



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DISSERTATION

**Wirkungsgradsteigerung am Ottomotor durch
Kraftstoffreformierung mit Abgas**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

Associate Prof. Dr. techn. Peter Hofmann

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Georg Klinglmayr



Erstgutachter: Prof. Dr. Ernst Pucher
Zweitgutachter: Prof. Dr. Michael Harasek
Tag des Rigorosums: 12. Juni 2023

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Wirkungsgradsteigerung am Ottomotor durch Kraftstoffreformierung mit Abgas

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Dissertation nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Dissertationsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 12. Juni 2023 _____

Georg Klinglmayr

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien, im Zuge eines durch den Klima- und Energiefonds der österreichischen Bundesregierung geförderten Projektes.

Mein besonderer Dank gilt Hr. Institutsvorstand Prof. Dr. techn. Bernhard Geringer für die Möglichkeit und das Vertrauen, mich dieser Forschungstätigkeit an seinem Institut widmen zu dürfen.

Hr. Associate Prof. Dr. techn. Peter Hofmann danke ich für die Betreuung des Projekts, die Vielzahl an wertvollen Diskussionen und seine unermüdliche Unterstützung.

Ein weiterer Dank geht an meine Kommilitonen am Institut. Hierbei möchte ich vor allem meinen Bürokollegen Nikola Bobicic, Rudolf Krizan, Christian Junger und Alexander Heimann für die unzähligen und oftmals späten Diskussionen und Ratschläge danken.

Dem Personal der institutseigenen Werkstatt danke ich für die Unterstützung der Auf- und Umbauarbeiten sowohl an den Prüfständen als auch an den Motoren. Ihre Empfehlungen waren von unschätzbarem Wert und konnten wertvolle Zeit sparen.

Meiner Familie möchte ich für den kompromisslosen Rückhalt und die jahrelange Unterstützung, auf die ich mich immer verlassen konnte, aus vollem Herzen danken. Sie ermöglichte mir den Zugang zu dieser exzellenten Ausbildung an der Technischen Universität Wien.

Kurzfassung

Neben dem fortschreitenden Bestreben nach klimafreundlicher, CO₂-neutraler Mobilität der Gesellschaft und zunehmenden Emissionsrestriktionen durch die Gesetzgebung bekommt der Verbrennungsmotor Konkurrenz durch eine steigende Anzahl an alternativen Antrieben. Um in diesem Feld auch zukünftig noch attraktiv zu sein, ist ein weiteres Streben nach höheren effektiven Wirkungsgraden von Verbrennungskraftmaschinen unabdingbar.

Letzte Entwicklungsschritte bei Ottomotoren umfassten Maßnahmen wie Miller-/Atkinson-Steuerzeiten, VTG-Turboaufladung, Zylinderdeaktivierung oder externe gekühlte Abgasrückführung. Mit der Integration und Erweiterung einer externen Abgasrückführung am Ottomotor ergibt sich die Möglichkeit, eine weitere Verbrauchsabsenkung durch Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie zu erzielen.

In der vorliegenden Arbeit wird gezeigt, welche maximalen effektiven Wirkungsgrade sich an einem 1.5 l Turbo-Ottomotor durch Verdichtungsanhebung und Abgasrückführung in Kombination mit Kraftstoffreformierung bei stöchiometrischem Luft/Kraftstoff-Verhältnis erzielen lassen. Der Fokus liegt dabei auf der Kraftstoffreformierung. Ziel dieser Arbeit ist es eine Reformereinheit in eine externe gekühlte AGR-Strecke zu integrieren und anhand von experimentellen Untersuchungen aufzuzeigen, in welchem Ausmaß der effektive Wirkungsgrad bei AGR-Betrieb durch eine zusätzliche Reformereinheit angehoben werden kann. Zudem soll gezeigt werden, unter welchen Betriebsbedingungen die Reformereinheit den effektiven Wirkungsgrad auf ein Maximum steigert und wo die Grenzen einer sinnvollen Anwendung der Reformierung am ausgewählten Versuchsträger liegen. Neben handelsüblichem Benzin (E5) wird die Kraftstoffreformierung zusätzlich mit Methanol und Ethanol untersucht und die Eignung dieser Kraftstoffe dargestellt. Der Untersuchungsbereich beschränkt sich dabei auf einen engen Kennfeldbereich um den Sweet-Spot. Dies ist mit einer möglichen Anwendung in einem Hybridantriebsstrang, mit einem Betrieb bei geringem spez. Kraftstoffverbrauch (Lastpunktverschiebung), zu begründen.

Aus den experimentellen Untersuchungen geht hervor, dass sich durch eine alleinige Verdichtungsanhebung von $\epsilon = 12,5$ auf $13,3$ der maximale Wirkungsgrad nur marginal anheben lässt. Eine deutlich stärker ausgeprägte Wirkungsgradsteigerung wird in aufgeladenen Betriebsbereichen mit der Verwendung von gekühltem, extern rückgeführtem Abgas in einer Niederdruckkonfiguration erzielt. Die höchsten effektiven Wirkungsgrade am Versuchsträger werden durch Kraftstoffreformierung mit Methanol generiert und erzielen Werte, die einer Wirkungsgradsteigerung von 6,4 % gegenüber Serienkonfiguration entsprechen.

Ergänzend zu den experimentellen Untersuchungen wird ein Motormodell in GT-Power erstellt und eine TPA (Three Pressure Analysis) durchgeführt. Damit können die innermotorischen Vorgänge besser aufgezeigt und die Wirkmechanismen bei der Kraftstoffverbrauchssenkung analysiert werden (Verlustanalyse).

Abstract

In addition to society's progressive efforts towards climate friendly, CO₂-neutral mobility and increasing emission restrictions through legislation, the internal combustion engine is facing competition from an increasing number of alternative drives. In order to remain attractive in this field, further striving for higher effective efficiencies of internal combustion engines is essential.

The latest development steps in Otto engines included measures such as Miller-/Atkinson control times, VNT turbocharging, cylinder deactivation and externally cooled exhaust gas recirculation. With the integration and extension of an external exhaust gas recirculation in the gasoline engine, there is the possibility of achieving a further reduction in fuel consumption through fuel reforming with exhaust gas energy.

This work shows the maximum effective efficiencies that can be achieved in a 1.5 l turbocharged gasoline engine by increasing compression ratio and exhaust gas recirculation in combination with fuel reforming at a stoichiometric air/fuel ratio. The focus is on the fuel reformation. The aim of this doctoral dissertation is to integrate a reformer unit into an externally cooled EGR line and to show, based on experimental investigations, to what extent the effective efficiency during EGR operation can be increased by an additional reforming unit. In addition, it should be shown under which operating conditions the reformer unit increases the effective efficiency to a maximum and where the limits of a sensible application of the reformer on the selected test engine lie. In addition to commercial gasoline (E5), fuel reforming is also examined with methanol and ethanol and the suitability of these fuels for reforming is demonstrated. The examination area was limited to a narrow area around the sweet spot. This is due to a possible application in a hybrid drive train in areas with low specific fuel consumption (load point shift).

The experimental investigations show that an increase in compression ration from $\epsilon = 12,5$ to $13,3$ increases the maximum efficiency only marginally. A significantly more pronounced increase in efficiency is achieved in supercharged operating ranges with the use of externally recirculated and cooled exhaust gas in a low-pressure configuration. The highest effective efficiencies on the tested engine are generated by fuel reforming with methanol and achieve values that corresponded to an increase in efficiency of 6,4 % compared to the series configuration.

In addition to the experimental investigations, a TPA (three pressure analysis) simulation is created in order to evaluate the efficiency-increasing effects to a loss analysis.

Abkürzungsverzeichnis

Allgemeine Abkürzungen

AGR	Abgasrückführung
atm	Atmosphäre
dampff.	dampfförmig
DI	direct injection
e	Eulersche Zahl
E5	Benzin mit einem Ethanolgehalt von 5 %
ECU	Engine Control Unit
EGR	Exhaust gas recirculation
FES	Frühes Einlassventil Schließen
FID	Flammenionisationsdetektor
FTIR	Fourier-Transform-Infrarot
Glg.	Gleichung
HD	Hochdruck
Kat.	Katalysator
konv.	konvertiert
KS	Kraftstoff
KS_Ref.	Reformerkraftstoff
KS_Zyl.	Zylinderkraftstoff
LLK	Ladeluftkühler
LMM	Luftmassenmesser
LWUT	unterer Totpunkt nach dem Ladungswechsel
max.	maximal
MPI	multi-point injection
NA	naturally aspirated
ND	Niederdruck
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
OT	oberer Totpunkt
Pkt.	Punkt
PKW	Personenkraftwagen
ppm	parts per million
R4	4-Zylinder Reihenmotor
Ref.	Reformer
rel.	relativ

RG	Reformatgas
RON, ROZ95	Kraftstoff mit einer Oktanzahl von 95
SAE	Society of Automotive Engineers
SES	Spätes Einlassventil Schließen
Sim.	Simulation
TKE	turbulente kinetische Energie
TPA	three pressure analysis
UT	unterer Totpunkt
vari.	variabel
VNT	variable nozzle turbine
VTG	variable Turbinengeometrie
VW	Volkswagen
WLTC	worldwide harmonized light vehicles test cycle
ZOT	oberer Totpunkt zum Zündzeitpunkt
Zyl.	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt

chemische Kurzzeichen

C	Kohlenstoff
C ₂ H ₅ OH	Ethanol
CH ₃ OH	Methanol
CH ₄	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
CO ₂ _Abg.	CO ₂ -Konzentration im Abgas
CO ₂ _Saug.	CO ₂ -Konzentration im Saugrohr
CO ₂ _Umg.	CO ₂ -Konzentration in der Umgebung
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoff
N ₂	Stickstoff
Ni	Nickel
NO _x	Stickoxide

Technische Abkürzungen

$^{\circ}\text{KWnZOT}$	[$^{\circ}\text{KW}$]	Kurbelwinkel nach dem Zünd-OT
$^{\circ}\text{KWvZOT}$	[$^{\circ}\text{KW}$]	Kurbelwinkel vor dem Zünd-OT
$^{\circ}\text{KWnLWOT}$	[$^{\circ}\text{KW}$]	Kurbelwinkel nach dem Ladungswechsel-OT
BSFC	[g/kWh]	spezifischer Kraftstoffverbrauch
CA0-10	[$^{\circ}\text{KW}$]	Zündverzugsdauer
CA10-90	[$^{\circ}\text{KW}$]	Brenndauer
COV_{pmi}	[%]	Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks
C_{pi}	[J/kgK]	Spezifische Wärmekapazität von i
H_{ui}	[J/kg]	unterer Heizwert von i
K	[K]	Kelvin
M	[Nm]	Drehmoment
MFB5%	[$^{\circ}\text{KW}$]	Brennbeginn
MFB50%	[$^{\circ}\text{KW}$]	Verbrennungsschwerpunktlage
MFB90%	[$^{\circ}\text{KW}$]	Brennende
\dot{m}_i	[kg/s]	Massenstrom von i
M_i	[g/mol]	Molmasse von i
m_{Zyl}	[kg]	Ladungsmasse im Zylinder
$m_{\text{Zyl_AGR}}$	[kg]	AGR-Masse im Zylinder
$m_{\text{Zyl_Luft}}$	[kg]	Luftmasse im Zylinder
n	[min^{-1}]	Drehzahl
P_{eff}	[W]	effektive Leistung
P_i	[W]	indizierte Leistung
p_{me}	[bar]	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	[bar]	indizierter Mitteldruck
p_{mr}	[bar]	Reibmitteldruck
$p_{\text{Saug.}}$	[mbar]	Saugrohrdruck
\dot{Q}_i	[W]	Wärmestrom von i
Q_B	[J]	Kraftstoffenergie
QG	[cm]	quenching gap
Q_w	[J]	Wandwärmeenergie
S/F	[mol/mol]	Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis (Steam/Fuel)
S/C	[mol/mol]	Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis (Steam/Carbon)
S/E	[mol/mol]	Wasserdampf/Ethanol-Verhältnis (Steam/Ethanol)

S/M	[mol/mol]	Wasserdampf/Methanol-Verhältnis (Steam/Methanol)
$T_{nAnlage}$	[°C]	Temperatur nach der Reformieranlage
T_{nKat}	[°C]	Temperatur nach dem Katalysator
T_{R-Kat_i}	[°C]	Reformerkatalysatortemperatur bei i mm
t_{sz}	[sek]	Zeitpunkt der Selbstzündung
T_{vKat}	[°C]	Temperatur vor dem Katalysator
$T_{vRef.}$	[°C]	Temperatur vor dem Reformerkatalysator
V_c	[dm ³]	Kompressionsvolumen
V_h	[dm ³]	Hubvolumen
v_i	[Vol. %]	Konzentration von i
V_{KV}	[dm ³]	Kompressionsverzugvolumen
w_i	[-]	Massenanteil von i
Δh_R	[kJ/mol]	Reaktionsenthalpie
ΔH_V	[kJ/kg]	Verdampfungsenthalpie
$\Delta \eta_g$	[%]	Gütegrad als Summe von Einzelverlusten
$\Delta \eta_{Leck}$	[%]	Verluste durch Leckage
$\Delta \eta_{LW}$	[%]	Verluste durch den Ladungswechsel
$\Delta \eta_{rL}$	[%]	Verluste durch reale Ladung
$\Delta \eta_{rV}$	[%]	Verluste durch reale Verbrennung
$\Delta \eta_{uV}$	[%]	Verluste durch unvollkommene Verbrennung
$\Delta \eta_{Ww}$	[%]	Verluste durch Wandwärme
ε	[-]	Verdichtungsverhältnis
ε_{eff}	[-]	effektives Verdichtungsverhältnis
ε_{geo}	[-]	geometrisches Verdichtungsverhältnis
η_{eff}	[%]	effektiver Wirkungsgrad
η_g	[%]	Gütegrad
η_{gl}	[%]	Gleichraumgrad
$\eta_{gl,\varphi}$	[%]	Gleichraumgrad in Abh. vom Kurbelwinkel
η_i	[%]	indizierter Wirkungsgrad
η_m	[%]	mechanischer Wirkungsgrad
η_{Refo}	[%]	Reformierungswirkungsgrad
$\eta_{th,V}$	[%]	thermodynamischer Wirkungsgrad (Gleichraum)
η_v	[%], [-]	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
η_{vR}	[%]	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors mit realer Ladung
K	[-]	Isentropenexponent

λ	[-]	Luftverhältnis
τ	[sek]	Selbstzündungszeit
φ	[°KW]	Kurbelwinkel
ω	[rad/sek]	Winkelgeschwindigkeit

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation/Fragestellung	1
1.2	Überblick	2
2	Grundlagen und Stand der Technik	3
2.1	Wirkungsgrad des Ottomotors	3
2.1.1	Verlustteilung von Ottomotoren.....	4
2.1.2	Einfluss auf den mechanischen Wirkungsgrad	11
2.1.3	Einfluss auf den Gütegrad	12
2.2	Verdichtungserhöhung	15
2.3	Miller-Brennverfahren	18
2.4	Gekühlte Abgasrückführung am Ottomotor	23
2.4.1	Aufbau und Funktionsweise	23
2.4.2	Einfluss auf den Brennverlauf	24
2.4.3	Einfluss einer AGR auf die innermotorische Schadstoffbildung	27
2.4.4	AGR-Systeme an ausgeführten Ottomotoren	28
2.5	Kraftstoffreformierung.....	29
2.5.1	Chemie der Kraftstoffreformierung.....	31
2.5.2	Heizwertsteigerung durch Kraftstoffreformierung.....	36
2.5.3	Aktuelle Untersuchungsergebnisse.....	37
2.5.4	Gestaltung von Reformersystemen.....	41
2.5.5	Wirkung der Reformierungsprodukte auf die motorische Verbrennung	42
2.6	Hybrid-Betrieb von Ottomotoren	47
2.6.1	Lastpunktverschiebung	47
2.7	Zielsetzung und Neuerungen	49
3	Methodik	51
3.1	Methodik der experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand	51

3.1.1	Versuchsträger und Messtechnik.....	52
3.1.2	Basisuntersuchung	53
3.2	Three Pressure Analysis	60
4	Ergebnisse und Diskussion der Basisuntersuchung	62
4.1	Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Wirkungsgrad, Abgastemperatur und thermische Abgasenergie	62
4.2	Serienkennfeldvermessung	65
4.3	Wirkungsgradsteigerung durch Verdichtungserhöhung	67
4.4	Wirkungsgradsteigerung durch gekühlte Niederdruck-Abgasrückführung... ..	69
4.5	Charakterisierung der Kraftstoffreformierung	74
4.5.1	Reformierung in einem effizienten AGR-Betriebspunkt.....	75
4.5.2	Kraftstoffreformierung bei unterschiedlicher Abgastemperatur	80
4.6	Fazit der Basisuntersuchung	83
5	Maximierung des Wirkungsgrades durch Kraftstoffreformierung mit Methanol ..	84
5.1	Wirkungsgradsteigerung bei hoher AGR-Rate	84
5.1.1	Einfluss der Reformierungsprodukte auf die Verbrennung	86
5.1.2	Energetische Betrachtung der Kraftstoffreformierung	92
6	Gegenüberstellung der Verlustteilungen	100
7	Zusammenfassung.....	107
8	Literaturverzeichnis	109

1 Einleitung

Die von Gesellschaft und Politik forcierte Energiewende zur CO₂-Neutralität hat die Automobilindustrie in den vergangenen Jahren nachhaltig geprägt, sowie zu signifikanten Effizienzsteigerungen von Verbrennungskraftmaschinen und zur Entwicklung von elektrifizierten Antriebssträngen geführt. Neben einer deutlich zunehmenden Hybridisierung der Antriebsstränge steigt die Anzahl an batterieelektrischen Fahrzeugen auf den Straßen. Das führt zu einer breiteren Vielfalt an Auswahlmöglichkeiten von Antriebskonzepten und erhöht dementsprechend den Wettbewerbsdruck unter diesen. Die kontinuierliche Optimierung dieser Antriebskonzepte gab den Impuls für die vorliegende Arbeit, eine weitere Wirkungsgradsteigerung am Ottomotor aufzuzeigen. Aufgrund der fortschreitenden Elektrifizierung von Antriebssträngen ist davon auszugehen, dass der Ottomotor in Kombination mit einer elektrischen Maschine - als Hybridsystem - zukünftig weiterhin von Bedeutung sein wird. Damit ist es unerlässlich, möglichst hohe Wirkungsgrade an Verbrennungskraftmaschinen zu erzielen bzw. diese hohen Wirkungsgrade gegenüber anderen Antriebsformen und zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen weiterhin zu steigern, um wettbewerbsfähig zu bleiben.

1.1 Motivation/Fragestellung

Da ein wesentlicher Teil der dem Motor zugeführten chemischen Energie diesen über das Abgas verlässt, liegt es nahe, sich dieser Abgasenergie zu bedienen, um daraus eine weitere Wirkungsgradsteigerung zu generieren. Eine dafür in Frage kommende Maßnahme ist die Kraftstoffreformierung. Es handelt sich dabei um einen thermochemischen Prozess, bei dem durch Reformierungsreaktionen zwischen Abgas und Kraftstoff H₂- und CO-haltiges Synthesegas generiert wird. Wissenschaftliche Untersuchungen dazu hat es vielfach gegeben, mehrheitlich beschränken sich diese jedoch auf Synthesegasprüfstände. Darin wird angeführt, dass es bei optimalen Prozessbedingungen zu einer Heizwertsteigerung der Reaktionsprodukte im Vergleich zum eingesetzten Kraftstoff kommen kann. Darüber hinaus stabilisiert der generierte Wasserstoff die innermotorische Verbrennung (durch die hohe laminare Flammengeschwindigkeit), wodurch bei AGR-Betrieb die Laufruhe des Motors begünstigt wird oder sich die AGR-Verträglichkeit erweitern lässt. Die Effizienz der Reformierung ist dabei abhängig von der Prozesstemperatur, dem verwendeten Kraftstoff und dem Katalysator.

Aus diesem theoretischen Ansatz und der geringen praktischen Erfahrung ergibt sich die Motivation, eine Reformierungsanlage zu entwickeln und das Verhalten bzw. die Interaktion mit dem Verbrennungsmotor zu untersuchen.

1.2 Überblick

Im nachfolgenden Kapitel 2 sind jene Grundlagen angeführt, die für ein Verständnis der vorliegenden Arbeit erforderlich sind. Dabei werden Einflüsse auf den effektiven Wirkungsgrad erläutert und die in den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit getroffenen Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung beschrieben. Zudem wird ein aktueller Stand der Technik mit Beispielen aus Serienanwendungen oder aktuellen Forschungsarbeiten der jeweiligen Maßnahmen angeführt.

Kapitel 3 umfasst die Methodik der vorliegenden Arbeit. Darin wird der Motorprüfstand, die Vorgehensweise bei den experimentellen Untersuchungen, die energetische Beschreibung bei Reformierungsbetrieb und die Verbrennungssimulation in GT-Suite beschrieben.

In Kapitel 4 sind experimentelle Untersuchungen angeführt, die wirkungsgradsteigernde Maßnahmen umfassen und eine Basis für die Reformierungsuntersuchungen, zur Maximierung des effektiven Wirkungsgrades, bilden. Neben den Einflüssen von Verdichtungserhöhung und gekühlter Abgasrückführung werden darin unterschiedliche Kraftstoffe bezüglich ihrer Eignung zur Reformierung mit Abgas in ausgewählten Betriebspunkten gegenübergestellt.

Die aus der Basisuntersuchung generierten Erkenntnisse werden in Kapitel 5 herangezogen, um den effektiven Wirkungsgrad des Versuchsträgers auf ein Maximum zu steigern. Jener Betriebspunkt mit größtem Potential zur Effizienzsteigerung wird ausgewählt und die Kraftstoffreformierung mit Abgas in diesem Betriebspunkt detailliert untersucht.

Kapitel 6 stellt Simulationsergebnisse vor, in dem anhand einer TPA (three pressure analysis) Verlustanalysen der untersuchten effizienzsteigernden Maßnahmen gegenübergestellt werden.

Kapitel 7 fasst sämtliche in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse und Erkenntnisse zusammen und gibt einen Ausblick zu weiteren Optimierungsmaßnahmen für die Kraftstoffreformierung.

2 Grundlagen und Stand der Technik

In diesem Kapitel wird auf die Grundlagen von Verbrennungsmotoren eingegangen, die für das Verständnis dieser Arbeit erforderlich sind. Zuerst werden die wichtigsten motorspezifischen Grundlagen mit Fokus auf die Verlustteilung von Ottomotoren erläutert. In den darauffolgenden Kapiteln 2.2 - 2.5 werden wirkungsgradsteigernde Maßnahmen erklärt. Diese umfassen das Anheben vom Verdichtungsverhältnis, Miller-Steuerzeiten, Ladungsverdünnung durch Abgas und Kraftstoffreformierung. Weil sich die experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit auf einen eingeschränkten Kennfeldbereich um den Sweet-Spot des Versuchsträgers beschränken, wird in Kapitel 2.6 auf Grundlagen zum Hybrid-Betrieb von Ottomotoren eingegangen.

Das stetige Bestreben nach effizienteren Verbrennungskraftmaschinen hat in den vergangenen Jahrzehnten das Downsizing in den Fokus von Automobilherstellern gerückt. Darunter versteht man den Wandel von großvolumigen Motoren hin zu kleineren Hubvolumina oder geringerer Zylinderanzahl, bei gleichbleibender Leistung durch Maßnahmen wie Abgasturboaufladung, Direkteinspritzung und variable Ventiltriebe. Diese Downsizing-Maßnahmen werden mit der Absicht auf optimale Effizienz bzw. Emissionsreduktion sukzessive um weitere Freiheitsgrade im Ventiltrieb, der Abgasaufladung, im Verdichtungsverhältnis oder einer Abgasrückführung erweitert. Mit der fortschreitenden Elektrifizierung von Antriebssträngen ergeben sich zudem weitere Freiheitsgrade durch Hybridisierung/Betriebsstrategien von Fahrzeugantrieben.

2.1 Wirkungsgrad des Ottomotors

Wird der Gleichraumprozess als idealer Vergleichsprozess für die Bewertung des Wirkungsgradpotentials eines Ottomotors herangezogen, so lässt sich davon ableiten, dass der thermodynamische Wirkungsgrad lediglich vom Isentropenexponent des Gases und dem Verdichtungsverhältnis des Motors abhängt und sich mit steigendem Verdichtungsverhältnis und Isentropenexponent erhöht, siehe Glg. (1).

$$\eta_{th,v} [\%] = \left(1 - \frac{1}{\epsilon^{K-1}}\right) * 100 \quad (1)$$

$\eta_{th,v}$	thermodynamischer Wirkungsgrad, Gleichraumprozesses [%]
ϵ	Verdichtungsverhältnis [-]
K	Isentropenexponent [-]

Beim Gleichraumprozess handelt es sich um eine idealisierte Betrachtung, bei der Vereinfachungen getroffen werden.

2.1.1 Verlustteilung von Ottomotoren

Zur Beurteilung der Effizienz eines realen Motors wird die Verlustanalyse angewendet. Durch die Verlustanalyse ist man in der Lage, theoretisch vermeidbare Einzelverluste zu quantifizieren. Abbildung 1 zeigt eine schrittweise Annäherung, ausgehend vom idealen Gleichraumprozess, über mehrere Einzelverluste hin zum realen p-V-Diagramm.

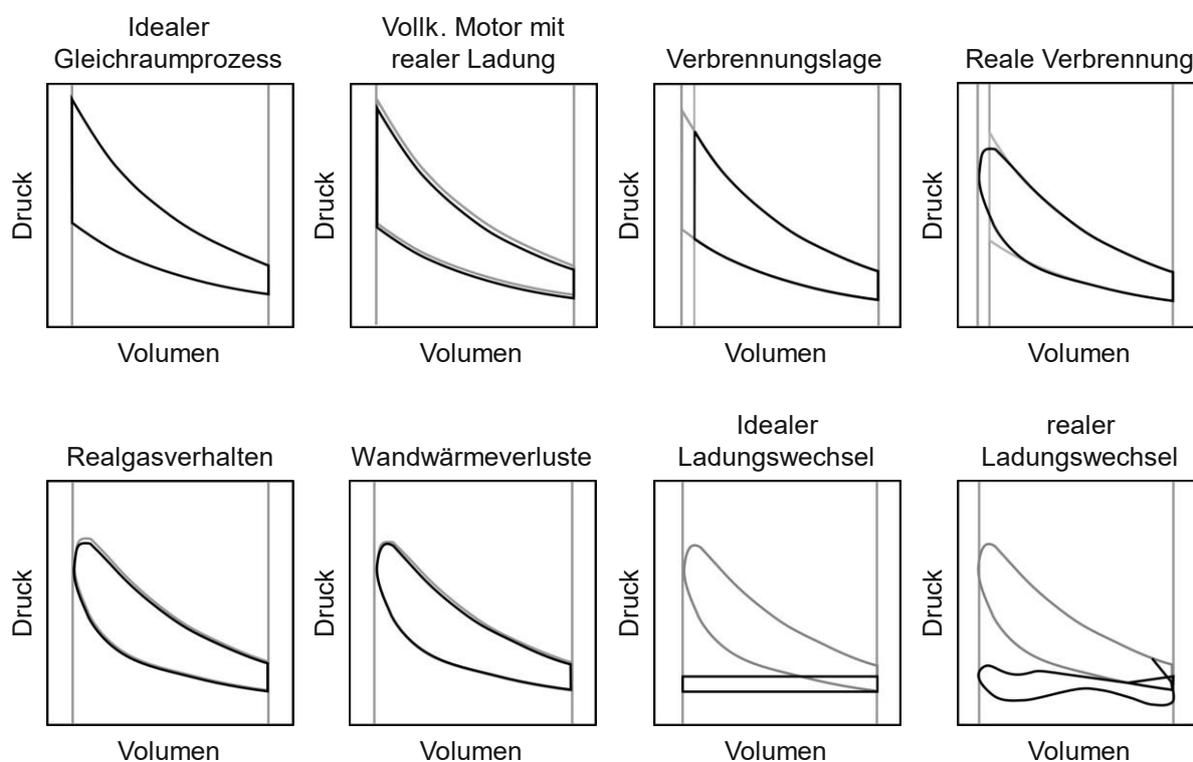


Abbildung 1: Gegenüberstellung der einzelnen Vergleichsprozesse der Verlustanalyse. [1]

Dem Idealprozess folgt in der Verlustanalyse der vollkommene Motor mit realer Ladung. Dieser ist dem zu analysierenden Motor geometrisch gleich und berücksichtigt die reale Ladungsmasse, deren Zusammensetzung mit temperaturabhängigen spezifischen Wärmekapazitäten, sowie dem Zylinderdruck und der Temperatur beim Schließen der Einlassventile. Gleich wie beim idealen Gleichraumprozess wird am vollkommenen Motor mit einer idealisierten Wärmezufuhr im oberen Totpunkt (isochor), einer vollständigen Verbrennung, einem idealen Ladungswechsel im unteren Totpunkt (ohne Ladungswechsellarbeit) und einer adiabaten, isentropen Kompression/Expansion gerechnet. Lässigkeitsverluste bleiben unberücksichtigt.

