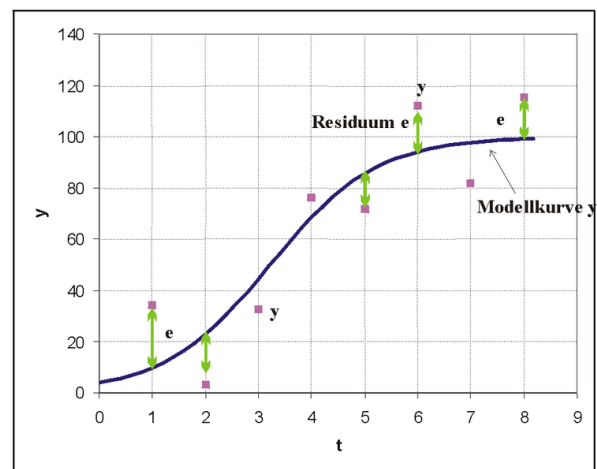


Abbildung 5.7: Regressionskurve – Methode der kleinsten Fehlerquadrate

$$e_i = \hat{y}_i - y_i \quad (5.14)$$

Die Modellkoeffizienten werden so angepasst, dass:

$$\sum_{i=1}^n e_i^2 \Rightarrow \text{Min} \quad (5.15)$$

Das Modellpolynom y in CAMEO™ lautet:

$$y = \beta_0 + \beta_1 \tilde{x}_1 + \dots + \beta_n \tilde{x}_p \quad (5.16)$$

Zur Verfeinerung des Modells wird die schrittweise Regression angewandt. Dabei werden einzelne Modellterme, die statistisch nicht signifikant sind mittels eines Algorithmus entfernt. Durch das Entfernen der unbedeutsamen Modellterme wird die Vorhersagekraft des Modells gesteigert. Gegebenenfalls kann durch Transformation der Messdaten das Modell verbessert werden. Wenn die Messdaten beispielsweise einer e-Funktion folgen, wird diese durch eine logarithmische Transformation über einen quadratischen Ansatz modellierbar.

Zur Beurteilung der Modellqualität berechnet CAMEO™ während der Modellbildung statistische Kenngrößen. So kann schnell eine Aussage darüber getroffen werden, welche Modelle gut sind und welche eine genauere Betrachtung erfordern. Die verschiedenen Bewertungskriterien und deren Kennzahlen sind in [13] nachzulesen.

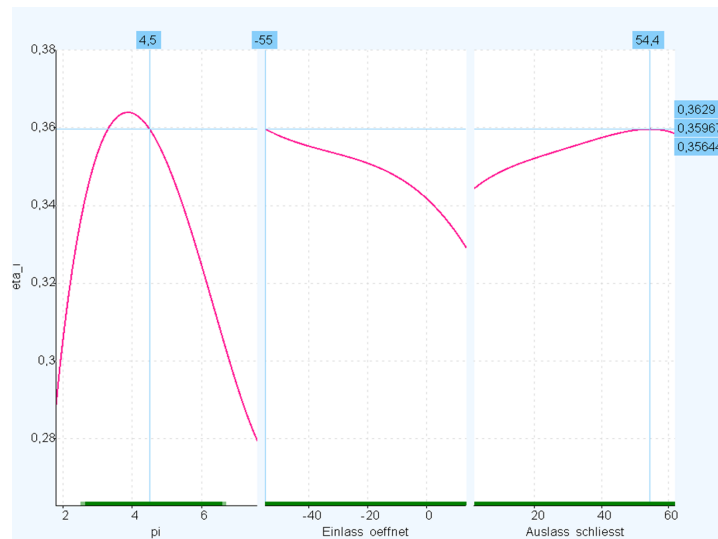


Abbildung 5.8: Intersektionsgrafik: η_i über p_i , Einlassbeginn und Auslassende bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

Für die Darstellung der Modelle stehen in CAMEO™ verschiedene Modi zur Verfügung. An dieser Stelle sei die sogenannte Intersektionsgrafik erwähnt. Die Antwortgrößen werden bei dieser Darstellung über alle Variationsparameter dargestellt. Dabei wird der mehrdimensionale Raum durch Schnitte auf übersichtliche Weise in mehrere 2-dimensionale Darstellungen aufgeteilt. Somit können die Auswirkungen bei der Änderung eines Variationsparameters auf alle Antwortgrößen mit einem Blick erfasst werden, was das Verständnis stärkt. In Abbildung 5.8 zeigt das Ergebnis der Modellbildung in einer Intersektionsgrafik. Es ist sofort ersichtlich, wo die wirkungsgradoptimalen Steuerzeiten bei gegebenem indiziertem Mitteldruck liegen.