Aufgrund der reduzierten Idealisierung des vollkommenen Motors gegenüber dem idealen Kreisprozess ergeben sich erste Abhängigkeiten von ladungsbezogenen Eingangsgrößen wie dem Luftverhältnis λ oder der Ansauglufttemperatur.

In Abbildung 2 ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen über dem Luftverhältnis aufgetragen. Ausgehend vom stöchiometrischen Betrieb ($\lambda = 1$) fällt der Wirkungsgrad in Richtung Kraftstoffanreicherung signifikant ab, wohingegen er in Richtung von magerem Betrieb degressiv ansteigt.

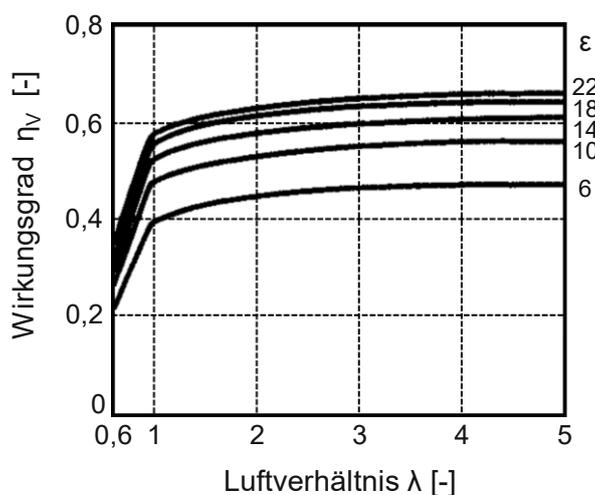


Abbildung 2: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (gemischansaugend) bei Gleichraumverbrennung in Abhängigkeit des Luftverhältnisses bei unterschiedlichen Verdichtungsverhältnissen. [2]

In Abbildung 3 ist die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors von der Ansaugtemperatur für verschiedene Luftverhältnisse dargestellt. Man erkennt, dass für sämtliche eingezeichnete Luftverhältnisse der Wirkungsgrad mit steigender Ansaugtemperatur abnimmt und vice versa.

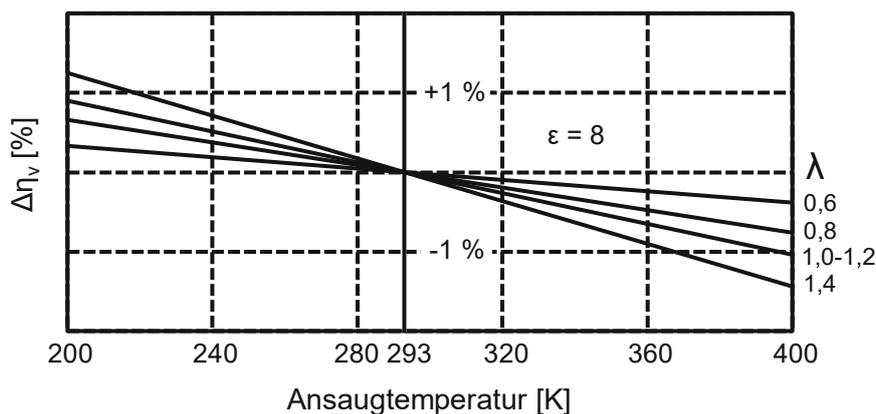


Abbildung 3: Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung und unterschiedlichen Luftverhältnissen in Abhängigkeit der Ansaugtemperatur. [2]

Aus Abbildung 4 geht der Einfluss des Ansaugdrucks auf den Wirkungsgrad des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung hervor. Darin lässt sich eine Abnahme des Wirkungsgrades mit sinkendem Ansaugdruck für sämtliche Luft- und Verdichtungsverhältnisse erkennen.

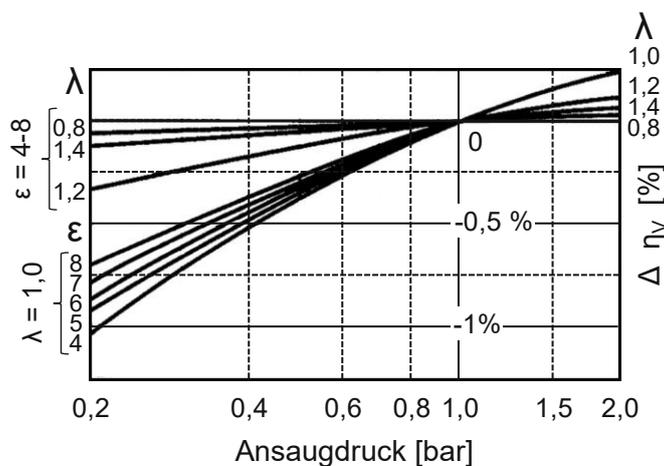


Abbildung 4: Abhängigkeit des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung vom Ansaugdruck bei unterschiedlichen Verdichtungs- und Luftverhältnissen. [2]

Abbildung 5 zeigt die Abhängigkeit des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors bei Gleichraumverbrennung vom Restgasgehalt bei konstanter Ladungsmasse, Anfangstemperatur, Anfangsdruck und Luftverhältnis. Es lässt sich erkennen, dass bei stöchiometrischem und überstöchiometrischem Luftverhältnis der Wirkungsgrad ansteigt, wohingegen er bei Luftmangel fällt.

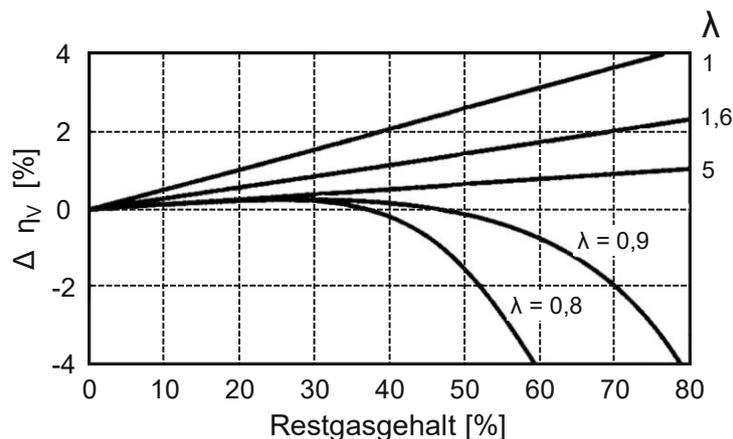


Abbildung 5: Abhängigkeit des Wirkungsgrades des vollkommenen Motors vom Restgasgehalt bei unterschiedlichen Luftverhältnissen. [2]

Da am Motor keine isochore Verbrennung auftritt, entstehen thermodynamische Verluste. Diese Verluste werden über den Gleichraumgrad η_{gl} angegeben, welcher dem Verhältnis aus der Arbeit bei realem Brennverlauf zur Arbeit bei einer Gleichraumverbrennung entspricht. Abbildung 6 zeigt die Abhängigkeit des Gleichraumgrades über dem Kurbelwinkel. Man erkennt darin, dass Kraftstoff, der 20°KW nach dem oberen Totpunkt verbrannt wird, noch etwa 90 % des Wirkungsgrades der Gleichraumverbrennung erreicht, wohingegen ein Kraftstoffumsatz bei 60°KWnZOT nur noch ca. 50 % der Gleichraumverbrennung entspricht.

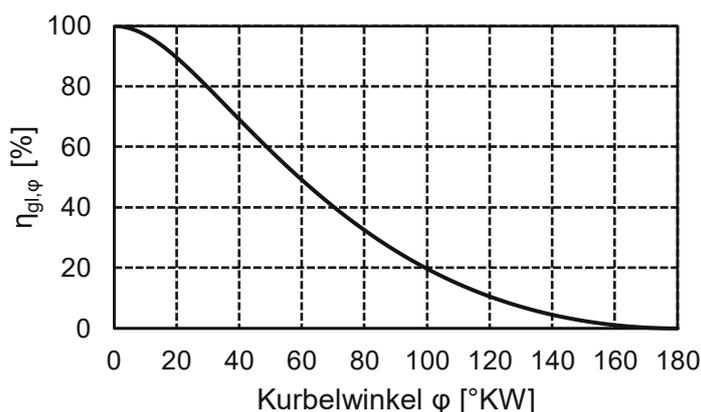


Abbildung 6: Der Gleichraumgrad in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel bei einem Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 12,5$ und einem konstanten Isentropenexponenten von 1,3. [2]

Multipliziert man die Gleichraumgrade $\eta_{gl,\varphi}$ mit dem Betrag der jeweils umgesetzten Brennstoffenergie und integriert dieses Produkt über die gesamte Brenndauer, so ergibt sich damit der Gleichraumgrad der Verbrennung, siehe Glg.(2).

$$\eta_{gl} [\%] = \frac{1}{Q_B} \int \frac{dQ_B}{d\varphi} \eta_{gl,\varphi} d\varphi \quad (2)$$

η_{gl}	Gleichraumgrad [%]
$\eta_{gl,\varphi}$	Gleichraumgrad in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [%]
Q_B	Brennstoffenergie [J]
$dQ_B/d\varphi$	Brennverlauf [$J/^\circ KW$]
φ	Kurbelwinkel [$^\circ KW$]

Der Verlust aus dem realen Verbrennungsablauf wird mit $\Delta\eta_{rv}$ bezeichnet. Dieser berechnet sich aus der Differenz des Wirkungsgrades eines adiabaten Hochdruckprozesses mit Gleichraumverbrennung (unter Berücksichtigung einer unvollkommenen Verbrennung) und jenem mit realem Brennverlauf [2].

Am realen Motor tritt keine vollständige Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffs auf. Das lässt sich anhand unverbrannter Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid (oder Restsauerstoff beim stöchiometrisch betriebenen Ottomotor) im Rohabgas nachweisen. Die Verluste aus einer unvollkommenen Verbrennung werden mit $\Delta\eta_{uv}$ bezeichnet.

Neben den bislang genannten Verlusten werden bei der Verlustanalyse zusätzlich noch Wandwärmeverluste $\Delta\eta_{ww}$ (Wärmeübergang an den Brennraumwänden), Leckageverluste $\Delta\eta_{Leck}$ (Blow-by) und Verluste vom realen Ladungswechsel $\Delta\eta_{LW}$ berücksichtigt.

Mit ca. 10 bis 30 % der dem Motor zugeführten chemischen Energie stellen die Wandwärmeverluste einen maßgeblichen Anteil der Verluste dar. Sowohl Druck- und Temperaturverlauf im Zylinder als auch die Schadstoffbildung, der Kraftstoffverbrauch, und die thermische Belastung der Motorbauteile sind sehr wesentlich von den Wandwärmeverlusten geprägt. Abbildung 7 zeigt den Anteil von über den Brennraum abgeführter Wandwärme (bezogen auf die umgesetzte Kraftstoffenergie) in Abhängigkeit der Drehzahl bei unterschiedlichen Lasten eines PKW-Ottomotors.

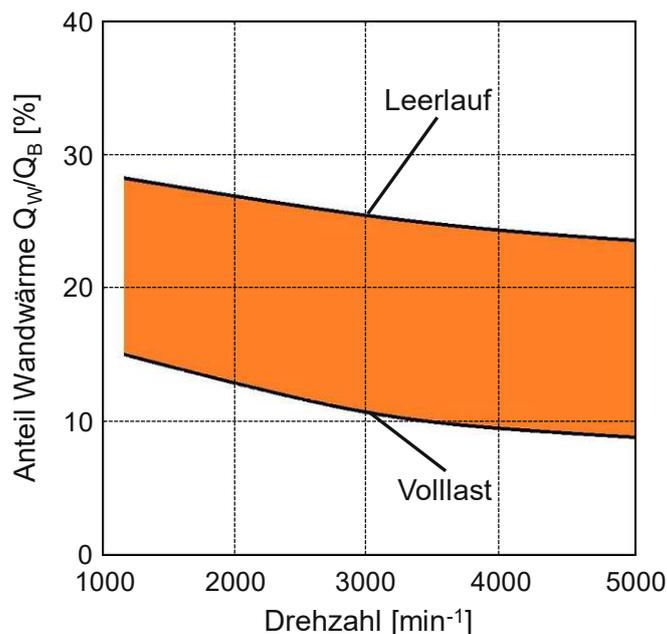


Abbildung 7: Wandwärme bezogen auf die umgesetzte Kraftstoffenergie in Abhängigkeit der Drehzahl bei Leerlauf und Volllast eines PKW-Ottomotors.[2]

Der Gütegrad ist definiert als das Verhältnis von indiziertem Wirkungsgrad zum Wirkungsgrad des vollkommenen Motors, siehe Glg. (3). Dieser stellt ein Maß dar, um die Güte eines realen Motorprozesses gegenüber dem Idealprozess zu bestimmen.

$$\eta_g[\%] = \frac{\eta_i}{\eta_v} * 100 \quad (3)$$

- η_g Gütegrad [%]
- η_i indizierter Wirkungsgrad [%]
- η_v Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [%]

Bei der Verlustanalyse wird der Gütegrad zur Vereinfachung durch eine Summe von Einzelverlusten dargestellt, siehe Glg. (4).

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g, \quad \Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{LW} \quad (4)$$

- η_i indizierter Wirkungsgrad [%]
- η_v Wirkungsgrad des vollkommenen Motors [%]
- $\Delta\eta_g$ Gütegradverluste [%]
- $\Delta\eta_{rL}$ Verlust durch reale Ladung [%]
- $\Delta\eta_{uV}$ Verlust durch unvollkommene Verbrennung [%]
- $\Delta\eta_{rV}$ Verlust durch realen Verbrennungsablauf [%]
- $\Delta\eta_{Ww}$ Wandwärmeverlust [%]
- $\Delta\eta_{Leck}$ Leckageverluste [%]
- $\Delta\eta_{LW}$ Ladungswechselverluste [%]

Der mechanische Wirkungsgrad ist durch das Verhältnis vom effektiven Wirkungsgrad zum indizierten Wirkungsgrad bestimmt und lässt sich am Prüfstand durch Kenntnis von effektivem und indiziertem Mitteldruck berechnen, siehe Glg. (5).

$$\eta_m [\%] = \frac{\eta_{\text{eff}}}{\eta_i} * 100 = \frac{P_{\text{eff}}}{P_i} * 100 = \frac{p_{\text{me}}}{p_{\text{mi}}} * 100 \quad (5)$$

η_m	mechanischer Wirkungsgrad [%]
η_{eff}	effektiver Wirkungsgrad [%]
η_i	indizierter Wirkungsgrad [%]
P_{eff}	effektive Leistung [W]
P_i	indizierte Leistung [W]
p_{me}	effektiver Mitteldruck [bar]
p_{mi}	indizierter Mitteldruck [bar]

Abbildung 8 zeigt die Wirkungsgradanalyse eines PKW-Ottomotors bei konstanter Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$ über der Last. Daraus lässt sich erkennen, dass die Wandwärmeverluste und jene aus der realen Verbrennung nahezu unabhängig von der Last sind. Wesentlicher wirken die Ladungswechselperluste und mechanischen Verluste bei niedriger Last auf den effektiven Wirkungsgrad. Es ist klar ersichtlich, dass die Ladungswechselperluste mit sinkender Last (zunehmende Drosselung) ansteigen und den indizierten Wirkungsgrad reduzieren. Gleiches Verhalten zeigt sich bei den mechanischen Verlusten.

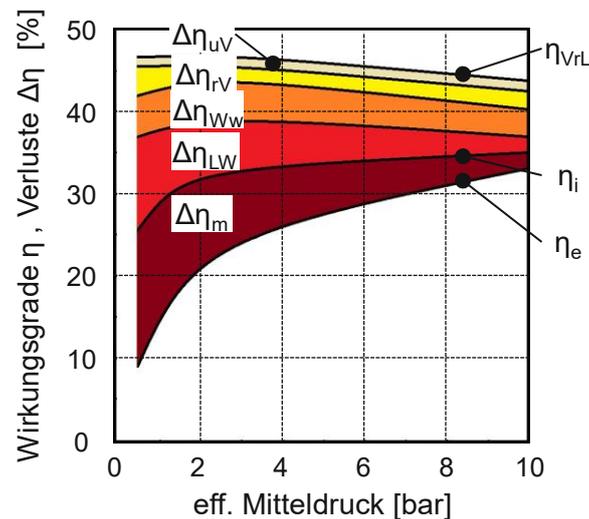


Abbildung 8: Verlustanalyse eines PKW-Ottomotors bei konstanter Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. [2]

2.1.2 Einfluss auf den mechanischen Wirkungsgrad

Die mechanischen Verluste summieren sich aus Reibungsverlusten im Kurbel- und Ventiltrieb sowie aus der Leistung, die durch Nebenaggregate aufgenommen wird. Die Reibleistung im Kurbel- und Ventiltrieb ist dabei wesentlich von der Ölviskosität bestimmt und dementsprechend eine Funktion der Öltemperatur. Die meisten europäischen Automobilhersteller setzen aktuell niedrigviskose Motorenöle der Viskositätsklasse SAE 0W20 bis 5W30 ein, asiatische Hersteller (z. B. Toyota, [3]) noch niedrigere Viskositätsklassen von 0W8 und 0W16 [4]. Reibungsuntersuchungen von FEV zeigten, dass bei niedrigen Temperaturen (35 °C) eine Reibungsreduzierung von 20 % durch den Wechsel von 0W20 auf 0W8 Öl erzielbar ist [5].

Abbildung 9 zeigt den Viskositätsverlauf eines aktuellen Motoröls in Abhängigkeit der Öltemperatur (links) und das CO₂-Ersparnis im WLTC-Zyklus über der Öltemperatur (rechts). Eine sinkende Öltemperatur führt dementsprechend zu einer höheren Ölviskosität und daraus resultierend zu höheren Reibverlusten und erhöhter Pumparbeit an der Ölpumpe.

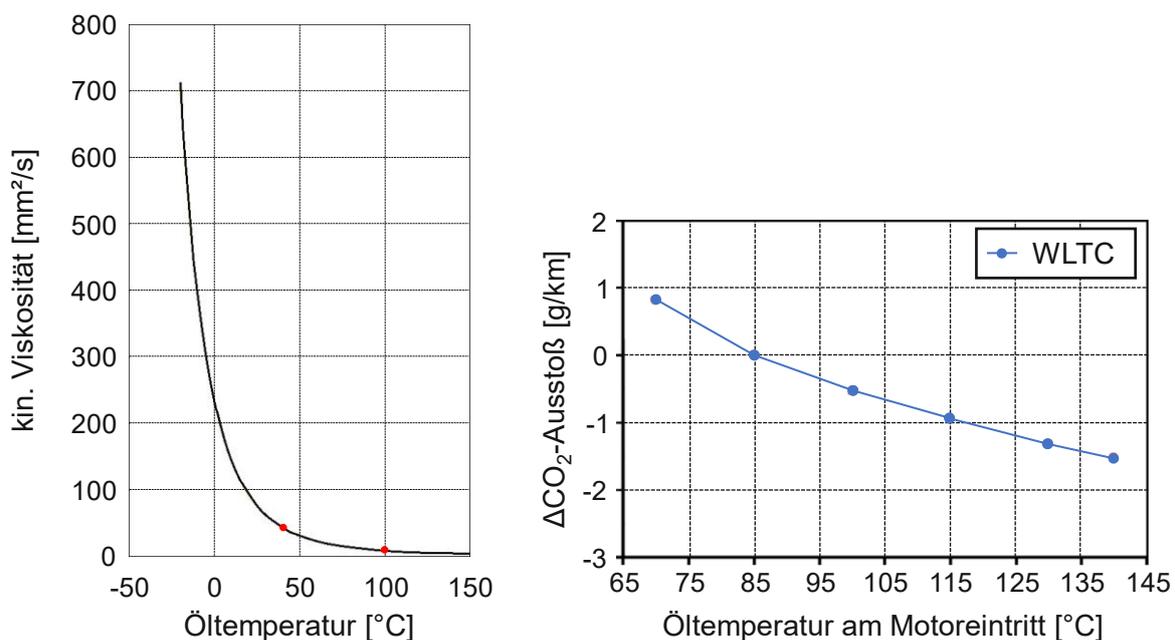


Abbildung 9: Kinematische Viskosität in Abhängigkeit der Öltemperatur, Castrol EDGE 0W-20 LL IV (links) und Änderung des CO₂-Ausstoßes im WLTC-Zyklus bei unterschiedlichen Öltemperaturen ausgehend von 85 °C (rechts) [6].

Abbildung 10 zeigt eine prozentuale Verteilung der Reibmitteldruckanteile am Verbrennungsmotor. Darin erkennt man, dass ein überwiegender Anteil des Reibmitteldrucks durch Reibung im Kurbeltrieb verursacht wird und sich der Ventiltriebanteil mit steigender Drehzahl signifikant reduziert.

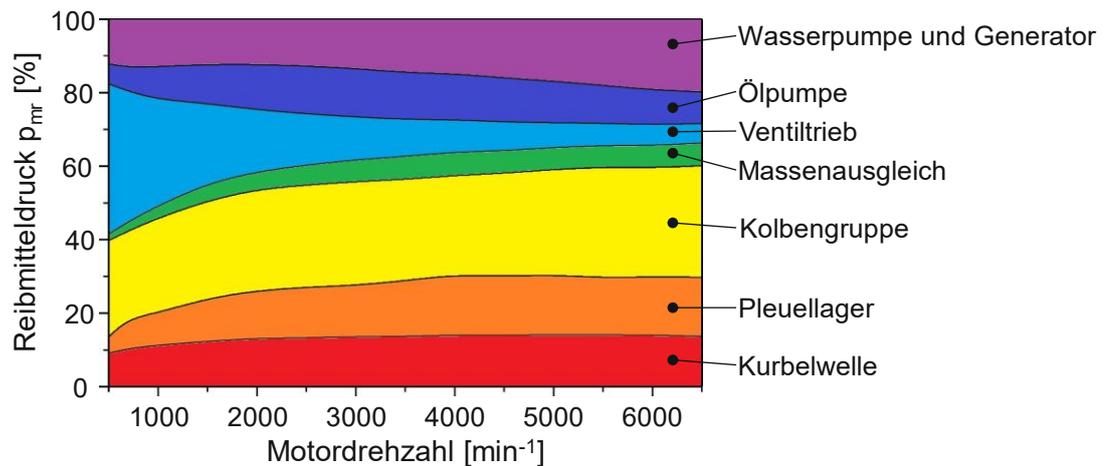


Abbildung 10: Anteile des Reibmitteldrucks in Abhängigkeit von der Motordrehzahl. [7]

Da der Leistungsbedarf von diversen Nebenaggregaten nicht unmittelbar von der Drehzahl abhängt, ist es üblich, diese aus Effizienzgründen mit bedarfsgerechten Regelungen zu versehen. Beispiele dafür sind geregelte elektrische Nebenaggregate, mengengeregelte Öl- und Kraftstoffpumpen oder schaltbare Wasserpumpen.

2.1.3 Einfluss auf den Gütegrad

Der Gütegrad ist durch Ladungswechselverluste, Wandwärmeverluste und Verluste, die aus der Verbrennung resultieren, bestimmt.

Die Ladungswechselverluste sind dabei sehr wesentlich von der Last und Drehzahl abhängig. Am aufgeladenen Ottomotor dominieren diese im Niedriglastbereich, wo die Last durch eine Luftdrosselung mit der Drosselklappe gestellt wird. Neben der Drosselklappe wirken vor allem die Ventile und deren Steuerzeiten auf den Ladungswechsel. Optimierungsmaßnahmen zur Reduktion der Ladungswechselverluste am Ventiltrieb umfassen Variabilitäten wie Zylinderdeaktivierung, umschaltbare Ventilhuber und Phasensteller.

Die Wandwärmeverluste sind maßgeblich vom Brennverlauf geprägt. Eine vollständige Verbrennung im OT (Gleichraumgrad = 1) würde die Verbrennungsverluste reduzieren, jedoch zu erheblichen Wandwärmeverlusten führen. Für geringe Wandwärmeverluste ist eine späte Verbrennungsschwerpunktlage notwendig, jedoch führt diese wiederum zu einer Erhöhung der Verbrennungsverluste. Es muss daher eine optimale Verbrennungsschwerpunktlage angestrebt werden, bei der sich der Verlust aus Wandwärme und Verbrennung auf ein Minimum reduziert.

Der Brennverlauf stellt neben dem Ladungswechsel- und Wandwärmeverlust eine weitere zentrale Einflussgröße auf den Gütegrad dar. Dieser beschreibt die Wärmefreisetzung aufgrund des Kraftstoffumsatzes im Zylinder in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Der Brennverlauf wird am realen Motor durch eine Zylinderdruckindizierung und eine zugehörige Prozessrechnung bestimmt. Integriert man den Brennverlauf erhält man den Summenbrennverlauf, aus dem sich Kennzahlen der motorischen Verbrennung ableiten lassen. In Abbildung 11 sind der Brennverlauf und Summenbrennverlauf mit zugehörigem Zündzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunktlage dargestellt.

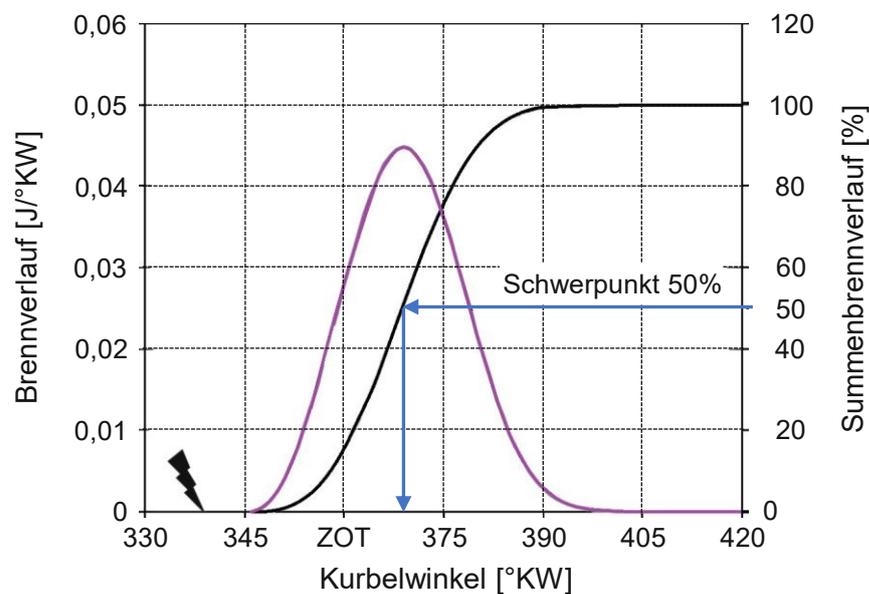


Abbildung 11: Brennverlauf und Summenbrennverlauf.[8]

Um einen optimalen Kompromiss aus Wandwärmeverlusten, Verluste aufgrund nicht optimaler Verbrennungsschwerpunktlage und Verluste durch nicht ideale Verbrennung zu erhalten wird angestrebt, die Verbrennungsschwerpunktlage bei ca. 8°KWnZOT zu positionieren [8], [9], [10]. Der Ottomotor ist jedoch bei konventioneller Auslegung aufgrund von klopfender Verbrennung nicht in der Lage, im gesamten Kennfeldbereich bei optimaler Verbrennungsschwerpunktlage betrieben zu werden. Um ein schädliches Klopfen zu unterbinden muss der Zündwinkel und damit einhergehend die Verbrennungsschwerpunktlage bei hohen Lasten bzw. in klopfgefährdeten Bereichen in Richtung ineffizienter später Lagen verschoben werden. Nachstehend werden daher die Einflüsse auf die Schwerpunktlage erläutert.

Zündzeitpunkt

Der Zündzeitpunkt bestimmt den Beginn der Verbrennung und hat dadurch wesentlichen Einfluss auf den Brennverlauf. Jedem Betriebspunkt eines Ottomotors

kann exakt ein wirkungsgradoptimaler Zündzeitpunkt zugewiesen werden. Die Lage des Zündzeitpunktes soll daher so gewählt werden, dass die Verbrennungsschwerpunktlage optimal positioniert ist. Ein zu später Zündwinkel bedeutet erhöhte Abgasenthalpie, ein zu früh gewählter Zündwinkel erhöht das Klopfisiko und führt zu höheren Spitzentemperaturen, die wiederum zu erhöhten Wandwärmeverlusten führen. [11]

Eine verbrauchsoptimale Verbrennungsschwerpunktlage wird nicht in allen Betriebszuständen angestrebt. Es ist üblich, dass der Motor nach einem Kaltstart mit einem späten Zündwinkel (hohe Abgasenthalpie) betrieben wird, um die Katalysatoraufheizdauer auf ein Minimum zu reduzieren.

Saugrohrlufttemperatur

Die Saugrohrlufttemperatur hat einen signifikanten Einfluss auf die Motorperformance. Ihre Verringerung führt zu einer reduzierten Klopfneigung, erhöhter Luft- und Leistungsdichte, geringeren Wandwärmeverlusten, niedrigeren NO_x-Rohemissionen und thermisch/mechanischen Bauteilbelastungen. Mit sinkender Ladelufttemperatur lassen sich in aufgeladenen Betriebspunkten frühere Zündwinkel und damit einhergehend frühere Verbrennungsschwerpunktlagen bewerkstelligen. [12]

Kraftstoffeigenschaften

Die Klopfestigkeit von Ottokraftstoffen ist durch die Oktanzahl ROZ (oder RON, Research Octane Number) bestimmt. Je höher diese liegt, desto resistenter ist der Kraftstoff gegenüber einer unkontrollierten vorzeitigen Selbstentzündung im unverbrannten Ladungsrest während der Verbrennung. Eine höhere Klopfestigkeit führt somit zu früher möglichen Zündzeitpunkten und damit verbunden zu einem erweiterten Kennfeldbereich, in dem die Verbrennungsschwerpunktlage optimal positioniert werden kann. Alkohole weisen generell eine hohe Oktanzahl und Verdampfungswärme auf, die sich positiv auf das Klopfverhalten (Ladungskühlung) in Hochlastpunkten auswirken.

Neben der Oktanzahl hat das Siedeverhalten der Kraftstoffe wesentlichen Einfluss auf die Verbrennung. Für eine zufriedenstellende Kaltstartfähigkeit sind niedrig siedende Kraftstoffanteile von entscheidender Bedeutung.

Restgasanteil

Eine Ladungsverdünnung mit Abgas wird intern über die Ventilsteuerzeiten oder extern durch gekühlte AGR-Strecken beeinflusst. Ein erhöhter Abgasanteil in der Zylinderladung hat signifikanten Einfluss auf den Brennverlauf und die Schadstoffbildung. Bei gekühlter externer Abgasrückführung steigen der Zündverzögerung und die Brenndauer mit zunehmendem Abgasgehalt in der Zylinderladung an. Der Inertgasanteil reduziert das Klopfisiko, wodurch ein Verschieben des Zündwinkels in

Richtung früh ermöglicht wird. Zudem reduziert das Abgas die Spitztemperatur, das zu geringeren NO_x-Emissionen und Wandwärmeverlusten führt. Die AGR-Rate kann jedoch nicht beliebig hoch gewählt werden, da ab einer bestimmten AGR-Rate Zündaussetzer auftreten und dadurch die Laufruhe (COV_{pmi}) des Motors unzulässig hoch wird (siehe Kapitel 2.4). Zudem steigt der Anteil an unverbrannten Kohlenwasserstoffen mit zunehmender AGR-Rate an [13].

Verluste durch unvollständige Verbrennung beschreiben jene Verluste, die bei unterstöchiometrischer Verbrennung ($\lambda < 1$) entstehen. Am vollkommenen Motor sind diese Verluste bereits berücksichtigt, weil die Umsetzung des Kraftstoffs nur bis zum chemischen Gleichgewicht betrachtet wird. Unter Verlusten durch eine unvollkommene Verbrennung versteht man Verluste, die entstehen, weil der Kraftstoff nicht bis zum chemischen Gleichgewicht umgesetzt wird. Neben CO₂ und H₂O als Produkte der idealen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen resultieren aus der unvollkommenen Verbrennung weitere Abgaskomponenten wie CO, H₂, unverbrannte Kohlenwasserstoffe HC und Ruß.

2.2 Verdichtungserhöhung

Bei der Wahl des geometrischen Verdichtungsverhältnisses am konventionellen Ottomotor muss ein Kompromiss aus Teillast- und Volllastanforderungen gefunden werden. Dem Erstreben von hohen Wirkungsgraden in der Teillast durch ein hohes Verdichtungsverhältnis stehen unerwünschtes Klopfen und Reibungsaspekte in höherlastigen Kennfeldbereichen gegenüber. In Abbildung 12 sind geometrische Verdichtungsverhältnisse und maximale Mitteldrücke von ausgeführten Serienmotoren dargestellt. Es zeigt sich ein klarer Trend zu geringeren Verdichtungsverhältnissen von aufgeladenen Downsizing-Motoren mit hoher Leistungsdichte gegenüber Saugmotoren.

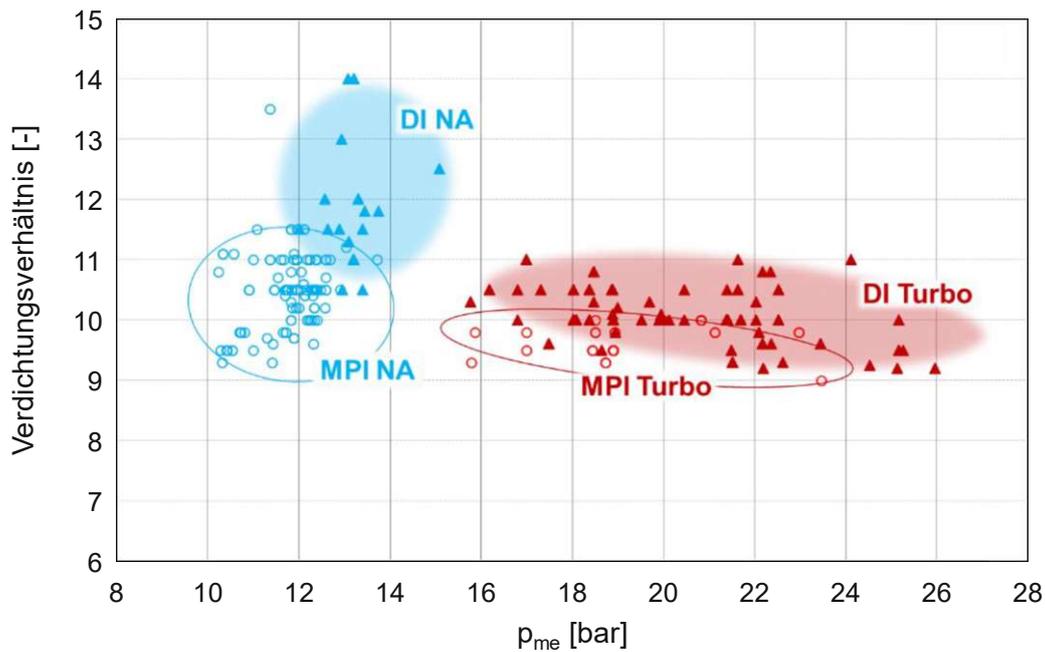


Abbildung 12: Maximale Mitteldrücke und zugehörige geometrische Verdichtungsverhältnisse von ausgeführten Otto-Serienmotoren. [14]

Ein alleiniges Anheben des Verdichtungsverhältnisses an einem Serienmotor würde folglich die Klopfgrenze zu geringeren Mitteldrücken verschieben. Typischerweise wird Klopfen in Hochlastpunkten durch ein Verschieben des Zündzeitpunktes in Richtung später $^{\circ}\text{KWvZOT}$ unterbunden. Daraus resultiert jedoch ein ineffizientes Wandern der Verbrennungsschwerpunktlage weg von ihrem wirkungsgradtechnischen Optimum bei ca. 8°KWnZOT [8]. Mit einer später liegenden Verbrennungsschwerpunktlage erhöht sich zudem die Abgastemperatur, wodurch man sich sukzessive der maximal zulässigen Bauteiltemperatur von Turbine und Katalysator nähert.

Einfache Abhilfe zur Reduktion von Klopfen würde ein Kraftstoff mit erhöhter Oktanzahl liefern. Handelsübliches Benzin in Tankstellenqualität ist jedoch nur bis zu einer maximalen Oktanzahl von ca. 102 verfügbar.

Als echter Stufensprung aus Vollastanforderung und Effizienz in der Teillast wird seit Jahrzehnten ein variables geometrisches Verdichtungsverhältnis betrachtet. Es ermöglicht, in niedrigen Lastpunkten, ein effizientes hohes Verdichtungsverhältnis, während dieses in hohen Lastpunkten reduziert wird, um eine klopfende Verbrennung zu unterbinden.

Nissan bietet seit 2018 mit dem VC-T Motor ein variables Verdichtungsverhältnis in Serienfahrzeugen an. Der Motor ist in der Lage, entsprechend den Anforderungen, das Verdichtungsverhältnis zwischen $\epsilon = 14$ (für einen hohen thermischen Wirkungsgrad) und $\epsilon = 8$ (hohe Leistung) zu variieren [15].

Abbildung 13 zeigt optimale geometrische Verdichtungsverhältnisse bei Turbo-DI-Ottomotoren mit Miller-Zyklus. Verwendet man anstatt einem fixen Ventilhub (Abbildung 13, links) noch zusätzlich eine hubvariable Ventilsteuerung (Abbildung 13, rechts) so verschiebt sich das optimale Verdichtungsverhältnis in der Teillast zu höheren Werten. Aus der Abbildung lässt sich ableiten, dass sich der Bereich eines optimalen Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 8$ (bei maximaler Leistung) bis $\epsilon = 14$ (bei niedriger Last) erstreckt [14]. In der Praxis sind Verdichtungsverhältnisse von $\epsilon > 14$ aufgrund von unvorteilhaften Brennraumgeometrien, die sich nachteilig auf den Brennverlauf auswirken, nur eingeschränkt umsetzbar/einsetzbar.

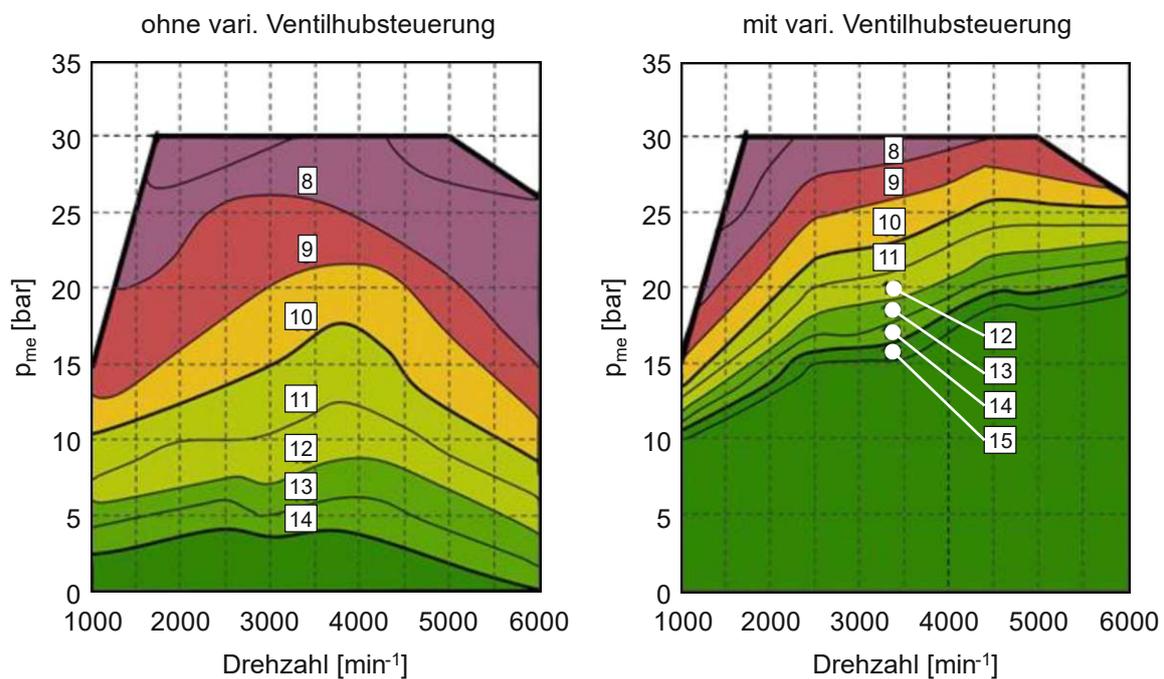


Abbildung 13: Optimales geometrisches Verdichtungsverhältnis ohne (links) und mit (rechts) variabler Ventilhubsteuerung bei aufgeladenen DI-Ottomotoren. [14]

Zu Ottomotoren mit hohen geometrischen Verdichtungsverhältnissen zählen der Toyota M15A-FXE HV-Motor (Saugmotor Hybridanwendung) mit $\epsilon = 14$ [3] oder der 1.5 l VW EA211 TSlevo [16] ($\epsilon = 12,5$, Miller-Steuerzeiten) sowie der 3 Zylinder 1.5 l Ford Ecoboost ($\epsilon = 12,5$) [17].

Nissan hält an der variablen Verdichtung ($\epsilon = 8 - 14$) fest und entwickelt derzeit eine zweite Generation des VC-T Motors. Gegenüber der ersten Generation wird der Motor zusätzlich um eine gekühlte ND-Abgasrückführung (max. AGR-Rate = 20 %) erweitert. [18]

2.3 Miller-Brennverfahren

Unter dem Miller-Brennverfahren oder Miller-Steuerzeiten versteht man eine Entdrosselungstechnik durch Verringerung des effektiven Verdichtungsverhältnisses. Die Namensgebung stammt von Ralph Miller, der für seine Erfindung 1965 ein Patent erhielt [19]. Es kommt vor allem bei modernen Downsizing-Motoren zur Anwendung. Gegenüber einem konventionellen Ottomotor unterscheiden sich jene mit Miller-Steuerzeiten durch ein deutlich früheres Schließen der Einlassventile. Ziel dieser Anwendung ist eine Verbrauchsreduktion durch eine Entdrosselung des Motors in der Teillast und ein reduziertes Klopfen durch eine Expansionskühlung des Gemisches an der Volllast [20].

Neben dem Miller-Brennverfahren (Frühes-Einlassventil-Schließen, FES) erzielt man mit einem Spätes-Einlassventil-Schließen (SES) ähnliche Effekte hinsichtlich einer Entdrosselung. Ein SES wird als Atkinson-Zyklus (teilweise auch Late-Miller) bezeichnet und geht auf den Erfinder James Atkinson zurück [21].

Motoren mit Miller-Steuerzeiten arbeiten nach dem Prinzip der verlängerten Expansion. Diese basiert auf der Grundlage, dass sich das effektive Verdichtungsverhältnis vom Expansionsverhältnis bzw. geometrischen Verdichtungsverhältnis unterscheidet. Glg. (6) zeigt den Unterschied aus effektivem und geometrischem Verdichtungsverhältnis. Das effektive Verdichtungsverhältnis ist um das Kompressionsverzugvolumen V_{KV} verringert. Es ist definiert als jenes Volumen, das der Kolben während seiner Abwärtsbewegung zwischen Einlass-Schließt und dem UT beraumt.

$$\varepsilon_{\text{geo}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} > \varepsilon_{\text{eff}} = \frac{V_h - V_{KV} + V_c}{V_c} \quad (6)$$

ε_{geo}	geometrisches Verdichtungsverhältnis [-]
ε_{eff}	effektives Verdichtungsverhältnis [-]
V_h	Hubvolumen [dm ³]
V_c	Kompressionsvolumen [dm ³]
V_{KV}	Kompressionsverzugvolumen [dm ³]

Ab dem Zeitpunkt des Einlassventil-Schließen (weit vor dem unteren Totpunkt) bis zum UT wird die im Zylinder eingeschlossene Ladung expandiert. Bei gleicher Ladungsmasse liegt somit im UT ein Gemisch mit geringerer Temperatur und geringerem Druck als bei herkömmlichem Schließen im UT vor. Dies führt bei der anschließenden Kompression des Gemisches zu einer reduzierten Verdichtungsendtemperatur zum Zündzeitpunkt oder im OT. Daraus resultiert ein reduziertes Klopfpotential bei hohen Lasten, und man ist in klopfbegrenzten

Kennfeldbereichen in der Lage die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh zu verschieben [20].

Abbildung 14 zeigt den Einfluss unterschiedlicher Einlassventil-Steuerzeiten auf die Ladungswechselerbeit im p-V-Diagramm. Man erkennt die reduzierte Ladungswechselerbeit bei Miller- und Atkinson-Steuerzeiten gegenüber jener bei gedrosseltem Betrieb. Im Miller-Zyklus zeigt sich ein ausgeprägtes Sinken des Zylinderdrucks nach dem Einlassschluss durch die Expansion der Zylinderladung. Beim Atkinson-Zyklus verursacht das späte Schließen des Einlassventils ein verspätetes Steigen des Zylinderdrucks während des Verdichtungstaktes (nach dem LWUT).

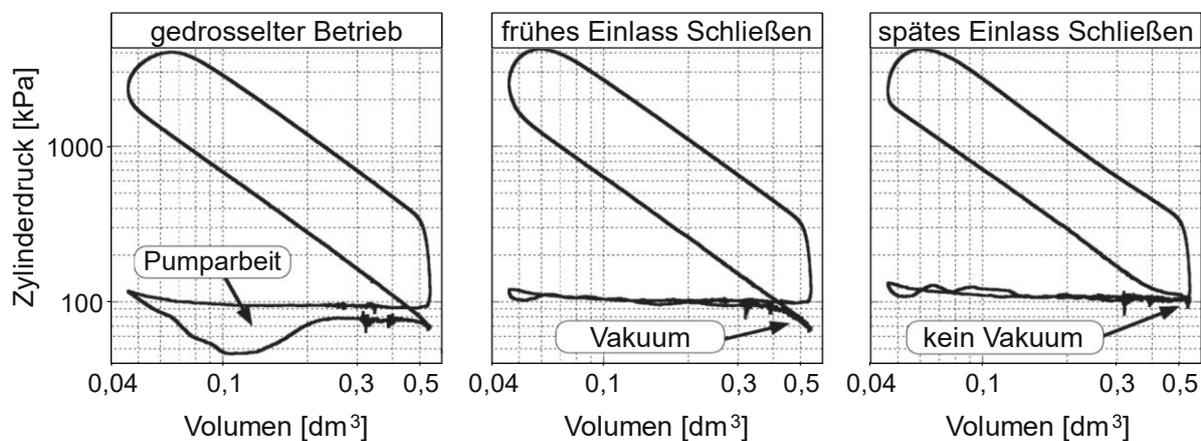


Abbildung 14: Gegenüberstellung unterschiedlicher Einlassventilsteuerzeiten im p-V-Diagramm. Gedrosseltes Ansaugen (links), Miller-Steuerzeiten FES (Mitte), Atkinson-Steuerzeiten SES (rechts). [22]

Der Einlass-Schließt-Zeitpunkt hat wesentlichen Einfluss auf die Zylinderfüllung. Ein früherer Schließzeitpunkt der Einlassventile hat zur Folge, dass bei gleichbleibendem Saugrohrdruck der Liefergrad sinkt. Abbildung 15 zeigt die Abhängigkeit des Liefergrades vom Schließzeitpunkt der Einlassventile. In der Teillast muss bei einem früheren Schließen der Einlassventile (bei gleicher Last) folglich der Saugrohrdruck angehoben werden, um die Luftmasse im Zylinder konstant zu halten. Das Anheben des Saugrohrdrucks erfolgt durch eine Entdrosselung und erzielt dadurch einen Verbrauchsvorteil.

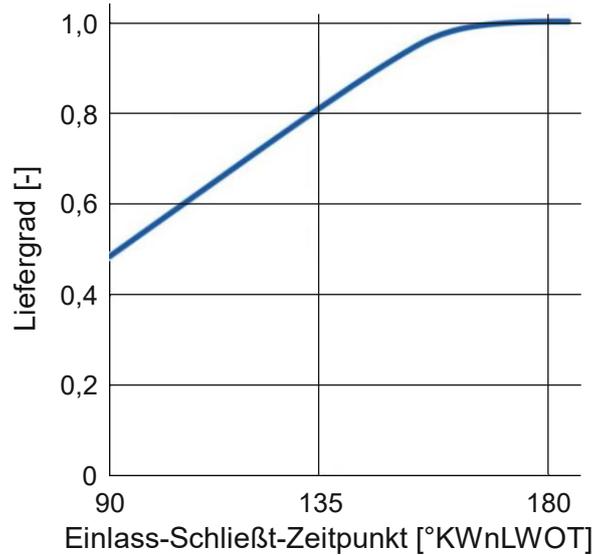


Abbildung 15: Liefergrad in Abhängigkeit vom Einlassschließt-Zeitpunkt. [23]

In Abbildung 16 ist eine typische Miller- einer konventionellen Ventilhubkurve mit variabler Phasenlage eines modernen Turbo-Ottomotors gegenübergestellt. Man erkennt den verringerten Ventilhub und die reduzierte Öffnungsdauer des Einlassventils. Durch den geringen Ventilhub wird vor allem in der Teillast ein Verlust an Ladungsbewegung und in Folge dessen an Turbulenz verursacht, der sich negativ auf die Restgasverträglichkeit und Verbrennung auswirkt. Aus diesem Grund muss bei Motoren mit Miller-Steuerzeiten ein besonderes Augenmerk auf die Gestaltung von turbulenzsteigernden Maßnahmen am Einlasskanal gelegt werden.

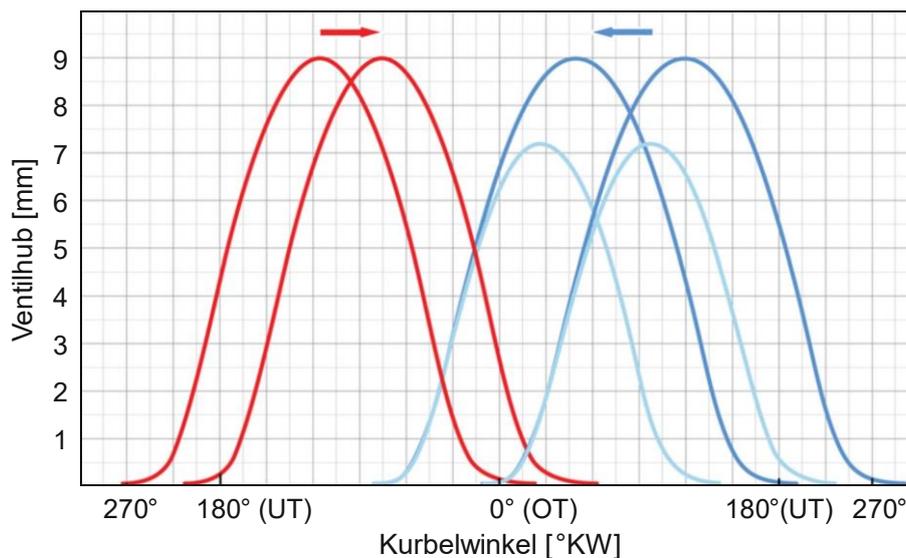


Abbildung 16: Gegenüberstellung unterschiedlicher Ventilhubkurven vom VW EA211 TSlevo - Ottomotor: rot: Auslassventil, hellblau: Miller-Nockenwelle (VW EA211 TSlevo 96kW, Miller-Motor), blau: konventionelle Einlass-Nockenwelle (EA211 TSlevo 110kW). [24]

Das frühe Schließen des Einlassventils führt zu einer verringerten Zeitspanne, in der die Frischluft in den Zylinder einströmen kann. Aus diesem Grund muss, im Vergleich zu einem Motor mit konventionellen Ventilsteuerzeiten, der Saugrohrdruck am Miller-Motor angehoben werden, um die gleiche Ladungsmenge im Zylinder zu gewährleisten. Dies erfolgt in der Teillast durch ein erweitertes Öffnen der Drosselklappe und führt zu reduzierten Ladungswechselverlusten. Im Hochlastbereich bzw. an der Volllast muss die zugeführte Ladeluftmenge durch eine effektive Aufladung sichergestellt werden. Dies geschieht meist durch eine Abgasturboaufladung.

Abbildung 17 zeigt die Auswirkungen eines FES und SES auf die Verlagerung der Verbrennungsschwerpunktlage und den erforderlichen Saugrohrdruck in einem Hochlastpunkt. Mit dem FES ergibt sich ein Verbrauchsvorteil durch eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung früh (aufgrund von Ladungskühlung durch Expansion). Damit einhergehend muss der Saugrohrdruck zur Gewährleistung einer entsprechenden Ladungsmenge angehoben werden.

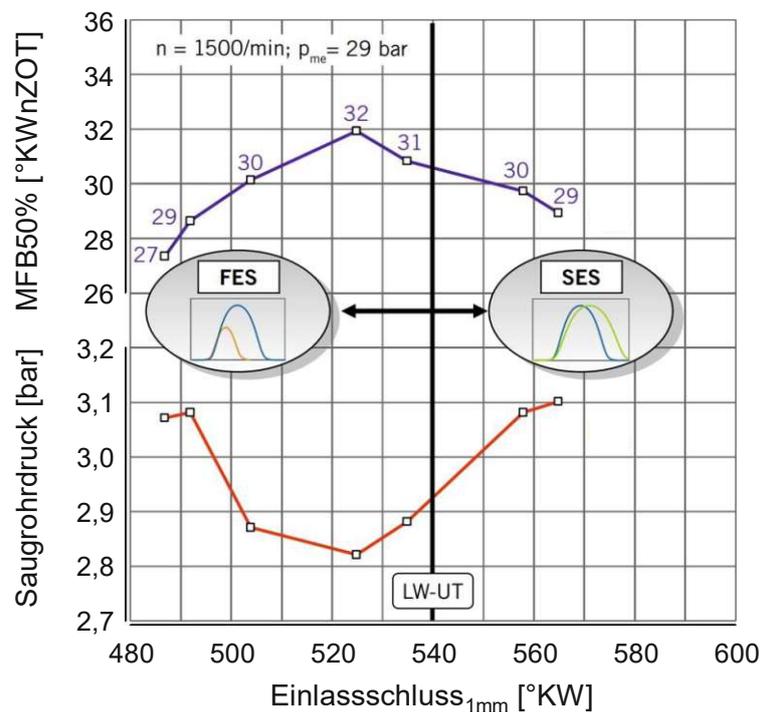


Abbildung 17: Einfluss des Einlassschlusses auf die Verbrennungsschwerpunktlage MFB50% und den erforderlichen Saugrohrdruck bei $n = 1500 \text{ min}^{-1}$ und Volllast. [20]

Bei Miller-Steuerzeiten gilt es zu beachten, dass sich sinkende Zylinderdrücke und -temperaturen zum Zündzeitpunkt maßgeblich auf die Verbrennung auswirken. Zudem ist bekannt, dass die Ladungsbewegung im Zylinder durch FES negativ beeinflusst wird (geringe Turbulenz/Tumble [25]) und sich die Dissipationsdauer, in der

turbulente Strömung in Wärme übergeht, verlängert [20]. Aus diesem Grund sind Maßnahmen erforderlich, welche die Ladungsbewegung steigern, um in der Teillast Turbulenz- und Tumbleverluste zu kompensieren. Diese Maßnahmen umfassen strömungsoptimierte Einlasskanäle und Kolbenbodenflächen sowie Ventilmaskierung [26].