Optimierung

Für die Optimierung können Lastpunkte in beliebig feinem Raster definiert werden. Diese erfolgt dann an den definierten Lastpunkten mittels eines Algorithmus. Dabei werden die Variationsparameter so eingestellt, dass die gesuchte Zielgröße für jeden Betriebspunkt ihr Optimum erreicht. Die Suche der richtigen Variationsgrößen kann unter der Vorgabe von Randbedingungen, wie z.B. Emissionsgrenzwerte erfolgen. Das Ergebnis der Optimierung beinhaltet sämtliche Variations- und Antwortgrößen für die jeweiligen Betriebspunkte. In Tabelle 5.1 folgt das Ergebnis der Wirkungsgradoptimierung der Steuerzeiten mit Zündzeitpunkt und dem jeweiligen Massentrom pro Arbeitsspiel $\dot{m}_{B,Asp}$ für verschiedene Betriebspunkte bei einer Drehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$.

Tabelle 5.1: Optimierte Betriebspunkte bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$

BP	p_i	$m_{B,Asp}$	Einlassbeginn	Auslassende	ZZP
[-]	[bar]	[mg/Asp]	[°KW n LWOT]	[°KW n LWOT]	[°KW v ZOT]
1	2,50	9,62	13,7	14,7	16,4
2	2,75	10,25	13,6	13,9	14,9
3	3,00	11,06	9,1	14,9	13,7
4	3,50	12,6	-55,0	53,4	18,5
5	4,00	14,46	-55,0	53,6	14,5
6	4,50	16,61	-55,0	54,4	10,6
7	5,00	19,05	-55,0	55,5	6,8
8	5,50	21,78	-55,0	56,8	3,2
9	6,00	24,77	-55,0	58,4	-0,2
10	6,50	28,15	-55,0	56,7	-3,5
11	7,00	31,88	-48,4	56,1	-6,6
12	7,50	36,18	-41,3	56,0	-8,9

Verifizierung

Die so gewonnenen, optimierten Motorparameter wurden einer stichprobenweise Verifizierung am Motorprüfstand unterzogen. Es konnte eine sehr gute Korrelation festgestellt werden. Es hat sich beispielsweise bestätigt, dass es (bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$) für den Wirkungsgrad günstig ist bei sehr niedrigen Lasten ($p_i \leq 3 \text{ bar}$) mit sehr kleinen, und bei mittleren Lasten ($p_i \geq 3,5 \text{ bar}$) mit sehr großen Ventilüberschneidungen zu fahren (vgl. Tabelle 5.1).

Aus den Untersuchungen geht hervor, dass es für die Motorparametrierung durchaus Sinn macht statistische Versuchsplanung anzuwenden, da so die globalen Maxima mit überschaubarem Aufwand sicher bestimmt werden können. Mit einem globalen Versuchsplan kann die Motorparametrierung im gesamten Teillastbereich erfolgen. Damit kann die Zuordnung vom Drehmomentwunsch auf die Kraftstoffmasse in der Laststeuerung erfolgen. Bei höheren Lasten ist diese Methode aufgrund der Verbrennungsanomalien nicht zielführend.

6 Zusammenfassung – Ausblick

Wasserstoff als Kraftstoff in der Verbrennungskraftmaschine hat neben seinen Vorteilen (Emissionsvorteile, Wirkungsgradpotential) den Nachteil seiner geringen Dichte. Diese erschwert die Speicherung und verkürzt somit die Reichweite des Fahrzeugs. Mit Tanks, bei denen der Wasserstoff tiefkalt gespeichert wird, kann die Reichweite gesteigert werden. Es stellt sich die Frage, welche Brennverfahren für eine Strategie mit kryogenem Tanksystem sinnvoll sind.