Abbildung 18 zeigt das Potential von turbulenzsteigernden Maßnahmen zur Verbrauchsreduktion bei unterschiedlichen Schließzeitpunkten des Einlassventils in der Teillast. Besonders in Richtung FES lässt sich durch geeignete Maskierungsmaßnahmen gegenüber Niedrigtumblekanälen ein bedeutender Verbrauchsvorteil erzielen.

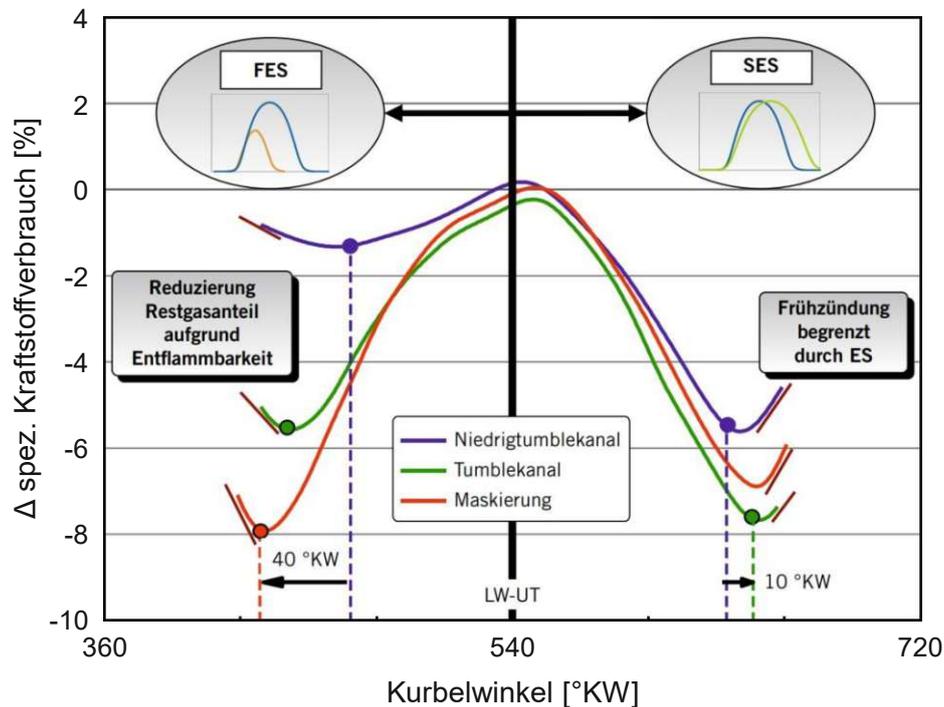


Abbildung 18: Verbrauchspotential unterschiedlicher Einlass-Schließt-Zeitpunkte und Turbulenzmaßnahmen in der Teillast. [20]

Aus der reduzierten Verdichtungsendtemperatur und dem geringeren Kompressionsenddruck durch die Expansionskühlung der Ladung ergibt sich das Potential, das geometrische Verdichtungsverhältnis zur Effizienzsteigerung anzuheben. Eine erfolgreiche Anwendung von Miller-Steuerzeiten berücksichtigt zudem die Optimierung der Ladungsbewegung (Einlasskanal, Brennraummaskierung und Brennraumgeometrie) für ein schnelleres Durchbrennen der Ladung zur Reduktion der Klopfneigung bei hohen Lasten. Um eine ausreichende Füllung gegenüber konventionellen Steuerzeiten zu erreichen, muss die Ladungsdichte durch eine effiziente Abgasturboaufladung erhöht werden.

In der nachstehenden Abbildung 19 sind der effektive Mitteldruck und Saugrohrdruck von zwei 1,5 l Turbo-Ottomotoren (konventionelle und Miller-Steuerzeiten) bei Vollast

gegenübergestellt. Es ist ersichtlich, dass bei annähernd gleichem Saugrohrdruck der Miller-Motor einen um ca. 5 bar geringeren maximalen effektiven Mitteldruck im Drehzahlbereich zwischen 1500 – 4000 min^{-1} aufweist.

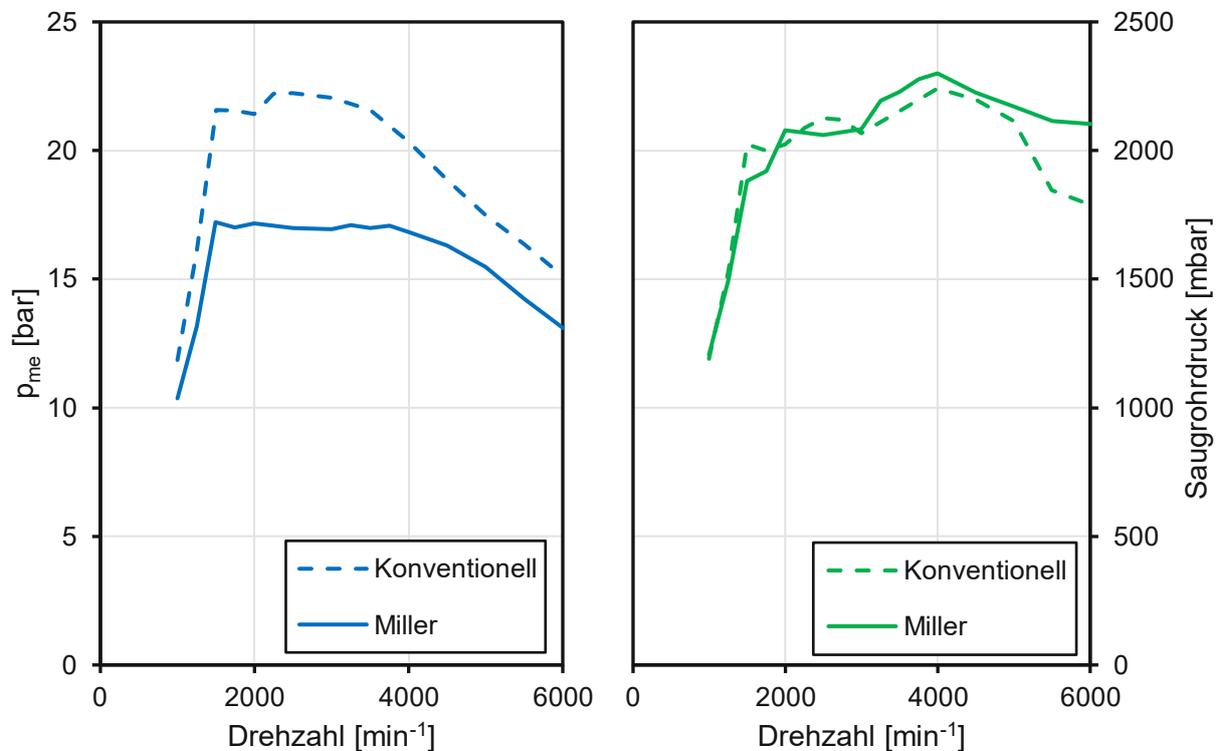


Abbildung 19: Gegenüberstellung von max. eff. Mitteldruck (links) und Saugrohrdruck (rechts) von zwei 1,5 l Turbo-Ottomotoren mit konventionellen (Strichlinie, VW EA211 TSlevo 110kW) und Miller-Steuerzeiten (Volllinie, VW EA211 TSlevo 96kW).

2.4 Gekühlte Abgasrückführung am Ottomotor

Unter gekühlter Abgasrückführung versteht man ein Vermengen von Frischluft mit gekühltem, rückgeführtem Verbrennungsgas und erneutes Zuführen dieses Gemisches zu den Zylindern. Durch das Vermengen von Frischluft mit Abgas ergibt sich ein Verdünnungseffekt, woraus sich Vorteile im Ladungswechsel in der Teillast, beim Klopfverhalten, in der Stickoxidbildung und der Positionierung der Verbrennungsschwerpunktage generieren lassen und zu einer Verbrauchsabsenkung führen.

2.4.1 Aufbau und Funktionsweise

Abhängig davon, wie das Abgas der Frischluft zugeführt wird, unterscheidet man zwischen externer und interner Abgasrückführung. Die interne Rückführung erfolgt während des Ladungswechsels durch ein unvollständiges Ausschleiben der

Verbrennungsgase aus dem Zylinder, ein Rücksaugen dieser aus dem Auslasskanal oder ein Strömen dieser in den Ansaugkanal. Die interne Abgasrückführung ist signifikant von den Ventilsteuerzeiten (Ventilüberschneidung) und Druckverhältnissen während des Ladungswechsels geprägt.

Bei der gekühlten externen Abgasrückführung strömt Abgas von der Abgasseite über einen AGR-Kühler mit AGR-Ventil zur Saugseite, wobei zwischen einer Niederdruck- oder Hochdruckkonfiguration unterschieden werden muss. Abbildung 20 zeigt eine schematische Darstellung einer gekühlten externen Hochdruck- und Niederdruckanordnung. In der Hochdruckanordnung wird das Abgas vor der Turbine entnommen und nach der Drosselklappe zugeführt. In der Niederdruckanordnung wird das Abgas nach der Turbine entnommen (vor oder nach dem Drei-Wege-Katalysator) und vor dem Verdichter wieder zugeführt. Voraussetzung für den Rückfluss von Abgas ist bei beiden Anordnungen ein ausreichend hohes Druckgefälle von der Abgas- zur Saugseite.

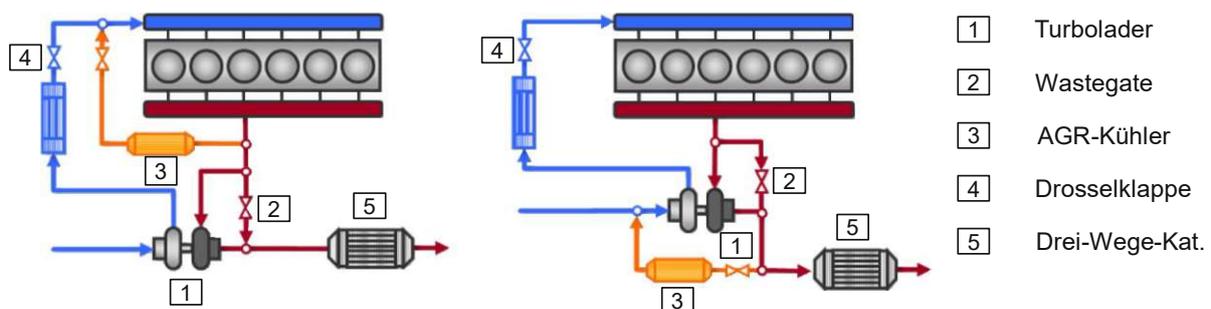


Abbildung 20: Schematische Darstellung der Abgasrückführung in einer Hoch- (links) und Niederdruckanordnung (rechts). [27]

2.4.2 Einfluss auf den Brennverlauf

Durch das Beimischen von Verbrennungsgas zur Frischluft ändern sich die thermischen Ladungseigenschaften, wodurch Verluste der realen Ladung und Kalorik beeinflusst werden. Mit zunehmender AGR-Rate steigt der Isentropenexponent der unverbrannten Zylinderladung während der Kompression. Dieser erhöht sich gegenüber einer unverdünnten Ladung nur minimal, jedoch steigt die absolute Wärmekapazität durch die erhöhte Ladungsmasse im Zylinder ($m_{Zyl} = m_{Zyl_AGR} + m_{Zyl_Luft}$) an. [28], [29]

Mit zunehmender AGR-Rate reduziert sich somit bei stöchiometrischem Betrieb der Sauerstoffanteil der Zylinderladung, wodurch die Reaktivität der Ladung sinkt und sich Zündverzögerung und Brenndauer verlängern [30]. Die AGR-Rate lässt sich aus diesem Grund nicht beliebig hoch steigern, da ab zu hohen Verdünnungsraten die zyklischen Schwankungen der Verbrennung (COV_{pmi}) unzulässig hoch werden bzw.

Zündaussetzer auftreten [31] [32]. Zurückzuführen ist dieses Verhalten auf eine sinkende laminare Flammengeschwindigkeit und reduzierte Flammenentwicklung mit steigendem AGR-Anteil in der Zylinderladung. In Abbildung 21 sind der Zündverzug und der COV_{pmi} eines turboaufgeladenen DI-Ottomotors in einem stationären Betriebspunkt über der AGR-Rate aufgetragen. Der Zündverzug steigt bis zu einer AGR-Rate von ca. 20 % linear an, ehe dieser Gradient bei Werten > 20 % merklich zunimmt. Dabei lässt sich ein Zusammenhang mit dem signifikant zunehmenden COV_{pmi} ab einer AGR-Rate von 20 % erkennen. Davon kann man ableiten, dass sich ab einer AGR-Rate von 20 % die Verbrennungsstabilität drastisch verschlechtert.

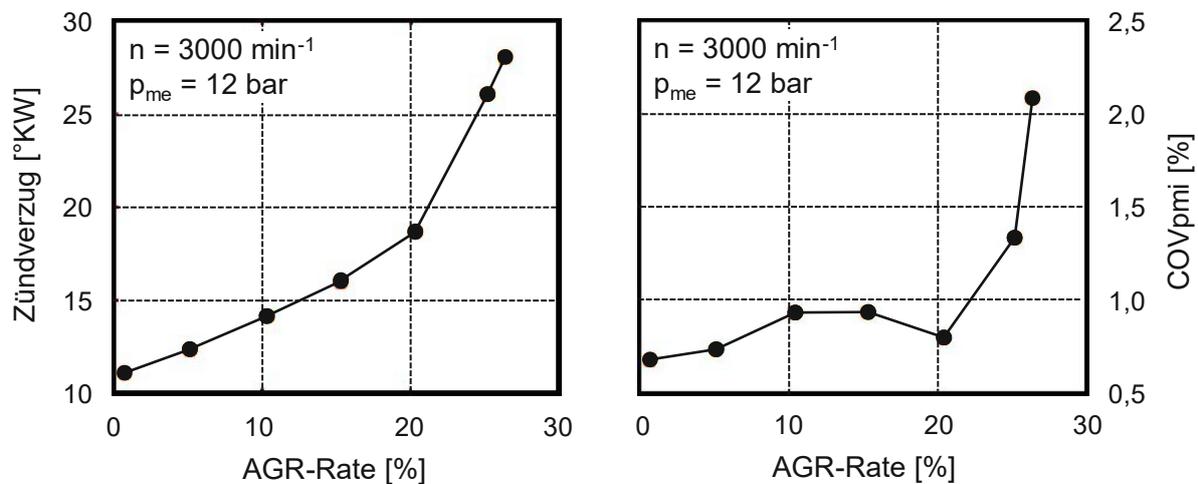


Abbildung 21: Zündverzug (links) und COV_{pmi} (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate in einem stationären Betriebspunkt. [31]

Eine Möglichkeit, die AGR-Verträglichkeit zu erhöhen, ergibt sich durch Anpassungen im Zündsystem. Da die AGR-Verträglichkeit vor allem durch die Entflammung der verdünnten Ladung charakterisiert ist, kann die Entflammung durch optimalere Zündsysteme (z.B. Vorkammerzündung, höhere Zündenergie) begünstigt werden [33], [34]. Zudem lässt sich die AGR-Verträglichkeit erweitern, wenn der Zylinderladung Wasserstoff beigemischt wird (siehe Kapitel 2.5.5) [35].

Der Inertgasanteil nimmt nicht an der Verbrennung teil, jedoch nimmt er die dabei entstehende Wärme auf. Daraus resultiert ein Verdünnungseffekt, der zu einer geringeren Zylinderspitzentemperatur führt und die Klopfneigung senkt [28].

Phänomenologische Ansätze zur Modellierung von klopfender Verbrennung nehmen an, dass diese auftritt, wenn die dafür erforderlichen Vorreaktionen im Endgasbereich abgeschlossen sind. Die Vorreaktionen sind geprägt von Druck, Temperatur, Luftverhältnis und Kraftstoffart. Da die chemischen Vorgänge sehr komplex sind, nimmt man in der phänomenologischen Modellierung an, dass eine Selbstzündung auftritt, wenn

$$\int_{t=0}^{t_{sz}} \frac{dt}{\tau} = 1 \quad (7)$$

t_{sz}	Zeitpunkt der Selbstzündung [sek]
τ	Selbstzündungszeit [sek]
t	Zeit ab der Kompression des Endgases [sek]

gilt [36]. τ beschreibt dabei die Selbstzündungszeit entsprechend Glg.(8) in Abhängigkeit vom Druck und der Temperatur im Endgasbereich für einen bestimmten Kraftstoff bzw. ein Gemisch, t die Zeit ab der Endgaskompression und t_{sz} den Selbstzündungszeitpunkt [36]. Mit dem Ansatz

$$\tau = C_1 * p^{-n} * e^{(C_2/T)} \quad (8)$$

τ	Selbstzündungszeit [sek]
t_{sz}	Zeitpunkt der Selbstzündung [sek]
p	Druck im Endgas [Pa]
T	Temperatur im Endgas [K]
C_1, C_2, n	vom Kraftstoff abhängige Konstanten

kann berechnet werden, ob eine Selbstzündung auftritt, bevor die Flammenfront den Endgasbereich erreicht. C_1 , C_2 und n in Glg.(8) sind angepasste Konstanten [36]. Entsprechend Glg.(8) lassen sich die Endgasreaktionen durch eine Reduktion der Endgastemperatur verringern, wodurch sich die Reaktionsrate verringert. Daraus folgen eine verlangsamte Radikalbildung und ein erhöhter Zündverzug. Voraussetzung für eine zufriedenstellende Berechnung der Selbstzündungszeit ist eine exakte Bestimmung des inhomogenen Temperaturfeldes im Brennraum, welches wesentlich vom Wärmeübergang und Strömungseffekten geprägt ist.

Die verringerte Reaktivität (erhöhter Zündverzug) und reduzierte Klopfneigung führen dazu, dass in klopfbegrenzten Kennfeldbereichen der Zündwinkel in Richtung früh verstellt werden kann. Eine Folge davon ist, dass die Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung des Optimums verschoben wird und der Wirkungsgrad ansteigt [37], [38]. Ein Verschieben der Verbrennungsschwerpunktlage zu früheren Zeitpunkten in Kombination mit AGR führt zu einer geringeren Abgastemperatur, was sich positiv auf den Bauteilschutz von Turbolader und Katalysator auswirkt. Häufig kann dadurch in Hochlastpunkten bereits bei geringen Verdünnungsraten auf eine Kraftstoffanreicherung zum Bauteilschutz von Turbolader und Katalysator verzichtet werden [30]. Eine Kraftstoffanreicherung zum Schutz von Bauteilen im Abgasstrang entspricht jedoch nicht mehr dem Stand der Technik. Moderne Motoren arbeiten im gesamten Kennfeldbereich bei stöchiometrischem Luft/Kraftstoff-Verhältnis.

Die reduzierte Verbrennungstemperatur verringert die Wandwärmeverluste, die neben dem Wärmeübergangskoeffizienten maßgeblich durch die Temperaturdifferenz zwischen Brennraumwänden und Verbrennungsgas bestimmt sind.

In der Teillast ergibt sich mit der Abgasrückführung ein Verbrauchsvorteil durch eine Entdrosselung des Motors. Die Drehmoment- und Leistungsabgabe eines stöchiometrisch betriebenen Ottomotors ist maßgeblich durch die den Zylindern zugeführte Luftmasse bestimmt. Wird in einem konstanten Teillastpunkt der Frischluft Abgas beigemischt, muss der Motor entdrosselt werden, um die Frischluftmenge konstant zu halten. Daraus resultiert ein erhöhter Saugrohrdruck mit geringeren Drosselverlusten und einem erhöhten Wirkungsgrad [28], [39].

2.4.3 Einfluss einer AGR auf die innermotorische Schadstoffbildung

Die Stickoxid-Konzentration während der Verbrennung ist maßgeblich von der im Zylinder herrschenden Verbrennungstemperatur (thermisches Stickstoffmonoxid) beeinflusst und bildet sich überwiegend nach dem Zeldovich-Mechanismus. Mit steigender Verbrennungstemperatur nimmt die Konzentration an Stickoxiden zu. Ladungsverdünnung mit Abgas und die daraus resultierende geringere Verbrennungsspitzentemperatur reduziert die Stickoxidbildung.

Im stöchiometrischen Betrieb führt eine steigende AGR-Rate zu erhöhten HC-Konzentrationen. Dies ist mit einer reduzierten Oxidation der Kohlenwasserstoffe (aufgrund der geringeren Verbrennungstemperatur) und einer erhöhten Auslöschdistanz (quenching distance) zu begründen. Abbildung 22 zeigt Verläufe von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Stickoxiden einer AGR-Variation in zwei unterschiedlichen Betriebspunkten. Die Diagramme verdeutlichen die sich signifikant reduzierenden Stickoxidemissionen (-69 % bzw. -52 %) sowie ansteigenden HC-Emissionen (ca. +61 %) bis zu einer AGR-Rate von 15 %. [31] [13]

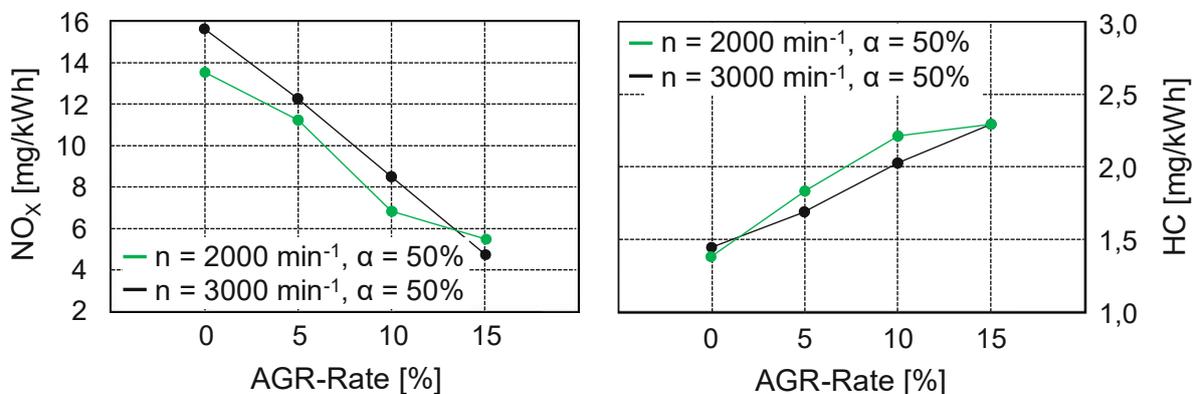


Abbildung 22: Rohabgaskonzentrationen in Abhängigkeit der AGR-Rate in zwei stationären Betriebspunkten ($\lambda = 1$). [13]

Neben den genannten Vorteilen der gekühlten externen Abgasrückführung in der Niederdruck-Konfiguration ergeben sich auch Nachteile. Um den Verdichter in einer Niederdruck-Konfiguration vor Tropfenschlag zu schützen, muss dem im Abgas enthaltenem Wasserdampf besonderes Augenmerk geschenkt werden. Die AGR-Temperatur lässt sich so weit absenken, dass der im Abgas enthaltene Wasserdampf bereits am AGR-Kühler auskondensiert und an einem Kondensatabscheider zwischen AGR-Kühler und Verdichtereingang abgeschieden wird. Dies erhöht den Bedarf an zusätzlichem Bauraum. Eine weitere Möglichkeit besteht darin, das rückgeführte Abgas am AGR-Kühler nur so weit zu kühlen, dass ein Auskondensieren beim Vermischen des Abgases mit der Frischluft unterbunden wird. In diesem Fall ist jedoch damit zu rechnen, dass Wasser nach dem Ladeluftkühler auskondensiert [30].

Des Weiteren ist bei hohen Drehzahlen und Lasten in der Niederdruckkonfiguration darauf zu achten, dass der Turbolader seine maximale Grenzdrehzahl nicht überschreitet. [40] [41]

2.4.4 AGR-Systeme an ausgeführten Ottomotoren

Anwendung findet eine gekühlte externe Niederdruck-AGR am Hyundai-Kia Smartstream 1.0 I DI Turbo-Ottomotor. Durch Neuerungen im Ventiltrieb (variable Ventilöffnungsdauer und Phasenlage), eine Zündenergie bis 120 mJ und erhöhter turbulenter kinetischer Energie (TKE) während des Ansaugens und Verdichtens resultiert ein ausgedehnter Bereich reduzierten Verbrauchs (BSFC < 240g/kWh) bei AGR-Raten bis 22 % und einem effektiven Wirkungsgrad von bis zu 39 %. [42]

Great Wall Motors nutzt ein ND-AGR System an ihrem 1.5 I Hybrid Turbo-Ottomotor. Durch die Integration von fortschrittlichen Technologien wie hohem Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 12,5$), hochenergetischer Zündung (110 mJ), VTG-Turbolader und Miller-Steuerzeiten erreicht der Motor einen maximalen effektiven Wirkungsgrad von 42 %. Die maximale AGR-Rate liegt bei 25 %. [43]

Toyota verwendet ein ND-AGR-System am 1.8 I ESTEC 2ZR-FXE Prius-Motor. Dabei wird das rückgeführte Abgas nicht zentral im Saugrohr beigemengt, sondern separat an jedem der vier Ansaugkanäle. Das separate Zuführen bewirkt eine exakte Gleichverteilung des rückgeführten Abgases und führt zu maximalen AGR-Raten von bis zu 25 %. Um bei so hohen AGR-Raten eine stabile Verbrennung zu gewährleisten und zyklische Schwankungen und Verbrennungsaussetzer auf ein Minimum zu reduzieren, wurde die Zündenergie auf 100 mJ angehoben. Der Motor erzielt einen maximalen effektiven Wirkungsgrad von 40 %. [44]

Weiters nutzt Toyota ein ND-AGR-System am M15A-FXE HV Motor. Dabei handelt es sich um einen saugrohreinspritzenden 1.5 I 3-Zylinder Saugmotor mit einem

Verdichtungsverhältnis von $\epsilon = 14,0:1$. Gleich wie am zuvor genannten Prius-Motor wird das rückgeführte Abgas den Zylindern an den jeweiligen Ansaugkanälen beigemischt. Der Motor erzielt einen effektiven Wirkungsgrad von bis zu 41 %.[3]

2.5 Kraftstoffreformierung

Kraftstoffreformierung an einer Verbrennungskraftmaschine hat das Potential, den effektiven Wirkungsgrad des Antriebssystems durch Abgasenergieerückgewinnung zu steigern. Es handelt sich dabei um einen thermochemischen Prozess, der durch Reformierungsreaktionen an einem Katalysator H_2 - und CO -reiches Synthesegas aus Kohlenwasserstoffen bildet. Untersuchungen in diesem Forschungsfeld gehen bis in die 1960-er Jahre zurück, wo schon aufgezeigt werden konnte, dass die mager-Verträglichkeit von Verbrennungskraftmaschinen durch gasförmige Kraftstoffe, die durch Dampfreformierung generiert werden, angehoben werden kann [45].

Die Verwendung eines Kraftstoffreformers am Verbrennungsmotor ist durch eine Verbrennungsstabilisierung (Steigerung der AGR-Verträglichkeit) und eine mögliche Heizwertsteigerung [46] des gebildeten Synthesegases, gegenüber dem zugeführten Kraftstoff, sinnvoll. Abbildung 23 zeigt zwei schematische Darstellungen eines Verbrennungsmotors mit einem Reformer zur katalytischen Kraftstoffreformierung mit Wasser oder Luft (links) und Abgas (rechts).