Im Rahmen des Projekts H₂CPI, das am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik der TU Graz in Zusammenarbeit mit Industriepartnern durchgeführt wird, soll ein Brennverfahren mit kryogener Saugrohreinblasung an einem aufgeladenen Vollmotor entwickelt und appliziert werden. Dieses Brennverfahren soll vor allem auf Leistung, aber auch hinsichtlich Emissionen (NO_x) und Verbrauch optimiert sein.

Das Hauptaugenmerk der Diplomarbeit liegt auf der experimentellen Brennverfahrensentwicklung zur Leistungssteigerung des aufgeladenen Vollmotors durch kryogene Wasserstoff-Saugrohreinblasung. Zusätzlich wurden Teile des Laststeuerungsmodells zur späteren Bedienung der Motorsteuerung erarbeitet. Die Vollastuntersuchungen wurden am Motor N18B16 von BMW MINI durchgeführt, der im Zuge des Projekts für die kryogene Saugrohreinblasung adaptiert wurde (äußere Gemischbildung, Motorsteuerung).

Mittels der kryogenen H₂-Saugrohreinblasung konnte die Gemischdichte gesteigert werden, womit Leistungsnachteile kompensiert wurden. Es war von besonderem Interesse, wie sich die geringere Gemischtemperatur auf die leistungsbegrenzenden Verbrennungsanomalien (wie z.B. Rückzündungen) auswirkt.

Durch die im Rahmen der Diplomarbeit durchgeführten Vollastuntersuchungen können wichtige Aussagen hinsichtlich der Leistungssteigerung durch die kryogene Saugrohreinblasung getroffen werden:

- Durch die tiefere Gemischtemperatur infolge der kryogenen Einblasung lassen sich zusammen mit anderen Maßnahmen (z.B. innermotorische Kühlung durch späten Einlassbeginn) leistungsbegrenzende Verbrennungsanomalien stark reduzieren. Die Auswirkung der kryogenen Einblasung auf die Leistung kommt vor allem am aufgeladenen Motor sehr stark zu tragen, da hier Verbrennungsanomalien durch die höheren Drücke weit kritischer sind. Es lassen sich am aufgeladenen Motor enorme Leistungssteigerungen, durch Unterbinden von Verbrennungsanomalien, erwirken.

- Der aufgeladene Wasserstoffmotor hat im unteren Drehzahlbereich Probleme bei der Darstellung der gewünschten Last. Aufgrund von Rückzündungen können teilweise keine füllungsoptimalen Steuerzeiten eingestellt werden. Die geringere Abgasenthalpie wirkt sich in Form von weniger Ladedruckangebot auf die Last aus. Die kryogene Einblasung hilft das Low-End-Torque zu verbessern, da die höhere Gemischdichte zu Laststeigerungen führt (durch die Gemischtemperatur und den Ladedruck).
- Die kryogene Einblasung stellt hohe Anforderungen an die Wärmeisolation der Kraftstoffzuleitungen, sowie an die Injektoren.

Unter der Annahme eines Tanksystems bei dem der Kraftstoff kryogen entnommen werden kann, ist das Potential hinsichtlich der genannten Aspekte noch höher einzustufen. Bei einem Flüssigtanksystem ist der Kraftstoff bei seiner Siedetemperatur ($-252,8\text{ °C}$ bei 1,013 bar) gespeichert. Mit der im Projekt verwendeten Kraftstoffkühlung können Einblasetemperaturen von maximal -180 °C dargestellt werden.

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass sich mit der kryogenen Saugroheinblasung als Gemischbildungsvariante durchwegs attraktive Brennverfahren hinsichtlich Leistung, Verbrauch und Emissionen umsetzen lassen. Die Gemischbildungsvariante CPI stellt also von den motorischen Gesichtspunkten her eine sehr interessante Option dar.

Literaturverzeichnis

- [1] International Energy Agency: „*Share of total energy supply. Consumption of oil products.*“, <http://www.iea.org/statist/index.htm>, Stand: Juli 2010
- [2] Eichlseder H., Klell M.: „*Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik*“, Vieweg + Teubner, 2008
- [3] Eichlseder H.: „*Verbrennungskraftmaschinen Vertiefte Ausbildung*“, Skriptum, VKM-THD TU Graz, 2005
- [4] Eichlseder H.: „*Thermodynamik*“, Skriptum, VKM-THD TU Graz, 2005
- [5] NIST (National Institute of Standards and Technology): „*REFPROP, Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties*“, Software, Standard Reference Database 23, Version 8.0
- [6] BMW AG München: „*Technisches Training. Produktinformation. N16/N18*“, Stand: August 2009
- [7] Brenn G., Meile W.: „*Strömungslehre und Wärmeübertragung 1*“, Skriptum, Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung TU Graz, 2006
- [8] Bosch: „*Sensoren im Kraftfahrzeug*“, Ausgabe 2007
- [9] Pischinger R., Klell M., Sams T.: „*Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine - Der Fahrzeugantrieb*“, Springer, 2002
- [10] Eichlseder H., Klüting M., Piock W.: „*Grundlagen und Technologien des Ottomotors - Der Fahrzeugantrieb*“, Springer, 2008
- [11] Leitner D.: „*Hocheffizienter, schadstoffarmer H_2 - Turbomotor als leistungsstarker Fahrzeugantrieb*“, Dissertation in Arbeit, Stand 2010
- [12] Kögeler H. M.: „*Statistische Versuchsplanung*“, Skriptum, VKM-THD TU Graz, 2010
- [13] AVL List GmbH „*AVL CAMEOTM Users 's Guide V3.3*“, Stand: November 2009

Tabellenverzeichnis

2.1	Bewertungsmatrix der Potentiale der Gemischbildungsvarianten	8
2.2	Stoffeigenschaften von H ₂ im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen [2]	9
3.1	Technische Daten N18B16 [6]	14
3.2	Thermische Eigenschaften von TECASINT 1011 vs. Aluminium	16
3.3	Temperatur- und Druckmessung (langsame Messdaten)	32
5.1	Optimierte Betriebspunkte bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$	95

Abbildungsverzeichnis

1.1	H ₂ -Motorenforschung am IVT der TU Graz	2
2.1	Vergleich der thermodynamischen Wirkungsgrade	5
2.2	Stickoxide über Luftverhältnis [2]	6
2.3	Gemischheizwert über Temperatur bei $p = 1,013$ bar und $\lambda = 1$ [5]	7
3.1	Schematischer Aufbau des Prüfstands	11
3.2	Motorprüfstand in Tandemanordnung	12
3.3	N18B16 BMW Mini	13
3.4	Injektoreinheit	15
3.5	Einfluss des Materials der Injektoreinheit auf das Abkühlverhalten	15
3.6	Düseneinsatz	16
3.7	Sprunghaftes Driften im Mitteldruck	17
3.8	Totvolumenverkleinerung am Injektor	18
3.9	Varianten zur Vermeidung von Lufteintritt zum Injektor	19
3.10	Injektorstrom	20
3.11	Schaltplanübersicht der Motorsteuerung	22
3.12	Aufbau des Kühlsystems	24
3.13	Schnittbild des Kryobehälters	25
3.14	Einfluss der Zuleitungslänge x und des Kraftstoffmassenstroms \dot{m} auf die mittlere Kraftstofftemperatur (qualitative Darstellung)	26
3.15	Leistung vs. Railtemperatur	27
3.16	Druckversorgung	28
3.17	Pumpstrom I_p einer Breitband-Lambdasonde über λ [8]	31
3.18	Indiziergrößen	34
4.1	Gewünschte Vollastkurve	38
4.2	Verbrennungsanomalien	39
4.3	Einfluss der Druckverhältnisse bei Ventilüberschneidungen auf das Rückzünden	41
4.4	Darstellbare Ventilhubverläufe mit VVT und VANOS	42
4.5	Temperaturänderung des Gases bei isentroper Expansion	43
4.6	Zylinderdruckverläufe mit $h_V = 8$ mm vs. $h_V = 9,1$ mm, $n = 2000$ min ⁻¹ , $\lambda = 1,5$	44