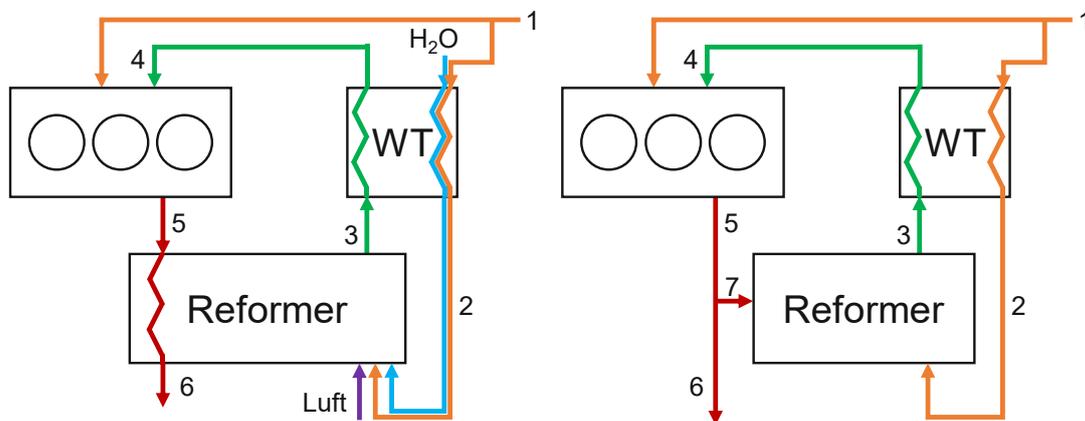


Abbildung 23: Schematische Darstellung eines Verbrennungsmotors mit einem Reformer und Wärmetauscher WT. 1 - Kraftstoff, 2 – vorgewärmter Reformierungskraftstoff (oder Wasser/Kraftstoff-Gemisch), 3 – heißes Reformatgas, 4 – gekühltes Reformatgas, 5 – Abgas motornahe, 6 – Abgas, 7 – Abgas für den Reformierungsprozess. [47]

Durch den positiven Einfluss des gebildeten Synthesegases auf die innermotorische Verbrennung und eine mögliche Heizwertsteigerung des zugeführten Reformerkraftstoffs lässt sich der Kraftstoffverbrauch verringern, was zu reduzierten CO_2 -Emissionen führt.

Im folgenden Abschnitt wird auf die Grundlagen und Anwendbarkeit der Kraftstoffreformierung bei ottomotorischer Verbrennung eingegangen. Zu Beginn werden verfahrenstypische Prozessmerkmale und die zugrundeliegende Chemie erklärt. In weiterer Folge werden für den Ottomotor relevante Konfigurationsmaßnahmen beschrieben und bereits publizierte wissenschaftliche Forschungsarbeiten mit relevanten Inhalten angeführt.

In Abhängigkeit des Lastpunktes verlässt etwa ein Drittel der dem Motor zugeführten chemischen Energie (Kraftstoff) das System als ungenutzte Abgasenthalpie [48] [49] [50]. Durch Kraftstoffreformierung mit Abgas ergibt sich zusätzliches Potential, die Energie des Abgases zu einer weiteren Effizienzsteigerung zu nützen. Dabei wird ein Teil der im Abgas enthaltenen Wärme genutzt, um einen Reformerkatalysator zu heizen und durch endotherme Reformierungsreaktionen (von Kohlenwasserstoffen und Abgaskomponenten) H_2 - und CO -haltiges Synthesegas zu bilden.

Gegenüber einer herkömmlichen AGR-Strecke unterscheidet sich jene zur katalytischen Kraftstoffreformierung um einen zusätzlichen Kraftstoffinjektor und einen Reformerkatalysator. In Abhängigkeit von der Konfiguration (Hochdruck- oder Niederdrucksystem) wird das Abgas vor dem Turbolader, vor dem Katalysator oder nach dem Katalysator entnommen. Dem heißen Abgas wird anschließend Kraftstoff beigemischt, der in einer Mischstrecke optimalerweise vollständig verdampft und sich homogen mit dem Abgas durchmischt. In weiterer Folge reagiert das Kraftstoff/Abgas-Gemisch an einem beschichteten Reformerkatalysator zu Synthesegas, ehe es der Frisch- oder Ladeluft (abhängig von der Konfiguration) wieder zugeführt wird. Die Hauptkomponenten des generierten Gases setzen sich aus H_2 , CO , CH_4 und nicht konvertierten Kohlenwasserstoffen zusammen [51]. Neben dem gebildeten Reformierungsgas sind weiterhin CO_2 , H_2O und N_2 als natürliche Produkte der innermotorischen Verbrennung im rückgeführten reformierten Abgas enthalten. Die Synthesegaskonzentrationen sind maßgeblich von der Reformierungsart, dem Reformierungskraftstoff, der Prozesstemperatur, dem verwendeten Katalysator und dem Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis geprägt.

Abbildung 24 zeigt in schematischer Form die Komponenten der Abgasrückführung zur Kraftstoffreformierung aus den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit.

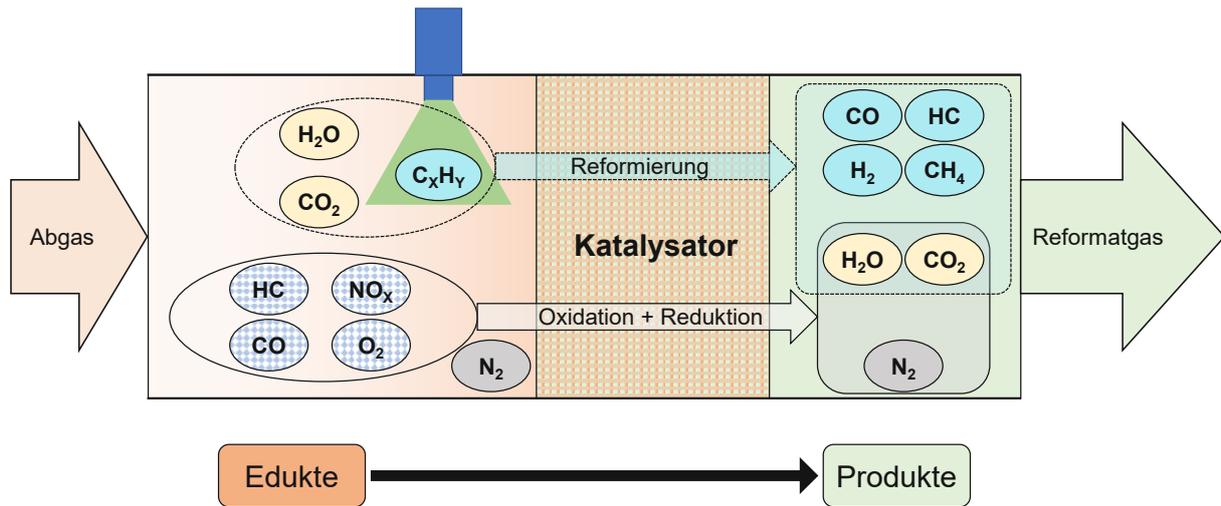


Abbildung 24: Schematische Darstellung einer Reformereinheit mit Rohabgaskomponenten + Reformerkraftstoff (Edukte), Katalysator und Reformatgaskomponenten (Produkte).

2.5.1 Chemie der Kraftstoffreformierung

Kraftstoffreformierung mit Abgas zielt darauf ab, im Abgas enthaltene Wärme für eine effektive Reformierung zu nutzen. Die für die Reformierung erforderliche Prozesstemperatur soll dabei durch das heiße Abgas gewährleistet sein, sodass endotherme chemische Reaktionen am Reformerkatalysator überwiegen und dem Abgasstrom Energie entziehen. Das Produkt eines erfolgreichen Reformierungsprozesses ist kohlenmonoxid- und wasserstoffreiches Synthesegas.

Der bei der Reformierung gewonnene Wasserstoff wird aus einem komplexen System an Reaktionen des zugeführten Kraftstoffs mit dem im Abgas enthaltenen Wasserdampf (Dampfreformierung), CO_2 (Trockenreformierung), Sauerstoff (partielle Oxidation) oder durch eine Zersetzung des Kraftstoffs gewonnen.

Die Reformierungseffizienz ist dabei maßgeblich von der Prozesstemperatur beeinflusst [52]. Im Sinne einer Maximierung der Wasserstoff- und Kohlenmonoxid-Konzentrationen strebt man nach hohen Prozesstemperaturen (Abgastemperaturen). Am Ottomotor ergibt sich entlang des Abgasstranges ein weiter Temperaturbereich. In Serienkonfiguration treten an Ottomotoren maximale Abgastemperaturen von bis zu ca. 1000 °C vor der Turbine auf. Berücksichtigt man diesbezüglich, dass es sich bei der Reformierung mit Abgas zwangsläufig um einen AGR-Betrieb handelt, ergibt sich daraus ein Zielkonflikt, weil sich die Abgastemperatur mit steigender AGR-Rate signifikant reduziert.

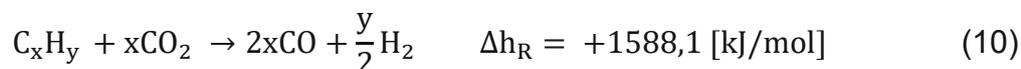
Wird beispielhaft als Vergleichskraftstoff zu handelsüblichem Benzin Iso-Oktan (C_8H_{18}) als Reformierungskraftstoff verwendet, sind für eine effektive Ausbeute an Wasserstoff Prozesstemperaturen von ca. 700 °C [53] bis 770 °C [54] erstrebenswert.

Zwei maßgebliche endotherme Reaktionen beim Reformierungsprozess mit Abgas sind die Dampf- und Trockenreformierung, siehe Glg. (9) und Glg. (10). Bei der Dampfreformierung reagiert der zugeführte Kraftstoff mit dem im Abgas enthaltenem Wasserdampf, bei der Trockenreformierung mit Kohlendioxid.

Dampfreformierung¹



Trockenreformierung¹



Versuche von Leung et al. an einem beheizten Reformer zeigen, dass die Dampfreformierung von Benzin in einem Temperaturbereich von 600 °C – 750 °C dominiert (vol. H₂/CO-Verhältnis im Reformatgas ~ 1,84), die Trockenreformierung über 750 °C (vol. H₂/CO-Verhältnis im Reformatgas ~ 0,83). Durch Kenntnis des vol. Verhältnisses der Reformierungsprodukte kann auf die zugrundeliegende Reformierungsreaktion geschlossen werden [52].

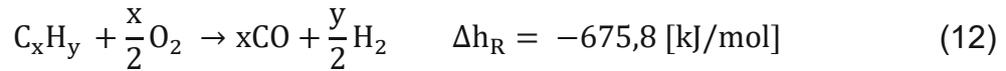
Ist Sauerstoff beim Reformierungsprozess vorhanden, treten exotherme Reaktionen auf. Dabei ist sowohl eine vollständige Oxidation von Kohlenwasserstoffen, Glg.(11) als auch eine partielle Oxidation möglich, Glg.(12). Am Ottomotor entspricht die O₂-Konzentration im Rohabgas bei stöchiometrischem Betrieb etwa 0,5 Vol.%. Experimentelle Untersuchungen von J. Kim et al. [55] und Szybist et al. [56] zeigen, dass die Prozesstemperatur durch zusätzlichen Sauerstoff im Abgas (Magerbetrieb oder Luftleinblasung) angehoben wird, sich die Effizienz des Gesamtsystems (Motor + Reformereinheit) jedoch reduziert, siehe dazu Abschnitt 2.5.3.

Vollständige Oxidation¹



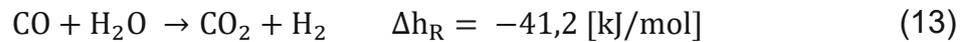
¹ Reaktionsenthalpie Δh_R mit Stoffwerten aus [100] bei T = 25 °C, p = 1,01325 bar, HC-Verbindung als n-Octan C₈H₁₈, Wasser gasförmig.

Partielle Oxidation²



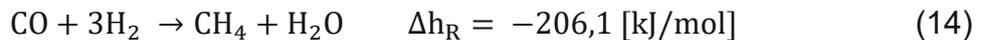
Durch die Wassergas-Shift Reaktion ist es möglich, dass bei der Reformierung generiertes Kohlenmonoxid mit Wasser zu Kohlendioxid und Wasserstoff weiterreagiert, Glg. (13). Diese tritt erst später im Reformierungsprozess auf, wenn sich ausreichend hohe Mengen an CO gebildet haben [57].

Wassergas-Shift²

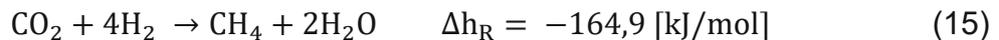


Zusätzlich treten bei der Reformierung Sekundärreaktionen auf, bei denen es zu einer Methanisierung kommt. Dabei reagiert gebildeter Wasserstoff mit CO oder CO₂ zu Methan (CH₄) siehe Glg. (14) und Glg. (15).

Methanierung 1²



Methanierung 2²



Neben Benzin wurde der Reformierungsprozess an Verbrennungskraftmaschinen auch mit alternativen Kraftstoffen untersucht. Dabei rücken vor allem Ethanol und Methanol in den Fokus von einer Vielzahl an wissenschaftlichen Arbeiten. Durch die kürzere Kohlenwasserstoffkette lassen sich Ethanol und Methanol gegenüber Benzin bei deutlich geringeren Temperaturen reformieren [47], [58]. In [Abbildung 25](#) sind die Reformattemperaturen von Methanol, Ethanol und Iso-Oktan über dem Reformierungsgrad dargestellt. Daraus lässt sich erkennen, dass eine vollständige Reformierung von Methanol und Ethanol bei deutlich geringeren Temperaturen gegenüber Iso-Oktan stattfindet.

² Reaktionsenthalpie Δh_R mit Stoffwerten aus [100] bei T = 25 °C, p = 1,01325 bar, Wasser gasförmig.

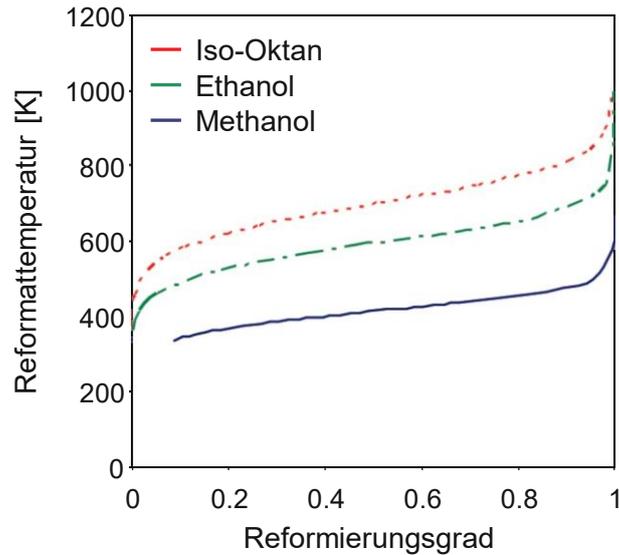
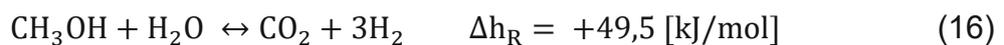


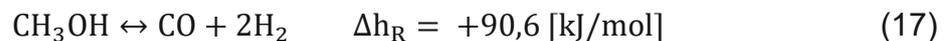
Abbildung 25: Reformtemperatur in Abhängigkeit des Reformierungsgrades (0 = keine Reformierung, 1 = vollständige Reformierung). [59]

Methanol hat den Vorteil, dass es aus einer Vielzahl an fossilen und erneuerbaren Energieträgern gewonnen werden kann. Dadurch ist eine zukünftige Verwendung von Methanol als ein alternativer Kraftstoff denkbar [60]. Zudem besitzt es gegenüber anderen Alkoholen keine starke C-C-Bindung, wodurch es sich bereits bei niedrigen Temperaturen (200-300 °C) reformieren lässt [61], [62]. Die nachstehenden Gleichungen (16) und (17) beschreiben die wesentlichen Reaktionen der Methanol-Reformierung.

Methanol-Dampfreformierung³



Methanol-Zersetzung³



Ethanol ist ein leicht verfügbarer Kraftstoff, der vor allem in den USA und Brasilien in großen Mengen aus erneuerbaren bzw. CO₂-neutralen Quellen gewonnen wird [63]. Wird Bioethanol als Reformierungskraftstoff herangezogen, führt dies zu einer klimafreundlicheren Emissionierungsbilanz. Erforderliche Prozesstemperaturen für die Ethanol-Reformierung liegen im Bereich von 300 °C bis 600 °C [61], [64], [65]. In [51]

³ Reaktionsenthalpie Δh_{R} mit Stoffwerten aus [100] bei $T = 25 \text{ °C}$, $p = 1,01325 \text{ bar}$, Wasser gasförmig.

wird ein Temperaturbereich von 550 °C – 650 °C für die Dampfreformierung von Ethanol an Ni-Katalysatoren angeführt. Die hohe Temperatur wird benötigt um die C-C-Bindung zu trennen. Soll eine vollständige Wandlung von Ethanol in CO₂ und H₂ herbeigeführt werden, sind deutlich höhere Temperaturen bis 800 °C erforderlich [66]. Die nachstehenden Gleichungen (18) bis (21) beschreiben die wesentlichen Reaktionen der Ethanol-Reformierung.

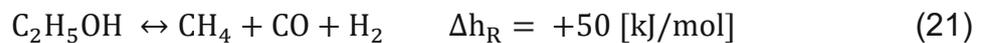
Ethanol-Dampfreformierung⁴



Ethanol-Trockenreformierung⁴



Ethanol-Zersetzung⁴



Das Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis stellt die dem Reformier zugeführte Wassermenge der zugeführten Kraftstoffmenge [mol/mol] ins Verhältnis. Wird dabei ein kritisches Maß unterschritten, so steigt die Wahrscheinlichkeit von Koksbildung am Reformier, das zu einer Deaktivierung der katalytischen Reaktionen führen kann. Um eine Koksbildung bei der Dampfreformierung zu unterbinden, sind bei Ethanol S/E-Verhältnisse (Steam to Ethanol) von > 3 und bei Methanol S/M-Verhältnisse (Steam to Methanol) von > 1 zu empfehlen. [67], [68]

Alternativ zum Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis kann bei bekannter C-Atomanzahl des Reformierungskraftstoffs das Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis (Steam to Carbon ratio) gebildet werden.

⁴ Reaktionsenthalpie Δh_{R} mit Stoffwerten aus [100] bei T = 25 °C, p = 1,01325 bar, Wasser gasförmig.

2.5.2 Heizwertsteigerung durch Kraftstoffreformierung

Um den effektiven Wirkungsgrad einer Verbrennungskraftmaschine durch Kraftstoffreformierung mit Abgas zu maximieren, ist es erforderlich, möglichst viel Kraftstoff am Reformierkatalysator vollständig und endotherm zu konvertieren. Daraus folgt, dass hohe AGR-Rate angestrebt werden. Das führt zu einem Zielkonflikt zwischen niedrigen Abgastemperaturen aufgrund hoher AGR-Raten und gewünschten hohen Abgastemperaturen am Reformierkatalysator.

Der Wirkungsgrad des Reformierungsprozesses η_{Refo} berechnet sich aus dem Verhältnis vom chemischen Energiestrom nach dem Reformierkatalysator zu jenem vom eingesetzten Kraftstoff vor dem Reformierkatalysator, siehe Glg.(22). Die zugehörigen unteren Heizwerte sind in Tabelle 1 angeführt.

$$\eta_{\text{Ref.}} [\%] = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2} * Hu_{\text{H}_2} + \dot{m}_{\text{CO}} * Hu_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{CH}_4} * Hu_{\text{CH}_4} + \dot{m}_{\text{HC}} * Hu_{\text{KS_Ref.}}}{Hu_{\text{KS_Ref.}} * \dot{m}_{\text{KS_Ref.}}} * 100 \quad (22)$$

$\eta_{\text{Ref.}}$	Reformierungswirkungsgrad [%]
\dot{m}_i	Massenstrom der Reformatgaskomponente i [kg/s]
$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	Massenstrom des Reformierkraftstoffs [kg/s]
Hu_i	Unterer Heizwert der Reformatgaskomponente i [J/kg]
$Hu_{\text{KS_Ref.}}$	Unterer Heizwert des Reformierkraftstoffs [J/kg]

Tabelle 1: Untere Heizwerte von chemischen Energieträgern

	CO	H ₂	CH ₄	Methanol	Ethanol	Benzin
Unterer Heizwert [MJ/kg]	10,1	120	50	19,9	26,8	41,636

Erzielt der Reformierungswirkungsgrad Werte > 100 % so lässt sich davon ableiten, dass die endothermen Reaktionen überwiegen und es zu einer Heizwertsteigerung des gebildeten Synthesegases gegenüber dem flüssig zugeführten Kraftstoff kommt. Das System wandelt somit thermische Energie aus dem Abgas in chemische Energie zurück.

Ein Reformierungswirkungsgrad von < 100 % bedeutet, dass die Reaktionen überwiegend exotherm ablaufen. Ein Verlust an effektivem Wirkungsgrad des Gesamtsystems (Motor + Reformier) muss damit aber nicht zwangsweise einhergehen, da die innermotorische Verbrennung durch die generierten Reformierprodukte positiv beeinflusst werden kann [69].

Leung et al. zeigten in ihrer Untersuchung, dass ein Reformierwirkungsgrad von 127 % erreicht werden kann, wenn die in der AGR-Strecke enthaltenen O₂- (partielle Oxidation), CO₂- (Trockenreformierung) und H₂O-Moleküle (Dampfreformierung) bei der Reformierung mit Benzin zur Gänze konvertiert werden. [52]

Dies entspricht nahezu jenem Wert von Martin et al. [70], die in ihrer Veröffentlichung eine Heizwertsteigerung von 28 % bei vollständiger Reformierung des Kraftstoffs anführen.

2.5.3 Aktuelle Untersuchungsergebnisse

Die Kraftstoffreformierung an Ottomotoren bietet eine Vielfalt an Hardwarekonfigurationen und Freiheitsgraden (unterschiedliche Reformierungskraftstoffe, Gaszusammensetzung), um die Reformierung zur Effizienzsteigerung zu nutzen. Im nachfolgenden Abschnitt wird eine Übersicht zu aktuellen experimentellen Untersuchungen präsentiert. Dabei werden Untersuchungen vorgestellt, deren Aufbau jenem einer AGR-Strecke ähnlich ist, am Synthesegasprüfstand erprobt wurden oder auf sogenannter zylinderinterner Reformierung basieren.

J. Kim et al. [55] untersuchen Kraftstoffreformierung mit Abgas in einer Niederdruckanordnung bei niedrigen Lasten ($p_{me} = 4 \text{ \& } 6 \text{ bar}$, $n = 2000 \text{ min}^{-1}$) an einem 2.0l Hyundai Turbo-Ottomotor mit zusätzlicher Lufteinblasung vor dem Reformer. Die zusätzliche Lufteinblasung hat zur Folge, dass exotherme Reaktionen die Reformerkatalysatortemperatur anheben. Das wirkt sich vor allem dann positiv auf die Reformierung aus, wenn dadurch die Light-Off-Temperatur des Reformerkatalysators überschritten wird und daraus folgend die Kraftstoffkonvertierungsrate steigt. Im niedrigen Lastfall ihrer Untersuchungen ($p_{me} = 4 \text{ bar}$) erhöht sich die Reformerkatalysatortemperatur (Light-Off-Temperatur = $450 \text{ }^\circ\text{C}$) von $410 \text{ }^\circ\text{C}$ auf $544 \text{ }^\circ\text{C}$ bei einer Verdünnungsrate (Luft) von 5 % vor dem Reformer. Trotz der erhöhten Reformierungstemperaturen durch zusätzliche Lufteinblasung kann am Gesamtsystem (Motor + Reformereinheit) nur eine geringe Wirkungsgradsteigerung +0,2 % im niedrigen Lastpunkt ($p_{me} = 4 \text{ bar}$) bzw. keine Wirkungsgradsteigerung im höheren Lastpunkt ($p_{me} = 6 \text{ bar}$) durch eine zusätzliche Lufteinblasung vor dem Reformer nachgewiesen werden. Diese Erkenntnis ist auf den Sauerstoffüberschuss und die damit verbundene partielle oder vollständige Oxidation des Reformierungskraftstoffs zurückzuführen. Abbildung 26 zeigt den Verlauf des effektiven Wirkungsgrades in Abhängigkeit der AGR-Rate und Luftverdünnung.

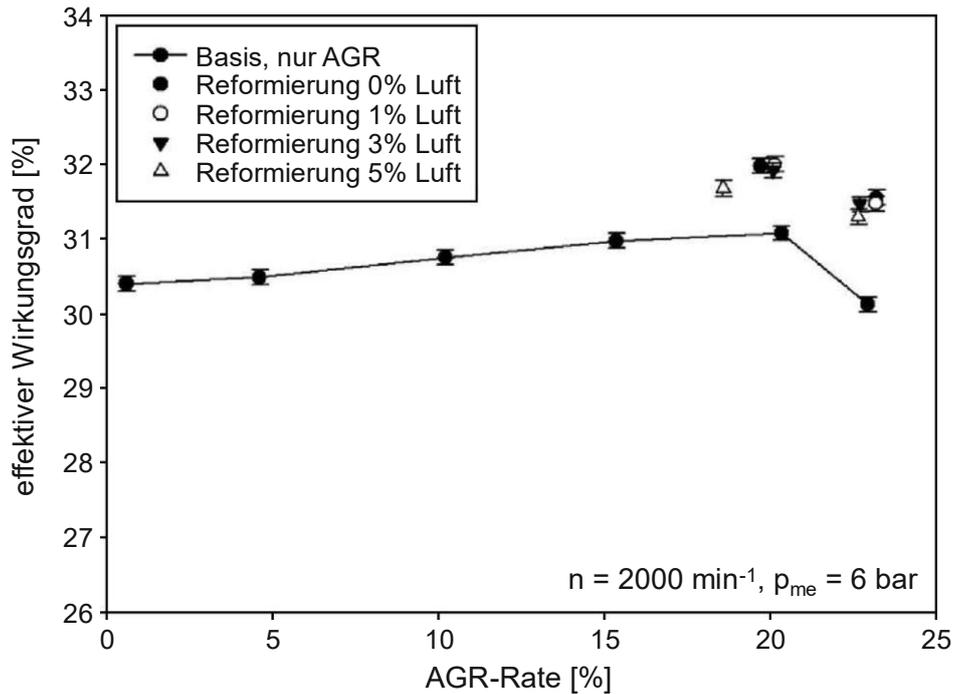


Abbildung 26: Effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit der AGR-Rate und Luftverdünnung vor dem Reformier, Benzin als Reformierungskraftstoff, % Luft volumetrisch vor dem Reformier. [55]

Szybist et al. [56] untersuchen die Kraftstoffreformierung ebenfalls mit unterschiedlichen O_2 -Konzentrationen am Reformier. Er kann anhand seiner Untersuchungen zeigen, dass sich durch Reformierung generierte H_2 - und CO -Konzentrationen mit steigendem O_2 -Gehalt am Reformier erhöhen. Die Untersuchungen werden an einem 4-Zylinder Ottomotor durchgeführt, wobei Zylinder 4 unabhängig von den anderen mager betrieben wird, siehe [Abbildung 27](#). Das sauerstoffhaltige Abgas von Zylinder 4 wird am Auslass mit Kraftstoff vermengt und reagiert anschließend an zwei katalytisch beschichteten Reformierkatalysatoren, ehe es nach einem AGR-Kühler der Frischluft von Zylinder 1-3 zugemischt wird.

Die Untersuchungen zeigen, dass sich der Betriebspunkt mit maximal erzieltm Wirkungsgrad des Gesamtsystems nicht mit jenem mit maximal generierten H_2 - und CO -Konzentrationen (nach dem Reformier) deckt, siehe [Abbildung 28](#). Zurückzuführen ist diese Erkenntnis auf die vollständige und partielle Oxidation (exotherm) des Kraftstoffs, wodurch sich die Temperatur am Reformierkatalysator erhöht. Dieser Kraftstoff ist aber nicht mehr für die Reformierung verfügbar und die positiven Effekte der Reformierungsprodukte können diesen Nachteil nicht mehr kompensieren. Auf das Gesamtsystem betrachtet sollte daher die Sauerstoffkonzentration am Reformierkatalysator niedrig gehalten werden. [56]

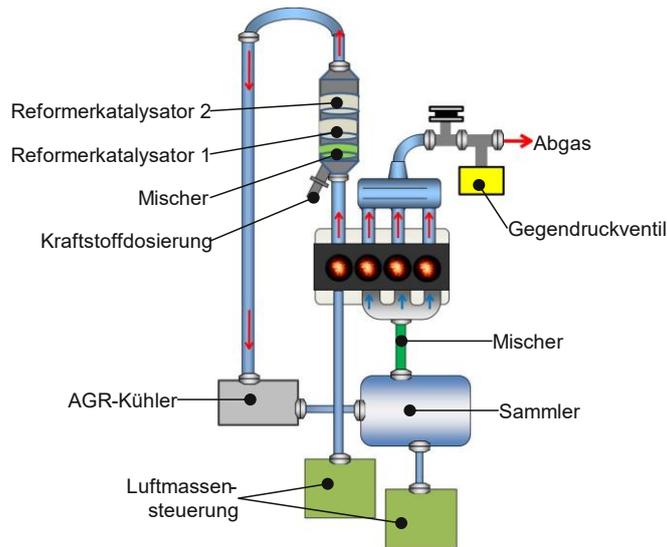


Abbildung 27: Versuchsaufbau der Reformierungsuntersuchungen von Szybist et al. [56]

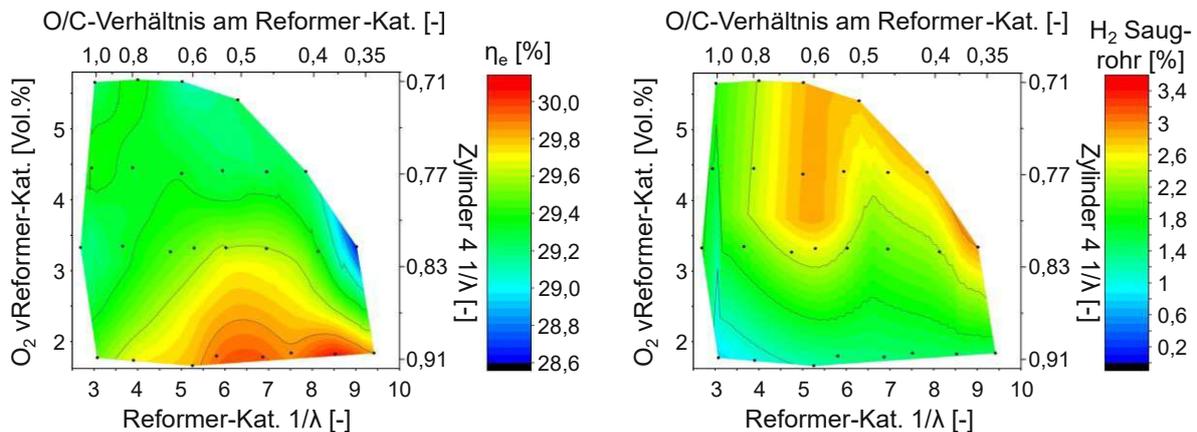


Abbildung 28: Effektiver Wirkungsgrad und H_2 -Konzentrationen im Saugrohr in Abhängigkeit der O_2 -Konzentration und dem O/C-Verhältnis am Reformer-Katalysator bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 4 \text{ bar}$. [56]

Brookshare et al. [71] untersuchen die Reformierung mit partieller Oxidation von unterschiedlichen Kraftstoffen (Ethanol, Iso-Oktan und Benzin) an einem Synthesegasprüfstand und können ähnliche Erkenntnisse wie Szybist et al. [56] nachweisen. Bei allen untersuchten Kraftstoffen ist ein Trend zu steigenden H_2 -Konzentrationen mit steigendem Sauerstoffgehalt am Reformerkatalysator erkennbar, jedoch reduziert sich parallel dazu die Reformierungseffizienz (Heizwertverlust) durch die Oxidation des Reformerkraftstoffs.

In einer weiteren Studie untersuchen Kim et al. [72] den Einfluss von zusätzlichem Wasserdampf auf den Reformierungsprozess und die Motorperformance. Neben Benzin wird dabei zusätzlich Wasserdampf vor dem Reformer zudosiert. Hierbei kann gezeigt werden, dass sich der zusätzliche Wasserdampf positiv auf die

Wasserstoffbildung auswirkt, der Zündverzug und die Brenndauer jedoch ansteigen. Die Verlängerung von Zündverzug und Brenndauer ist auf den Wasserdampf zurückzuführen. Parallel zur Verschleppung der Verbrennung reduziert überschüssiger Wasserdampf die Verbrennungstemperatur und dadurch die Stickoxidkonzentration. Das Beimengen von Wasserdampf führt demnach zu keiner Steigerung des effektiven Wirkungsgrades des Gesamtsystems (Motor + Reformersystem), aber durch seine kühlende Wirkung bei der Verbrennung zu einer Reduktion von Stickoxiden. Abbildung 29 zeigt den Verlauf des effektiven Wirkungsgrades (Motor + Reformersystem) über der zugeführten Wasserdampfmenge (vor dem Reformier). Man erkennt darin eine Wirkungsgradsteigerung durch den Reformierungsbetrieb gegenüber reinem AGR-Betrieb und dass durch das Beimengen von Wasserdampf kein nennenswerter Wirkungsgradgewinn im Reformierbetrieb auftritt. [72]

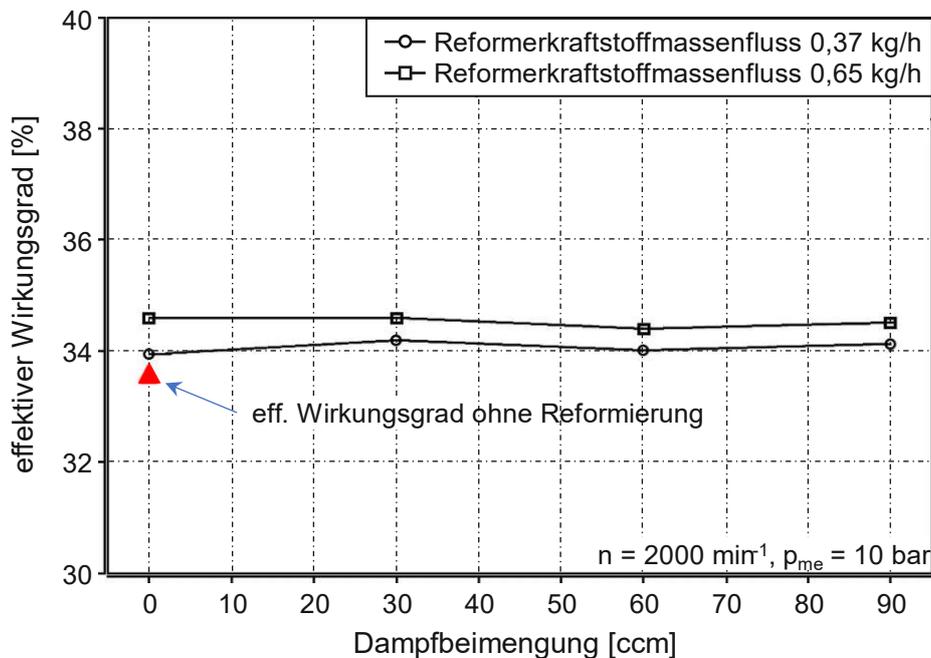


Abbildung 29: Effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit der vor dem Reformier zudosierten Wasserdampfmenge, Benzin als Reformierungskraftstoff. [72]

Alger et al. [73] befassen sich mit In-Zylinder Reformierung. Dabei wird ähnlich wie bei Szybist et al. [56] ein Zylinder unabhängig von den anderen mit Kraftstoffanreicherung (partielle Oxidation) betrieben und das Verbrennungsabgas dieses Zylinders der Frischluft zugeführt. Im Unterschied zu Szybist wird kein Reformierungskatalysator verwendet, siehe Abbildung 30. Durch die Kraftstoffanreicherung in Zylinder 1 wird ein an Wasserstoff und Kohlenmonoxid reiches Verbrennungsgas generiert. Aus Abbildung 30 geht ein signifikanter Anstieg der molaren CO- und H₂-Konzentration, im Abgas des AGR-Zylinders, mit zunehmender Kraftstoffanreicherung hervor. Zudem

lässt sich erkennen, dass die chemische Energie im Abgas überwiegend von CO kommt. Die Anreicherungsrate an Zylinder 1 ist durch eine geringe Verbrennungsstabilität bei $\lambda \sim 0,77$ begrenzt. Es sei angemerkt, dass es sich dabei um einen AGR-Betrieb mit einer AGR-Rate von 25 % handelt. Am Versuchsträger kann auf diese Weise ein maximaler effektiver Wirkungsgrad von 42,4 % erzielt werden. [73]

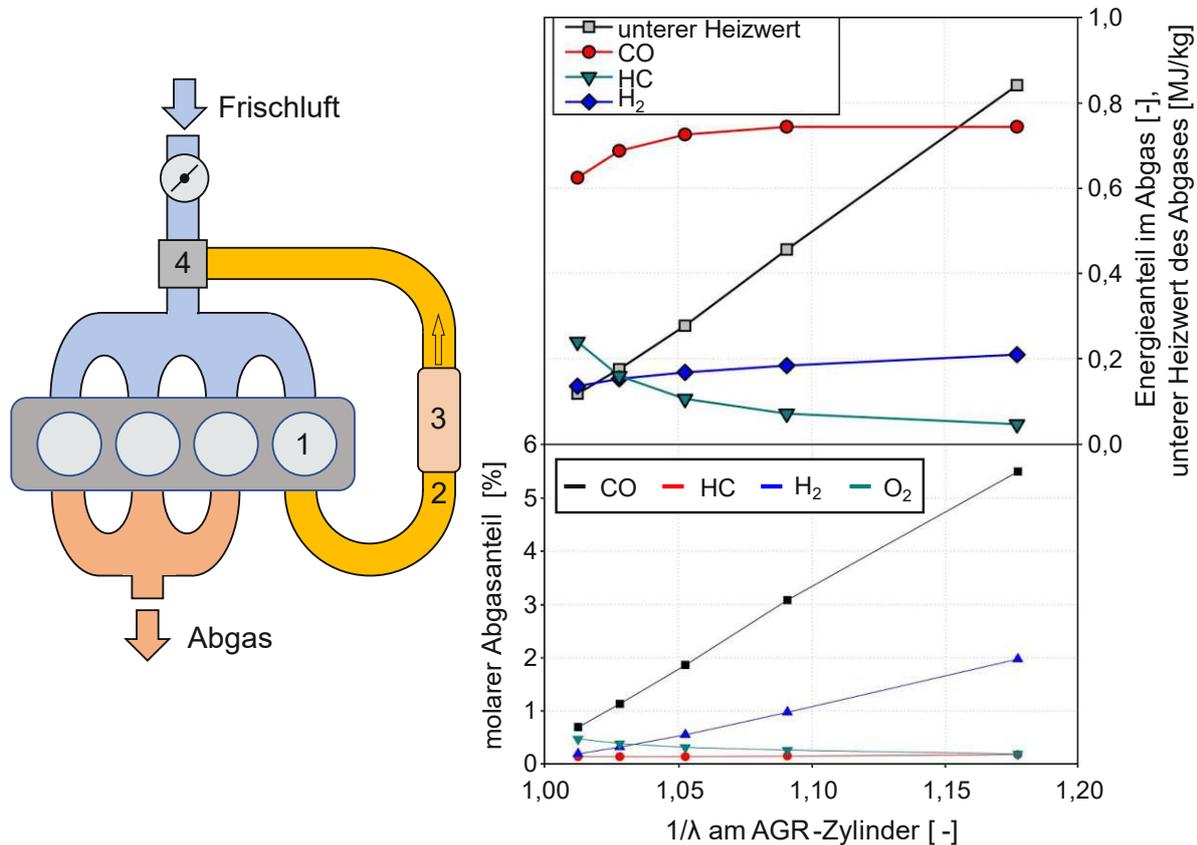


Abbildung 30: Zylinderinternen Reformierung am Mehrzylindermotor, links (1 - AGR-Zylinder der mit Kraftstoffanreicherung betrieben wird; 2 - AGR-Strecke; 3 - AGR-Kühler; 4 - Frischluft/AGR-Mischer). Molare Anteile im Abgas des AGR-Zylinders und Energieanteile mit unterem Heizwert des Abgases, rechts. [74]

2.5.4 Gestaltung von Reformersystemen

Der Aufbau eines Reformersystems ist entscheidend für dessen Reformierungseffizienz. Neben einer effizienten Nutzung der Abgasenergie sollen der Abgasgedruck, der erforderliche Bauraum und die Kosten auf ein Minimum reduziert werden. Um den Reformierungskraftstoff zu verdampfen und zu erhitzen, muss diesem Wärme zugeführt werden. Als Wärmequellen stehen am Verbrennungsmotor Kühlmittel, Motoröl und Abgas zu Verfügung. Um dem heißen AGR-Massenstrom durch das Beimengen von Reformerkraftstoff möglichst wenig Wärme zu entziehen, ergibt sich die Überlegung, die thermische Abgasenergie des

nicht rückgeführten Abgases zum Verdampfen und Erhitzen des Reformerkraftstoffs zu nutzen. Parallel dazu kann diese thermische Energie zum Heizen der gesamten Reformereinheit (Reduktion der Wärmeverluste → höhere Prozesstemperatur) genutzt werden.

Fennell et al. [69] verwenden in ihren Untersuchungen eine Reformerkonstruktion die einem Plattenwärmetauscher ähnlich ist. Das für die Reformierung verwendete Abgas wird vor dem 3-Wege-Katalysator entnommen, mit Kraftstoff angereichert und in den Reformier geleitet. Die katalytisch beschichteten Reformierplatten werden vom heißen Hauptabgasmassenstrom (nach dem 3-Wege-Katalysator) umströmt, wodurch sich Wärmeverluste reduzieren bzw. die Reformierungstemperatur angehoben wird, siehe [Abbildung 31](#) links.

Li et al. [75] führen ihrem Reformersystem ein flüssiges Wasser/Ethanol-Gemisch zu. Dieses Gemisch verdampft in mehreren von Abgas umströmten Kupferrohren, erhitzt sich aufgrund der hohen Abgastemperatur und reagiert an in den Kupferrohren integrierten Katalysatoren zu Synthesegas, siehe [Abbildung 31](#), rechts.

Sall et al. [76] verwenden ein Doppelrohrsystem bei dem das Innenrohr (Reformierstrecke) vom heißen Abgas umströmt wird.

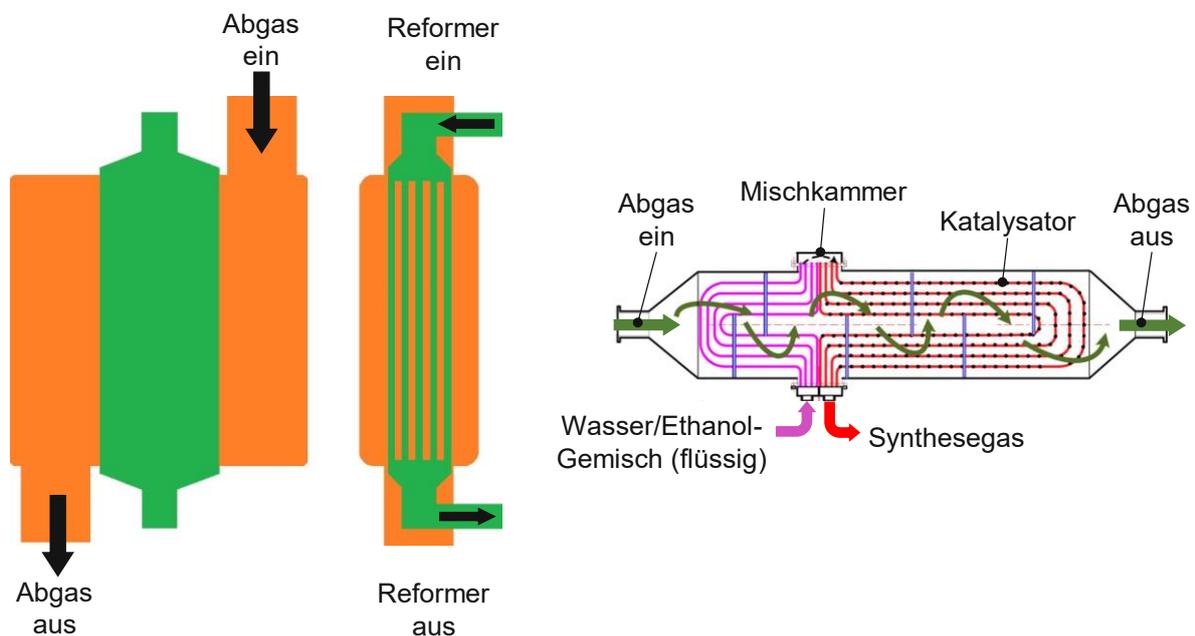


Abbildung 31: Reformersysteme von Fennell et al. (links) [69] und Li et al. (rechts) [75].

2.5.5 Wirkung der Reformierungsprodukte auf die motorische Verbrennung

Kraftstoffreformierung zielt darauf ab, maximale H_2 - und CO -Konzentrationen im Produktgas zu generieren. Weil vor allem der gebildete Wasserstoff erheblichen

Einfluss auf die innermotorische Verbrennung hat, werden dessen Eigenschaften und Einflüsse auf die innermotorische Verbrennung nachstehend detailliert beschrieben.

Wasserstoff wird heute in großtechnischen Anlagen zu mehr als 90 % aus fossilen Kohlenwasserstoffen (Erdgas, Schweröl, Kohle) gewonnen. Das dabei meist verwendete Verfahren ist die Dampfreformierung. Die Herstellung durch Elektrolyse fällt mit ca. 4 % nur sehr gering aus [77].

Durch ein Beimengen von Wasserstoff zur Zylinderladung wird die Verbrennung stabilisiert, wodurch sich die AGR- und mager-Verträglichkeit zu höheren Verdünnungsraten verschiebt. Die AGR-Verträglichkeit von homogen betriebenen Ottomotoren liegt bei ca. 20 Vol.%. Bei einer Steigerung über diese Schwelle hinaus nimmt die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit zu sehr ab und der COV_{pmi} steigt deutlich an. Ein weiteres Anheben der AGR-Rate führt zu einer weiteren Destabilisierung der Verbrennung bis hin zu Zündaussetzern. Gleiches Verhalten ergibt sich bei einer Ladungsverdünnung mit Luft (Magerbetrieb). In Abhängigkeit von Last und Drehzahl ergeben sich maximale Verdünnungsraten von bis zu $\lambda \sim 1,5$ bei homogenem Magerbetrieb.[78] [79] [80]

Die Möglichkeit zur stärkeren Verdünnung mittels Wasserstoffs ist mit den chemischen und physikalischen Eigenschaften von Wasserstoff zu begründen. In Tabelle 2 sind die Eigenschaften von Wasserstoff jenen von Benzin, Methan und CO gegenübergestellt.

Der wesentlich höhere Diffusionskoeffizient von Wasserstoff ($0,61 \text{ cm}^2/\text{s}$) gegenüber jenem von Benzin ($0,05 \text{ cm}^2/\text{s}$) führt bei einer teilweisen Substitution von Benzin durch Wasserstoff zu einer homogener durchmischten Zylinderladung, welche sich leichter entzünden lässt. Des Weiteren unterscheiden sich die beiden Kraftstoffe deutlich in ihrer laminaren Flammgeschwindigkeit (Benzin $\sim 40 \text{ cm/s}$, Wasserstoff $\sim 230 \text{ cm/s}$). Durch diese beiden Eigenschaften kommt es durch ein Beimischen von Wasserstoff zur Zylinderladung zu einer schnelleren Flammenentwicklung, was sich durch einen reduzierten Zündverzug äußert und dadurch zur Stabilisierung der Verbrennung beiträgt. Dieser Vorteil zeigt sich vor allem in niedrigen Lastpunkten, siehe Abbildung 32 [81]. Das Beimengen von Wasserstoff zur Zylinderladung reduziert sowohl die Zündverzugsdauer (CA0-10) als auch die Brenndauer (CA10-90).

Tabelle 2: Eigenschaften der Reformierungsprodukte H₂, CO und CH₄ im Vergleich zu Benzin [82], [83], [84], [85], [86], [87]

Eigenschaft	Einheit	Benzin (Super Plus)	CH ₄	H ₂	CO
Dichte flüssig bei (°C) ^a	kg/m ³	750-770 (15 °C)	423 (-162 °C)	70,8 (-253 °C)	793 (-192 °C)
Dichte gasförmig ^{a,b}	kg/m ³	-	0,716	0,09	1,25
Molmasse	kg/kmol	~98	16,043	2,016	28,01
stöch. Luftbedarf	kg _{Luft} /kg _{KS}	14	17,2	34,3	2,47
	Vol. %	-	9,5	29,5	29,5
unterer Heizwert	MJ/kg	41,4	50	120	10,1
Zündgrenzen ^{a,d,e}	Vol. %	1-7,6	4,4-15	4-76	12,5-74
	λ-Bereich	1,4-0,4	2-0,6	10-0,13	2,9-0,15
Selbstzündungs- temperatur ^{a,e}	°C	230-450	595	585	605
minimale Zündenergie ^{c,e}	mJ	0,24	0,29	0,017	< 0,3
Diffusionskoeffizient ^{a,e}	cm ² /s	0,05 ^b	0,21 ^f	0,76 ^f	0,21 ^f
laminare Flammen- geschwindigkeit ^{c,e}	cm/s	~40	~42	~230	~17
ROZ	-	100	130	-	-
MZ	-	88	100	0	75

^a bei 1,013 bar; ^b bei 0 °C; ^c bei Lambda = 1; ^d bei 25 °C; ^e in Luft, ^f bei 20 °C

Das im Reformierungsprozess gebildete Kohlenmonoxid hingegen verringert die Flammgeschwindigkeit. Bei einem Mischungsverhältnis von 50/50 (vol. H₂/CO, p = 1 atm, T = 300 K) halbiert sich die Flammgeschwindigkeit gegenüber reinem Wasserstoff. Mit steigender Temperatur nimmt die Flammgeschwindigkeit wiederum zu. [88]

Ein wesentlicher Unterschied zwischen Wasserstoff und Benzin ist die jeweilige Selbstzündungstemperatur. Diese liegt bei Wasserstoff mit 585 °C deutlich höher als jene von Benzin (230 - 450 °C).

Da zyklische Schwankungen sehr wesentlich vom Zündverzug und der Brenndauer geprägt sind, führt ein wasserstoffhaltiges Gemisch zu einer stabileren Verbrennung, bei der sich zyklische Schwankungen (COV_{pmi}) reduzieren bzw. erweiterte Verdünnungsraten durch Abgas oder Luft ergeben. [89] [35]

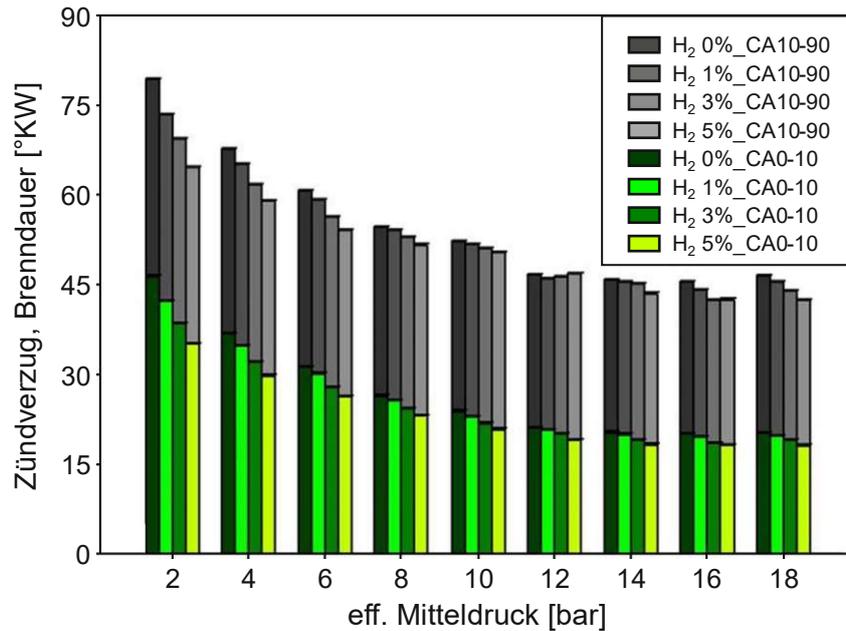


Abbildung 32: Zündverzug und Brenndauer in Abhängigkeit vom effektiven Mitteldruck und Wasserstoffgehalt [energetisch %] bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $\lambda = 1$. [81]

Abbildung 33 zeigt den Einfluss von einer Wasserstoffbeimengung auf die AGR-Verträglichkeit und den Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks. Man erkennt, dass sich die AGR-Verträglichkeit mit zunehmendem Wasserstoffgehalt zu höheren AGR-Raten verschiebt.

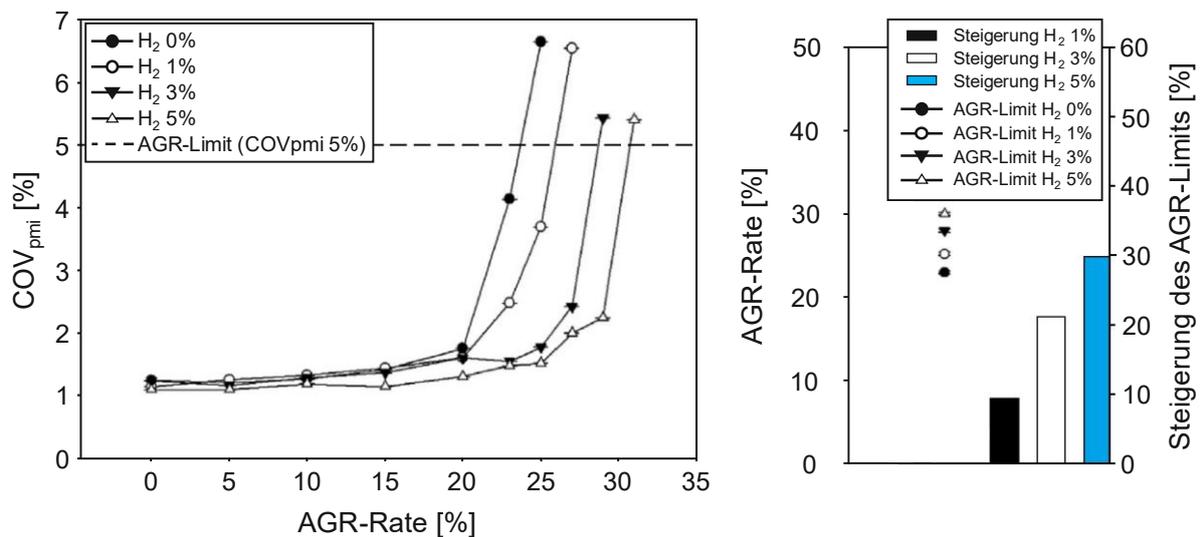


Abbildung 33: Einfluss der H₂-Beimengung (in % energetisch) auf den COV_{p_{mi}} und die AGR-Verträglichkeit (links) bzw. Steigerung des AGR-Limits (rechts) in einem stationären Betriebspunkt bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 8 \text{ bar}$. [35]

Durch den Einfluss auf die Verbrennung wirkt sich Wasserstoff auch maßgeblich auf die Schadstoffbildung aus. Es konnte gezeigt werden, dass sich mit steigendem Wasserstoffanteil in der Zylinderladung die Konzentration an unverbrannten Kohlenwasserstoffen im Rohabgas reduziert. Dies ist auf ein tieferes Eindringen der Flammenfront in Quetschspalte und eine vollständigere Verbrennung zurückzuführen. Ein Maß dafür ist der sogenannte Quenching Gap QG [cm], der ein Auslöschung der Flamme ab einem gewissen Spaltmaß beschreibt. Dieser liegt bei Wasserstoff (QG = 0,06 cm) deutlich niedriger als bei Benzin (QG = 0,2 cm). Wird ein Teil des zugeführten Benzins durch Wasserstoff substituiert, reduzieren sich zudem die unverbrannten Kohlenwasserstoffe durch den kohlenstofffreien Wasserstoff. [35], [90]

Abbildung 34 (links) zeigt die Verläufe von HC-Konzentrationen im Rohabgas bei einer AGR-Variation mit und ohne Wasserstoffbeimengung. Mit der steigenden AGR-Rate nehmen die unverbrannten Kohlenwasserstoffe zu und werden durch ein Beimengen von Wasserstoff wiederum reduziert. Daraus erkennt man, dass sich bei gleichbleibenden HC-Konzentrationen (ca. 800 ppm) durch das Beimengen von Wasserstoff die AGR-Rate auf ca. 10 % erhöhen lässt.