4.7	Laststeigerung durch späten Einlassbeginn, $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $\varepsilon = 10,4$. . .	44
4.8	Einfluss des Ventilhubes auf die Größen Luftaufwand, Wirkungsgrad und Drehmoment bei voller Ventilspreizung	45
4.9	Einfluss des Zündzeitpunkts auf Verbrennungsanomalien	46
4.10	Modellvorstellung zur Berechnung der Gemischtemperatur	49
4.11	Grundsätzliche Abhängigkeiten der Gemischtemperatur und Auswirkung auf den Gemischheizwert	50
4.12	Einfluss der Einblasetemperatur am realen Saugmotor	52
4.13	Laststeigerung am realen Saugmotor durch erhöhten Luftaufwand und Wirkungsgrad	52
4.14	Gastemperatur in der Verdichtungsphase	53
4.15	„Kaltfahren“ am aufgeladenen Motor	54
4.16	Volllastpotential am Fahrzeug mit Flüssigtank [11]	55
4.17	Einfluss des Einblasebeginns im Kryobetrieb auf die Last	56
4.18	Gegenüberstellung der erreichten Volllastkurven mit kryogener bzw. warmer Einblasung im Vergleich zur gewünschten Volllastkurve	58
4.19	Volllastkurve mit kryogener Wasserstoffeinblasung	60
4.20	Lastoptimum bei $\lambda = 1,3$ vs. Betriebspunkt bei $\lambda = 1,1$ ($n = 1000 \text{ min}^{-1}$, Ventilüberschneidung)	61
4.21	„Kryogene -“ und „warme Volllastkurve“ bei $\lambda = 1$ vs. gewünschter Volllastkurve	63
4.22	Volllastkurve bei $\lambda = 1$ und kryogener Einblasung mit den dazugehörigen MFB 50 Punkten	64
4.23	Maßnahme der tieferen Ladelufttemperatur zur Erreichung tieferer Gemischtemperaturen	65
4.24	Prinzip der Laststeuerungsstrategien zwischen Magerbetrieb (NO_x -frei) und $\lambda = 1$ -Betrieb (NO_x -frei)	67
4.25	Analyse der Umschaltstrategien bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 6 \text{ mm}$	67
4.26	Vergleich der NO_x -Emissionen der Umschaltstrategien bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 6 \text{ mm}$	68
4.27	Wirkungsgradvergleich der Umschaltstrategien	69
4.28	Vergleich der Magervolllast (NO_x -frei) mit der Volllast bei $\lambda = 1$ (NO_x -frei)	70
4.29	Zündhaken in der Magervolllast bei $n = 3000 \text{ min}^{-1}$, $h_V = 8 \text{ mm}$	71
4.30	Auswirkung eines „späten“ Zündzeitpunktes auf den Wirkungsgrad und die Magervolllast	71
4.31	Vergleich des Zündhakens in der Magervolllast zwischen kryogener und warmer Einblasung	73
4.32	Wirkungsgradvergleich zwischen kryogener und warmer Einblasung	74
4.33	Simulation der Wirkungsgradverschlechterung infolge eines verringerten Verdichtungsverhältnisses [11]	76
4.34	Simulation der Auswirkung des Verdichtungsverhältnisses auf den effektiven Mitteldruck [11]	77

4.35	Isentrope Expansion bei verschiedenen Verdichtungsverhältnissen	78
4.36	Weiter Maßnahmen zur Erreichung der gewünschten Vollast	79
5.1	Drehmomentbasierte Funktionsstruktur [10]	83
5.2	Modell für die Laststeuerung	84
5.3	System Kraftstoffzumessung	86
5.4	Intersektionsgrafik: Einblasedauer t_e über Kraftstoffmasse pro Arbeits- spiel $\dot{m}_{B,Asp}$, Drehzahl n und Kraftstofftemperatur T_{Rail} bei $p_{Rail} = \text{konstant}$	89
5.5	Lokales vs. globales Modell[13]	92
5.6	Vollfaktorieller (links) und D-optimaler Versuchsplan (rechts)	92
5.7	Regressionskurve – Methode der kleinsten Fehlerquadrate	93
5.8	Intersektionsgrafik: η_i über p_i , Einlassbeginn und Auslassende bei $n =$ 1000 min^{-1}	94