Mit steigendem Wasserstoffgehalt in der Zylinderladung erhöht sich die Verbrennungstemperatur. Daraus resultiert eine Steigerung der Stickoxidkonzentrationen im Rohabgas. Dies gilt auch, wenn Wasserstoff bei AGR-Betrieb beigemischt wird, siehe Abbildung 34 (rechts) [35] [90].

Sowohl mit als auch ohne Wasserstoff in der Zylinderladung reduziert sich die NO_x -Konzentration im Rohabgas mit zunehmender AGR-Rate. Der zusätzliche Wasserstoff erhöht die NO_x -Konzentrationen bei gleicher AGR-Rate marginal.

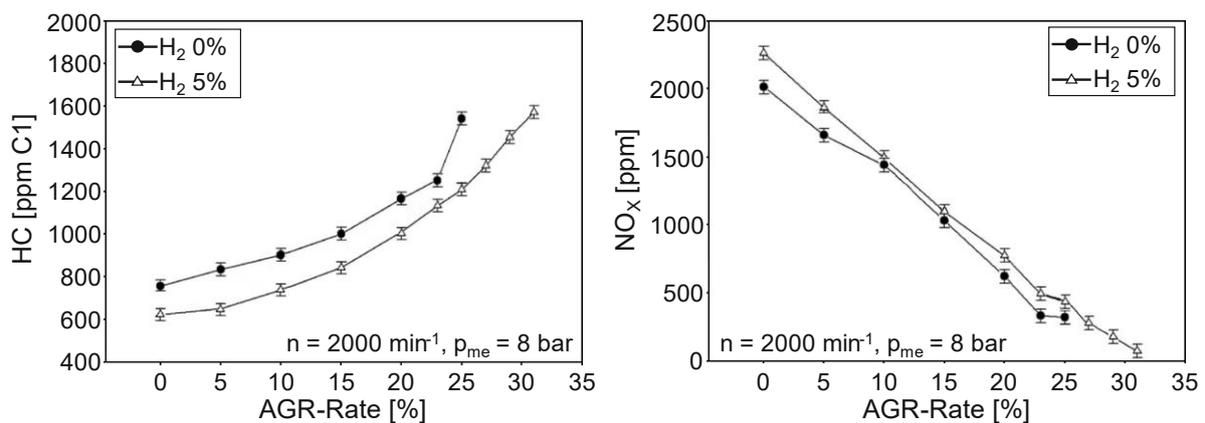


Abbildung 34: Einfluss von Wasserstoff (5 % energetisch) auf die HC- und NO_x -Konzentrationen einer AGR-Variation. [35]

Abbildung 35 zeigt die Größenverteilung von Partikelkonzentrationen bei Serienbetrieb, mit Ladungsverdünnung durch Abgas und bei Reformbetrieb in einem

stationären Betriebspunkt. Dabei lässt sich eine Absenkung der Partikelkonzentrationen über den gesamten betrachteten Größenbereich erkennen. Es wird angeführt, dass vor allem die Substitution von flüssigem Kraftstoff durch Reformatgas einen prägenden Anteil zur Minderung der Partikelemissionen beiträgt. Dadurch bilden sich weniger lokale Regionen mit Kraftstoffüberschuss, die eine Partikelbildung und Partikelwachstum fördern. Darüber hinaus begünstigt die steigende Verbrennungstemperatur durch Wasserstoff und Kohlenmonoxid eine Oxidation der Partikel. Des Weiteren fördert Wasserstoff die Bildung von OH-Radikalen, was die Oxidation von Partikeln begünstigt und die Partikelbildung verringert. [91], [57]

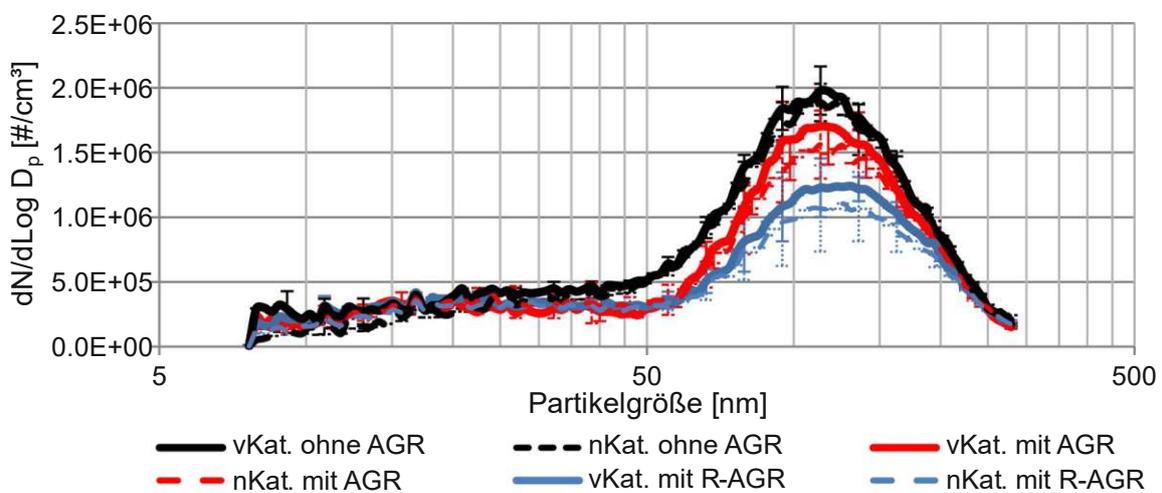


Abbildung 35: Partikelgrößenverteilung vor und nach dem Katalysator im Serien-, AGR- und Reformer-AGR-Betrieb [91].

2.6 Hybrid-Betrieb von Ottomotoren

Nachfolgend wird ein Überblick über jene Hybridtechnologie gegeben, die für das Verständnis dieser Arbeit erforderlich ist. Für vertiefende Informationen zu Hybridfahrzeugen wird auf [92] verwiesen.

2.6.1 Lastpunktverschiebung

Verbrennungsmotoren weisen einen sehr geringen Wirkungsgrad im Teillastbetrieb auf. Durch den Freiheitsgrad eines kombinierten Betriebs der Energiewandler in Hybridfahrzeugen ergibt sich die Möglichkeit den Lastpunkt der Verbrennungskraftmaschine in Kennfeldbereiche mit geringerem spezifischen Kraftstoffverbrauch zu verschieben. Dies kann auf zwei unterschiedliche Arten erfolgen.

Im ersten Fall wird ein vom Verbrennungsmotor generierter Leistungsüberschuss an der E-Maschine generatorisch abgenommen und in die Hochvoltbatterie (abzüglich der Verluste) eingespeist. Der Verbrennungsmotor wird dabei in einem verbrauchsgünstigen Kennfeldbereich betrieben und die gespeicherte elektrische Energie kann nachfolgend zur elektrischen Fahrt (oder zum Boosten) verwendet werden. Sinnvoll ist diese Strategie dann, wenn sich Effizienzvorteile trotz der Wandlungsverluste von der mechanischen Energie in elektrische und wieder zurück mit zusätzlichen Lade- und Entladeverlusten ergeben. Beispiel dafür ist ein Laden der Hochvoltbatterie bei niedrigstem spez. Kraftstoffverbrauch, und ein elektrisches Fahren des Fahrzeugs bei niedrigem Leistungsbedarf.

Eine weitere Art der Lastpunktanhebung besteht durch Downspeeding. Darunter versteht man eine Lastpunktverschiebung zu niedrigerer Drehzahl und höherer Last bei gleicher Leistungsanforderung. Aufgrund einer längeren Übersetzung verschiebt sich der Betriebspunkt zu einer niedrigeren Drehzahl und einem höheren Lastpunkt mit geringerem spez. Kraftstoffverbrauch, siehe Abbildung 36. Durch die längere Übersetzung reduziert sich die Drehmomentreserve bzw. die Elastizität. Am Hybridfahrzeug stellt diese reduzierte Drehmomentreserve des Verbrennungsmotors keinen Nachteil dar, weil dieser Effekt durch den Elektromotor kompensiert oder überkompensiert werden kann.

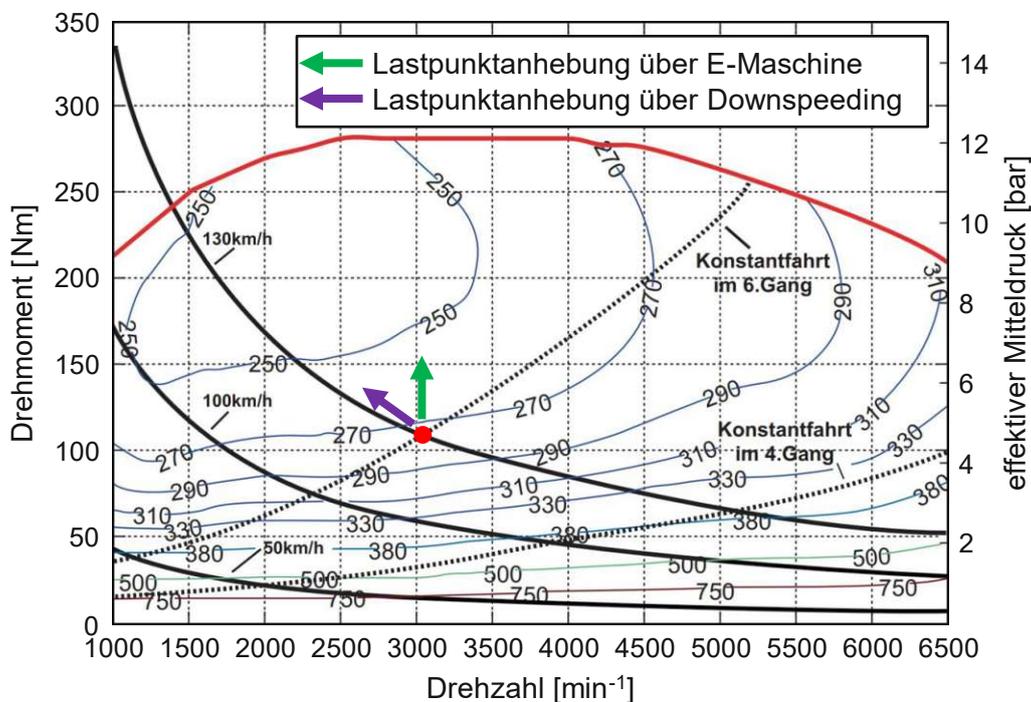


Abbildung 36: Verbrauchskennfeld (spez. Kraftstoffverbrauch in g/kWh) eines MPI-Saugmotors mit Fahrleistungshyperbeln für 50 km/h, 100 km/h und 130 km/h und Fahrwiderstandslinien für den 4. und 6. Gang. [92]

Abbildung 37 stellt das Lastkollektiv eines Parallelhybriden (rechts) einem Fahrzeug mit konventionellem Antrieb (links) im NEFZ gegenüber. Durch die Hybridisierung reduziert sich die Häufigkeit von Betriebspunkten bei niedriger Last und verschiebt diese zu höheren Lasten mit geringerem spez. Kraftstoffverbrauch.

Dieses Verhalten ist Anlass dafür, dass in den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit nur ein eingegrenzter Kennfeldbereich um den Sweet Spot untersucht wird.

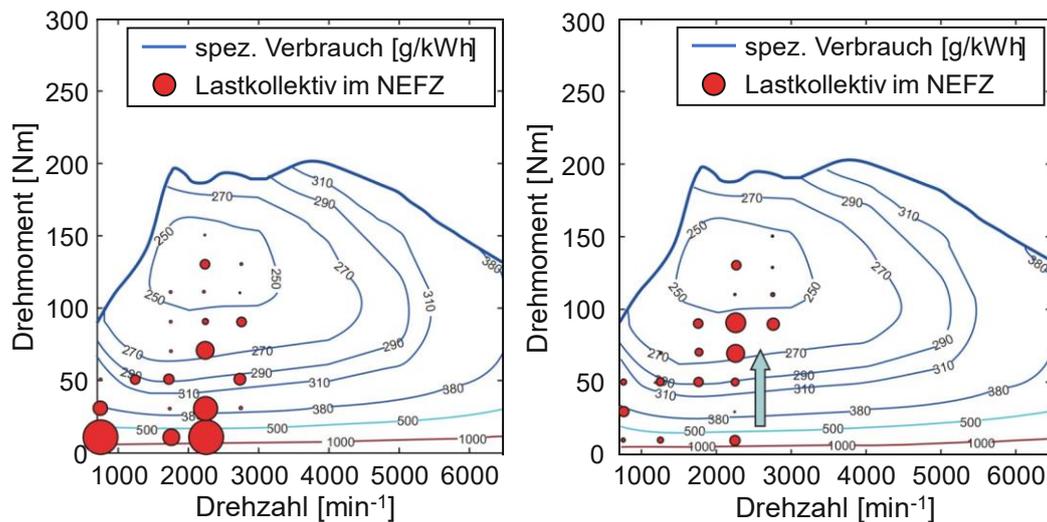


Abbildung 37: Gegenüberstellung von Betriebspunkthäufigkeiten zwischen einem konventionellen Fahrzeug (links) und eines Parallelhybrid (rechts) im NEFZ. [92]

Um Verbrauchsvorteile durch eine Lastpunktanhebung zu erzielen ist eine Hybridisierung nicht zwingend erforderlich. Eine Zylinderdeaktivierung arbeitet nach demselben Prinzip. Dazu wird an einzelnen Zylindern die Ventilbetätigung (Nullhub) und Einspritzung deaktiviert. Um die abgerufene Leistung beizubehalten müssen die aktiven Zylinder aufgelastet werden. Der Betriebsbereich der aktiven Zylinder verschiebt sich dadurch in einen Kennfeldbereich mit geringerem spez. Kraftstoffverbrauch. Anwendung findet eine Zylinderdeaktivierung beispielsweise an den 4-Zyl.-Motoren VW EA211 1.4L TSI mit 103kW und EA211 TSlevo, bei denen in niedrigen Lastbereichen die Zylinder 2 und 3 deaktiviert werden [93], [23], [94].

2.7 Zielsetzung und Neuerungen

In den Kapiteln 2.2 bis 2.5 werden Maßnahmen zur Effizienzsteigerung an Ottomotoren aufgezeigt, die ausgenommen von der Kraftstoffreformierung, bereits Anwendung in Serienmotoren finden. Die vorliegende Arbeit soll weitere Erkenntnisse zur Wirkungsgradsteigerung an Ottomotoren durch Kraftstoffreformierung liefern. Primäres Ziel ist dabei die Steigerung des effektiven Spitzenwirkungsgrades eines

Turbo-Ottomotors (1.5 l R4) mit Miller-Brennverfahren, unter Anwendung von Kraftstoffreformierung mit Abgas, auf Werte um 42 %. Es wird daher im Folgenden untersucht, wie sich eine katalytische Kraftstoffreformierung mit Abgas (in einer Niederdruck-Anordnung) auf die Verbrennung, die innermotorische Schadstoffbildung und den effektiven Wirkungsgrad eines 1.5 l Turbo-Ottomotors auswirkt.

Als Reformierungskraftstoffe werden neben handelsüblichem Benzin auch Ethanol und Methanol herangezogen. Dies ist mit dem hohen Zukunftspotential dieser beiden Kraftstoffe zu begründen [95]. Entsprechend der Literatur lassen sich Methanol und Ethanol bereits bei niedrigeren Temperaturen als Benzin reformieren. Es soll daher aufgezeigt werden, welcher der drei Kraftstoffe sich am besten (unter den gegebenen Betriebsbedingungen) zur Reformierung eignet bzw. wo die Grenzen einer effektiven Reformierung dieser Kraftstoffe liegen.

Grundlage der Wirkungsgradmaximierung bildet eine Basisuntersuchung. Anhand dieser werden Maßnahmen zur Wirkungsgradsteigerung (Verdichtungserhöhung, Abgasrückführung und Reformierung) untersucht und deren Wirkung analysiert. Ziel dieser Basisuntersuchung ist es, optimale Betriebsbedingungen zur Maximierung des effektiven Spitzenwirkungsgrades mit Kraftstoffreformierung zu finden und den Einfluss einzelner Betriebsgrößen (Abgastemperatur, AGR-Rate, verwendeter Reformierungskraftstoff) auf die Reformierung darzustellen. Mit einer möglichen Anwendung im Hybridfahrzeug konzentrieren sich die Untersuchungen mehrheitlich auf einen engen Kennfeldbereich um den Sweet Spot bei niedrigstem spez. Kraftstoffverbrauch.

Ergänzend zu den experimentellen Untersuchungen wird anhand einer TPA-Simulation in GT-Suite die Verlustteilung der unterschiedlichen wirkungsgradsteigernden Maßnahmen (Verdichtungserhöhung, Abgasrückführung, Kraftstoffreformierung) gegenübergestellt, um darzustellen, auf welchen Effekten die Wirkungsgradsteigerung basiert.

3 Methodik

In diesem Kapitel werden die Entwicklungswerkzeuge vorgestellt, die für die Untersuchungen der vorliegenden Arbeit verwendet werden. Diese kann man zwei Gruppen zuordnen:

- Experimentelle Untersuchungen an einem Motorenprüfstand.
- TPA-Simulation (Three Pressure Analysis) in GT-Suite zur Bestimmung der Verlustteilung ausgewählter Optimierungsmaßnahmen.

In Kapitel 3.1 wird die Methodik der experimentellen Untersuchungen erläutert. Darin wird der Motorprüfstand mit dem Versuchsträger samt verwendeter Messtechnik und erforderlicher Infrastruktur beschrieben. Zudem wird auf die Vorgehensweise eingegangen, die verfolgt wird, um den effektiven Wirkungsgrad des Versuchsträgers aus einer Kombination von Verdichtungserhöhung, Abgasrückführung und Kraftstoffreformierung mit Abgas zu maximieren.

Kapitel 3.2 erläutert den simulativen Teil dieser Arbeit. Es wird auf das TPA-Modell (Three Pressure Analysis) in GT-Suite eingegangen, das zur Verlustanalyse dient.

3.1 Methodik der experimentellen Untersuchungen am Motorenprüfstand

Zu Beginn dieses Kapitels wird auf die Prüfstandstechnik und den Versuchsträger eingegangen und nachfolgend die experimentellen Untersuchungsvorhaben erläutert.

Die experimentellen Untersuchungen können in zwei wesentliche Arbeitspakete unterteilt werden, eine Basisuntersuchung und eine finale Reformierungsuntersuchung, bei der die aus der Basisuntersuchung gewonnenen Erkenntnisse angewendet werden, mit dem Ziel den effektiven Spitzenwirkungsgrad des Versuchsträgers auf ein Maximum zu steigern.

Bedingung aller experimentellen Untersuchungen ist, dass diese bei einem stöchiometrischen Luft/Kraftstoff-Verhältnis durchgeführt werden und dadurch eine effektive Abgasnachbehandlung mit einem 3-Wege-Katalysator sichergestellt ist. Die Untersuchungen zur Wirkungsgradsteigerung werden mit deaktivierter Klopfregelung durchgeführt. Dadurch ist es möglich, den Motor an die Klopfgrenze zu führen und die Verbrennungsschwerpunktlage vergleichbar zu positionieren. Der Zündwinkel wird dabei manuell eingestellt und die Klopfgrenze durch die Auswerteeinheit der Zylinderdruckindizierung identifiziert.

Um einen stabilen Motorlauf zu gewährleisten ist der maximal zulässige Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks COV_{pmi} für sämtliche Untersuchungen mit 3 % festgelegt [96]. Motorversuche mit einem $COV_{pmi} > 3 \%$ werden daher als ungültig gewertet.

3.1.1 Versuchsträger und Messtechnik

Die in der vorliegenden Arbeit durchgeführten experimentellen Untersuchungen basieren auf Motorprüfstandmessungen an einem direkteinspritzenden Turboaufgeladenen R4-Zylinder-Ottomotor der Baureihe EA211evo der Volkswagen AG. Der Motor hat ein Hubvolumen von 1,5 l und eine Nennleistung von 96 kW. Die technischen Daten des Versuchsmotors sind in Tabelle 3 angeführt.

Tabelle 3: Technische Daten des Versuchsmotors. [16]

Parameter	Eigenschaft
Bauart	4-Zylinder-Reihenmotor
Hubraum	1498 cm ³
Bohrung	74,5 mm
Hub	85,9 mm
Ventile pro Zylinder	4
Verdichtungsverhältnis	12,5
max. Leistung	96 kW bei 5000-6000 min ⁻¹
max. Drehmoment	200 Nm bei 1400-4000 min ⁻¹
Aufladung	Abgasturboaufladung (VTG)
Ventilhub Einlassnockenwelle	7,2 mm
Ventilhub Auslassnockenwelle	9 mm
Öffnungslänge Einlassventile	150°
Öffnungslänge Auslassventile	180°
Verstellbereich Einlassnockenwelle	70°KW
Verstellbereich Auslassnockenwelle	40°KW
Gemischbildung	Benzin-Direkteinspritzung

Besonderheiten am Motor sind die serienmäßige variable Turbinengeometrie (VTG), der im Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmter, Miller-Steuerzeiten und die Zylinderdeaktivierung. Am Versuchsträger lässt sich im gesamten Kennfeldbereich ein stöchiometrisches Luft/Kraftstoff-Verhältnis bei einer maximalen Abgastemperatur von ca. 880 °C darstellen [16].

3.1.2 Basisuntersuchung

Die Basisuntersuchung umfasste vier wesentliche Punkte:

- Eine Untersuchung, um den Zusammenhang zwischen Kraftstoffverbrauch/Wirkungsgrad und Abgastemperatur (hat Einfluss auf die Reformierungseffizienz) in einem repräsentativen Betriebspunkt aufzuzeigen.
- Eine Kennfeldvermessung des Versuchsträgers in Serienkonfiguration, um den Betriebspunkt mit geringstem spez. Kraftstoffverbrauch zu bestimmen und um diesen herum einen eingegengten Erprobungsbereich für wirkungsgradsteigernde Maßnahmen festzulegen.
- Die Untersuchung der wirkungsgradsteigernden Maßnahmen, Verdichtungserhöhung und Abgasrückführung. Dabei sollte durch die jeweilige Maßnahme das Maximum an effektivem Wirkungsgrad am Versuchsträger generiert werden.
- Erprobung unterschiedlicher Kraftstoffe (Benzin, Methanol und Ethanol) bezüglich ihrer Eignung zur Reformierung unter repräsentativen Betriebsbedingungen.

Die Ergebnisse der Basisuntersuchung werden herangezogen, um daraus Betriebsbedingungen festzulegen, in denen der effektive Spitzenwirkungsgrad durch Kraftstoffreformierung mit Abgas auf ein Maximum gesteigert werden kann.

Da die Maßnahmen der Basisuntersuchung teilweise in Kombination untersucht werden, sind in Tabelle 4 die zugehörigen Versuchsträgerkonfigurationen angeführt.

Tabelle 4: Übersicht von untersuchten Maßnahmen mit zugehöriger Versuchsträgerkonfiguration.

Versuchsträger- konfiguration	Basisuntersuchung				
	Wirkungsgrad/- Abgastemperatur	Kennfeld- vermessung	Verdichtungs- erhöhung	AGR	Reformierung von Benzin, Methanol, Ethanol
$\epsilon = 12,5$	•	•		-	-
$\epsilon = 13,3$	-	-	•	•	•
ND-AGR	-	-		•	-
Reformierung (ND)	-	-		-	•

3.1.2.1 Kennfeldvermessung in Serienkonfiguration

Ausgangsbasis sämtlicher wirkungsgradsteigernder Untersuchungen bildet eine Kennfeldvermessung des Versuchsträgers in Serienkonfiguration. Diese Vermessung wird als Referenz herangezogen, um die wirkungsgradsteigernden Maßnahmen zu bewerten. Abbildung 38 zeigt den Luft- und Abgaspfad am Versuchsträger mit applizierter Messtechnik in Serienkonfiguration.

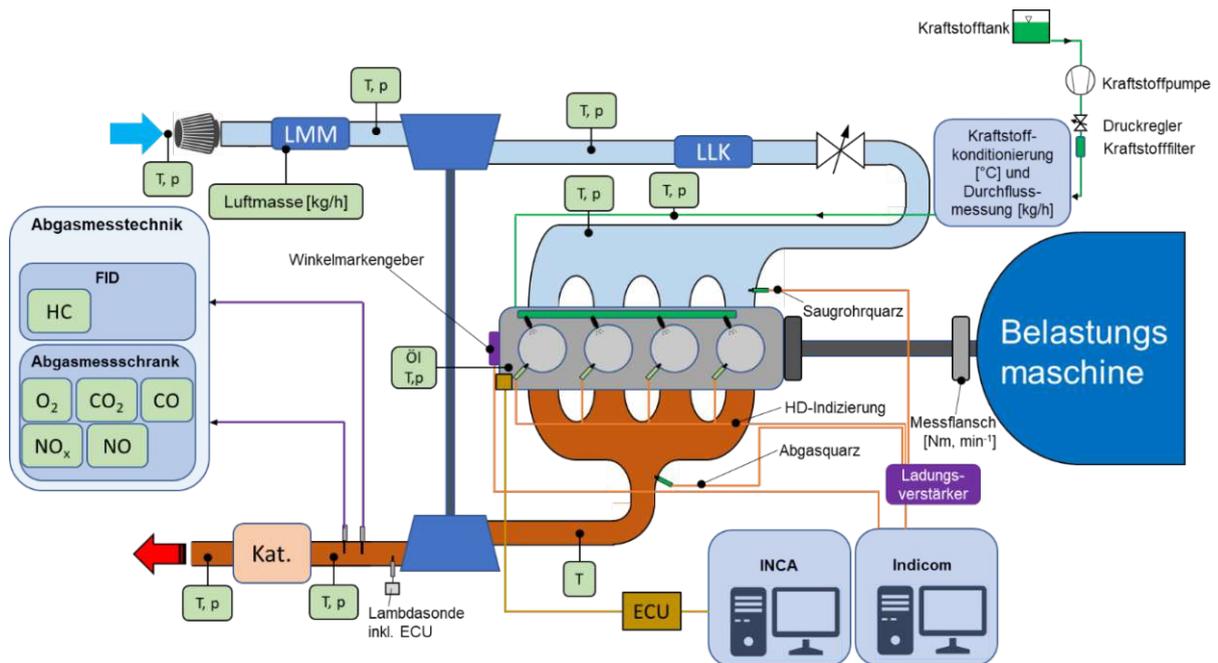


Abbildung 38: Schematischer Prüfaufbau für die Basisuntersuchung.

Die Kennfeldvermessung hat zum Ziel einen Erprobungsbereich für die wirkungsgradsteigernden Maßnahmen festzulegen. Der Erprobungsbereich wird so gewählt, dass er den Betriebspunkt mit geringstem spez. Kraftstoffverbrauch und umliegende Punkte einschließt.

3.1.2.2 Verdichtungsanhebung

Entsprechend Glg. (1) erhöht sich der thermodynamische Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses mit steigendem Verdichtungsverhältnis und Isentropenexponent. Aus diesem Grund wird eine Verdichtungserhöhung am Versuchsträger durchgeführt und im aus der Serienkennfeldvermessung festgelegten Erprobungsbereich vermessen. Die Verdichtungsanhebung vom Serienverdichtungsverhältnis ($\epsilon = 12,5$) auf $\epsilon = 13,3$ erfolgt über einen Kolbenwechsel, siehe Abbildung 39. Man erkennt klar die deutlich weniger ausgeprägte Kolbenmulde am Kolben mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis.



Abbildung 39: Versuchskolben mit Serienverdichtungsverhältnis $\varepsilon = 12,5$ (links) und erhöhtem Verdichtungsverhältnis $\varepsilon = 13,3$ (rechts).

3.1.2.3 Gekühlte Niederdruck-Abgasrückführung

Zur experimentellen Untersuchung der Wirkungsgradsteigerung durch Abgasrückführung wird eine gekühlte Niederdruck-Abgasrückführung am Versuchsträger appliziert. Um den Einfluss der Ladungsverdünnung mit Abgas auf den Wirkungsgrad und das Brennverhalten des Motors zu charakterisieren wird eine AGR-Variation im Erprobungsbereich durchgeführt. Die AGR-Rate wird dabei in 5 %-Stufen schrittweise bis 20 % angehoben. Liegt der COV_{pmi} bei einer AGR-Rate von 20 % noch unter 3 %, wird die AGR-Rate in 1 %-Schritten bis zur Stabilitätsgrenze angehoben.

Die AGR-Strecke besteht aus einem Vorkühler, einem AGR-Kühler mit integriertem AGR-Ventil, einem Kondensatabscheider und den zugehörigen Verrohrungen. Abbildung 40 zeigt eine schematische Darstellung des Prüfstandsbaus der AGR-Untersuchungen. Ein Teil des Abgasmassenstroms wird nach dem motornahen 3-Wege-Katalysator entnommen und über einen Vorkühler dem AGR-Kühler mit integriertem AGR-Ventil zugeführt. Der AGR-Kühler kühlt das rückgeführte Abgas auf 25 °C, ehe es anschließend über einen Kondensatabscheider der Frischluft vor dem Verdichter beigemengt wird.

Bei externer Rückführung berechnet sich die AGR-Rate aus den CO_2 -Konzentrationen in der Umgebung, im Abgas und im Saugrohr entsprechend Glg.(23)

$$\text{AGR - Rate [\%]} = \left[\frac{\text{CO}_{2_Saug.} - \text{CO}_{2_Umg.}}{\text{CO}_{2_Abg.} - \text{CO}_{2_Umg.}} \right] * 100 \quad (23)$$

$\text{CO}_{2_Saug.}$ CO_2 -Konzentration im Saugrohr [Vol. %]
 $\text{CO}_{2_Umg.}$ CO_2 -Konzentration in der Umgebungsluft [Vol. %]
 $\text{CO}_{2_Abg.}$ CO_2 -Konzentration im Abgas [Vol. %]

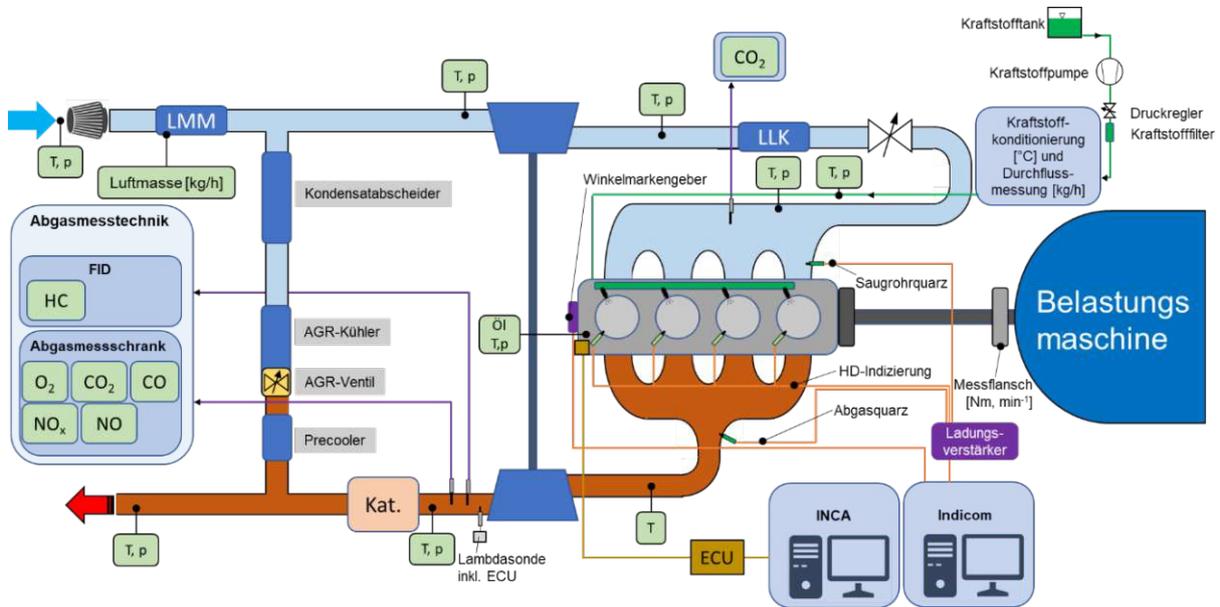


Abbildung 40: Schematischer Prüfaufbau für die AGR-Untersuchungen.

3.1.2.4 Kraftstoffreformierung

Die Basisuntersuchung zur Kraftstoffreformierung mit Abgas zielt darauf ab, drei Kraftstoffe (Benzin, Ethanol und Methanol) hinsichtlich ihrer Eignung zur Reformierung zu untersuchen. Zudem soll bestimmt werden, welcher Kompromiss aus dem Zielkonflikt zwischen steigender AGR-Rate und dadurch fallender Abgastemperatur getroffen werden muss, um den effektiven Wirkungsgrad des Gesamtsystems (Motor mit Reformereinheit) zu maximieren.

Hierfür werden zwei Messprogramme festgelegt:

- Kraftstoffreformierung von Methanol, Ethanol und Benzin in einem AGR-Betriebspunkt, der nahe an jenem mit maximal erzieltm effektivem Wirkungsgrad aus der AGR-Basisuntersuchung liegt.
- Kraftstoffreformierung bei unterschiedlicher Abgastemperatur und konstantem AGR-Massenstrom in zwei Betriebspunkten. Für niedrige

Abgastemperaturen wird ein niedriger Lastpunkt mit erhöhter AGR-Rate und für hohe Abgastemperaturen ein höherer Lastpunkt mit niedriger AGR-Rate ausgewählt.

Die Untersuchungen mit Kraftstoffreformierung erfolgen in einer Niederdruck-Konfiguration entsprechend [Abbildung 41](#). Die wesentlichen Komponenten dieser Konfiguration umfassen die eigens entwickelte Reformer-Abgasanlage, die Abgasmesstechnik und den AGR-Kühler mit AGR-Ventil. Das Abgas für den Reformierungsprozess wird nach dem Turbolader entnommen und dem Innenrohr der Reformereinheit zugeführt. Dort durchströmt es einen Drallerzeuger, wird mit Reformierungskraftstoff vermengt, dem Reformerkatalysator zugeführt und zuletzt über den AGR-Kühler mit integriertem AGR-Ventil der Frischluft vor dem Verdichter beigemischt.

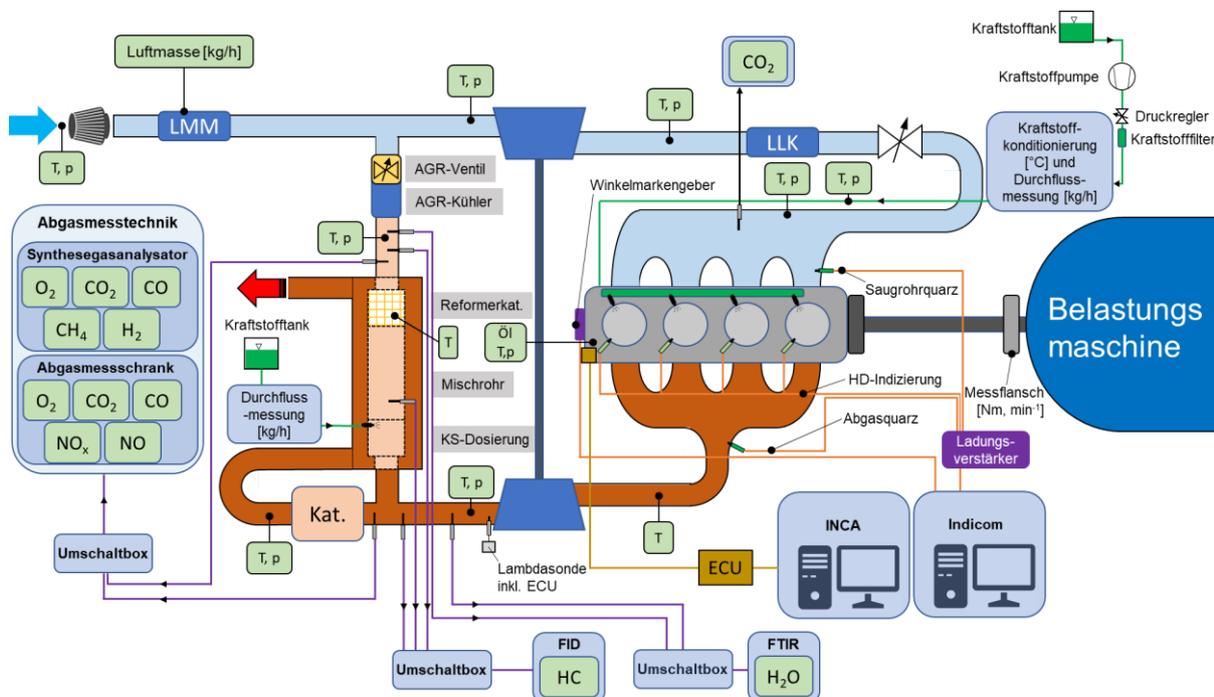


Abbildung 41: Schematischer Prüfstandaufbau für die Reformierungsuntersuchungen.

Bei der Reformer-Abgasanlage handelt es sich um ein doppelwandiges Rohr, bei dem die innenliegende AGR/Reformer-Strecke vom heißen Hauptabgasstrom (vom motornahen Katalysator kommend) umströmt wird. [Abbildung 42](#) zeigt eine Schnittdarstellung der Reformereinheit.

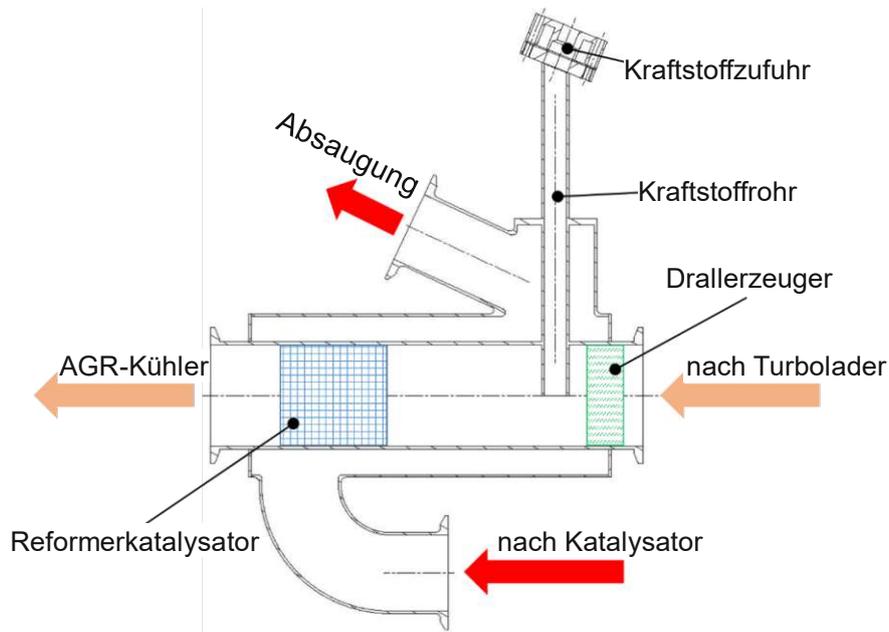


Abbildung 42: Schnittdarstellung der Reformereinheit.

Der Hauptabgasmassenstrom tritt nach dem motornahen Katalysator in die Reformereinheit ein, umströmt das innenliegende AGR-Rohr, das Kraftstoffrohr und wird weiter in Richtung der Abgasabsaugung abgeführt. Diese Konstruktion hat den Vorteil, dass die Exothermie am Hauptkatalysator zum Heizen der Reformereinheit genutzt wird und sich Wärmeverluste in der AGR-Strecke dadurch reduzieren.

Aus Abbildung 42 geht hervor, dass der Kraftstoffinjektor schräg am Kraftstoffrohr angesetzt ist. Dadurch soll der flüssig zugeführte Reformerkraftstoff die heiße Wand des Kraftstoffrohrs möglichst vollständig benetzen, um dieser die erforderliche Verdampfungswärme zu entziehen. Würde man den Reformerkraftstoff direkt in den AGR-Strom einspritzen, so würde man die Verdampfungswärme zur Gänze aus dem AGR-Massenstrom entziehen und daraus resultierend die Temperatur am Reformerkatalysator reduzieren. Um die Wärmeverluste der gesamten Reformereinheit zu minimieren und umliegende Bauteile bzw. Messleitungen vor Übertemperatur zu schützen, wird die gesamte Reformereinheit mit thermoisolierendem Material umwickelt.

Zur Messung der Reformatgaskonzentrationen wird ein Synthesegasanalysator (CO , H_2 , CO_2 , CH_4 und O_2) verwendet. Zur Messung der Wasserkonzentration im Rohabgas und Reformatgas dient ein FTIR-Spektrometer.

Energetische Betrachtung der Reformierung

Der effektive Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors berechnet sich aus dem durch den Kraftstoff zugeführten chemischen Energiestrom und der an der Welle

abgeführten mechanischen Leistung, siehe Glg. (24). Wird das Benzin sowohl am Zylinder als auch am Reformer zugeführt, so ergibt sich der effektive Wirkungsgrad des Gesamtsystems entsprechend Glg. (25) oder Glg. (26), wenn sich die Kraftstoffe zwischen Zylinder und Reformer unterscheiden.

$$\eta_{\text{eff}} [\%] = \frac{P_{\text{eff}}}{H_{\text{uKS}} * \dot{m}_{\text{KS}}} * 100 = \frac{M * \omega}{H_{\text{uKS}} * \dot{m}_{\text{KS}}} * 100 \quad (24)$$

$$\eta_{\text{eff}} [\%] = \frac{M * \omega}{H_{\text{uKS}} * (\dot{m}_{\text{KS_Zyl.}} + \dot{m}_{\text{KS_Ref.}})} * 100 \quad (25)$$

$$\eta_{\text{eff}} [\%] = \frac{M * \omega}{H_{\text{uKS}} * \dot{m}_{\text{KS_Zyl.}} + H_{\text{uKS_Ref.}} * \dot{m}_{\text{KS_Ref.}}} * 100 \quad (26)$$

η_{eff}	effektiver Wirkungsgrad [%]
P_{eff}	effektive Leistung [W]
H_{uKS}	Unterer Heizwert von Benzin [J/kg]
$H_{\text{uKS_Ref.}}$	Unterer Heizwert des Reformerkraftstoffs [J/kg]
\dot{m}_{KS}	Kraftstoffmassenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	Massenstrom des Reformerkraftstoffs [kg/s]
$\dot{m}_{\text{KS_Zyl.}}$	Kraftstoffmassenstrom zu den Zylindern [kg/s]
M	Drehmoment [Nm]
ω	Winkelgeschwindigkeit [rad/s]

Anhand der gemessenen Gaskonzentrationen lässt sich die durchschnittliche Molmasse des Reformatgases berechnen, siehe Glg. (27). Stickstoff bildet die Residualgröße der Konzentrationen.

Die produktspezifischen Massenströme werden rechnerisch entsprechend Glg. (29) bestimmt. Diese bilden sich aus den gemessenen Konzentrationen und dem AGR-Massenstrom nach Glg. (28). Da einige Messgeräte die Gaskonzentrationen trocken erfassen, müssen diese um den Wassergehalt des Gases korrigiert werden.

Anhand der Massenströme lässt sich das Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis nach Glg. (30) bestimmen.

$$M_{\text{RG}} = \sum \frac{v_i * M_i}{100} \quad (27)$$

$$\dot{m}_{\text{AGR}} = \dot{m}_{\text{Luft}} * \frac{\text{CO}_{2_Saug.} - \text{CO}_{2_Umg.}}{\text{CO}_{2_nRef.} - \text{CO}_{2_Saug.}} \quad (28)$$

$$\dot{m}_i = \frac{v_i}{100} * \frac{M_i}{M_{RG}} * \dot{m}_{AGR} \quad (29)$$

$$S/F = \frac{\frac{\dot{m}_{H_2O}}{M_{H_2O}}}{\frac{\dot{m}_{KS_Ref.}}{M_{KS_Ref.}}} \quad (30)$$

\dot{m}_{AGR}	AGR Massenstrom [kg/s]
\dot{m}_{Luft}	Luftmassenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{KS_Ref.}$	Massenstrom des Reformerkraftstoffs [kg/s]
$CO_2_Saug.$	CO_2 -Konzentration im Saugrohr [%]
$CO_2_Umg.$	CO_2 -Konzentration in der Umgebungsluft [%]
$CO_2_nRef.$	CO_2 -Konzentration nach dem Reformier [%]
\dot{m}_i	Massenstrom der Komponente i [kg/s]
i	Gaskomponente (CO_2 , CO, HC, H_2 , CH_4 , H_2O , N_2)
S/F	Wasserdampf/Kraftstoff-Verhältnis (Stean/Fuel) [mol/mol]
v_i	Konzentration der Reformatgaskomponente i [Vol. %]
M_i	Molmasse der Komponente i [g/mol]
M_{RG}	Molmasse des Reformatgases [g/mol]

3.2 Three Pressure Analysis

Mit einer TPA (Three Pressure Analysis) lässt sich die Verlustteilung eines Hubkolbenmotors simulativ bestimmen. In der vorliegenden Arbeit wird dafür die Simulationssoftware GT-Suite von Gamma Technologies verwendet.

Der Hauptzweck dieser Simulation besteht darin, Prüfstandsmessungen zu analysieren und die Verlustteilung der angewendeten Optimierungsmaßnahmen (Verdichtungserhöhung, gekühlte externe Abgasrückführung und Kraftstoffreformierung) gegenüberzustellen. Grundlage der Simulation bilden die bei der Prüfstandsuntersuchung gemessenen drehwinkel aufgelösten Drücke vom Saugrohr-, Abgas- und Zylinderquarz. Neben den drei Drücken müssen zudem die Einlasstemperatur, Zusammensetzung der Zylinderladung, Einspritzdaten (Kraftstoffmasse, Einspritzzeitpunkt, Heizwert des Kraftstoffs) und der Zündzeitpunkt aus der Messung vorliegen. Die Zusammensetzung des Saugrohrgemisches ergibt sich bei AGR-Betrieb aus den gemessenen Gaskonzentrationen nach dem Reformerkatalysator und der gemessenen Ansaugluftmasse nach dem Luftfilter. Im Serienbetrieb wird reine Luft als Medium angenommen.

Bei der TPA handelt es sich um ein Einzylinder-Modell, bei dem die Strömungsbedingungen exakt bestimmt sein müssen, um ein zufriedenstellendes

Ergebnis zu erhalten. Dementsprechend müssen für die Ein- und Auslassseite die Geometriedaten, Ventilhubkurven mit Strömungsbeiwerten und Ventilsteuerzeiten vorliegen. Die Ventilhubkurven und Strömungsbeiwerte werden experimentell an einer Fließbank erhoben. Die Ventilsteuerzeiten können anhand der gemessenen Steuergerätgrößen (Ventil-Öffnen und Ventil-Schließen) im Modell hinterlegt werden. Abbildung 43 zeigt exemplarisch ein TPA-Modell mit den zugehörigen Drücken am Einlass- und Auslasskanal, im Zylinder und der entsprechenden Peripherie bestehend aus Verrohrungen, Ventilen und dem Kurbeltrieb. Als Wärmeübergangsbeziehung im Zylinder wird der Ansatz nach Woschni verwendet.

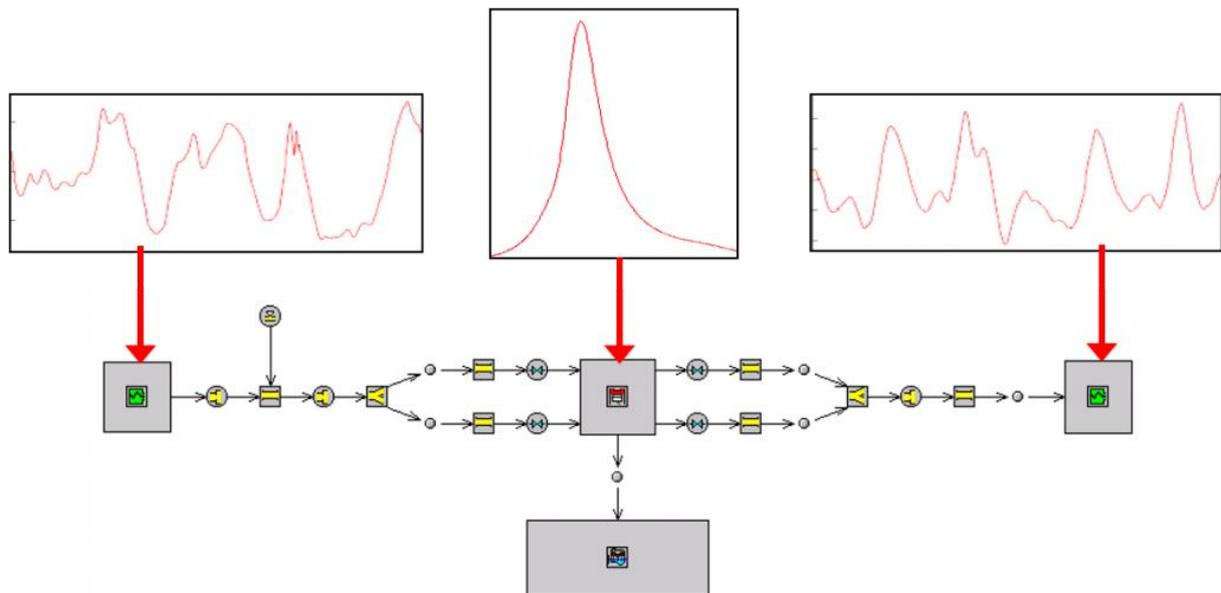


Abbildung 43: Schematische Darstellung des TPA-Modells in GT-Suite. [97]

Die Validierung des Motormodells erfolgt in einem Serienpunkt ($n = 2750 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$) mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis, siehe dazu Kapitel 6.

4 Ergebnisse und Diskussion der Basisuntersuchung

4.1 Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf Wirkungsgrad, Abgastemperatur und thermische Abgasenergie

Abbildung 44 zeigt den Verlauf des effektiven Wirkungsgrades (relative Darstellung) und der Abgastemperatur vor und nach der Turbine über der Verbrennungsschwerpunktlage in Serienkonfiguration ($\epsilon = 12,5$). Es ist ersichtlich, dass ein Maximum des effektiven Wirkungsgrades bei ca. 5-8°KW erreicht wird und sich die Abgastemperatur mit später liegender Verbrennungsschwerpunktlage erhöht. Zudem gilt, dass sich mit späterer Schwerpunktlage die mechanische (Zylinderspitzenruck) und thermische Bauteilbeanspruchung (Verbrennungsspitzentemperatur) während der Verbrennung reduziert.

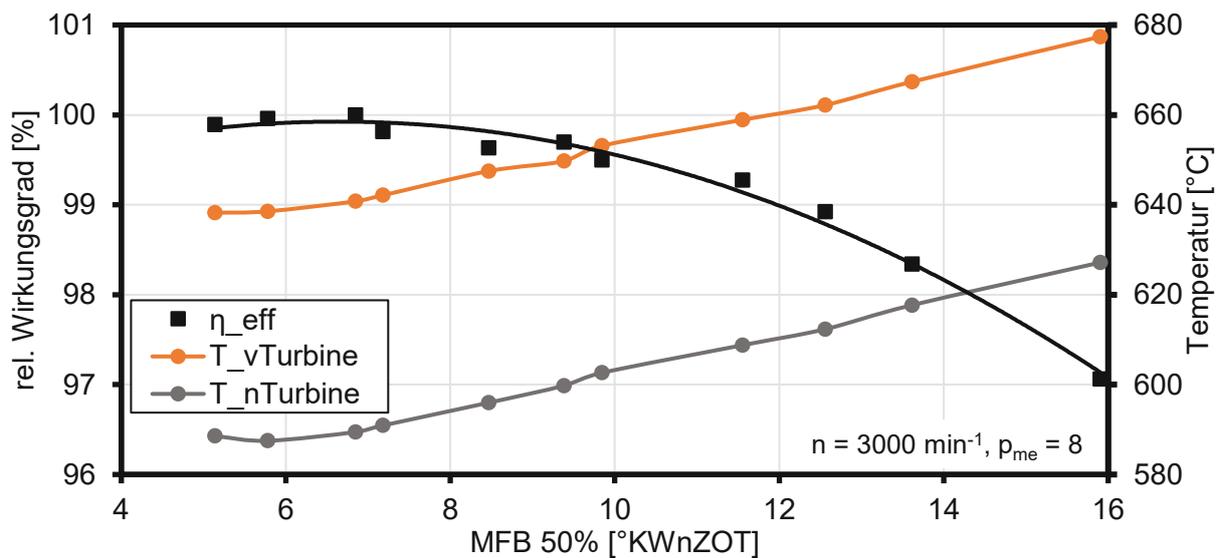


Abbildung 44: Relativer effektiver Wirkungsgrad und Abgastemperaturen vor und nach der Turbine in Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage.

Bei gleichbleibender Last und späterer Verbrennungsschwerpunktlage erhöht sich die Abgaswärme, wodurch die Reformierungseffizienz positiv beeinflusst wird. Um den Einfluss des Verbrennungsschwerpunktes auf die thermische Abgasenergie darzustellen, ist nachfolgend deren Berechnung (auf $T_{\text{Umgebung}} = 28 \text{ °C}$ bezogen) angeführt.

Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität eines idealen Gases (in Abhängigkeit der Gastemperatur) erfolgt nach Glg. (31). Die zugehörigen Konstanten sind einem Tabellenwerk [98] zu entnehmen.

$$c_{pi_T} = \frac{R}{M_i} \left[B + (C - B) \left(\frac{T}{A + T} \right)^2 \left[1 - \frac{A}{A + T} \left(D + E \frac{T}{A + T} + F \left(\frac{T}{A + T} \right)^2 + G \left(\frac{T}{A + T} \right)^3 \right) \right] \right] \quad (31)$$

- c_{pi_T} spezifische Wärmekapazität [J/kgK] von i bei einer Temperatur von T
 T Gastemperatur [K]
 i Gaskomponente (CO₂, CO, HC, NO, O₂, H₂O, N₂)
 R universelle Gaskonstante = 8,314 [J/molK]
 M_i Molmasse der Komponente i [kg/mol]
 A - G Konstanten der Gaskomponente i entsprechend [98]

Bei bekannter Gaszusammensetzung lässt sich mit den Massenanteilen der Gaskomponenten und den zugehörigen spezifischen Wärmekapazitäten die spezifische Wärmekapazität eines Gasgemisches entsprechend Glg. (32) berechnen. Abbildung 45 zeigt den nahezu linearen Anstieg der spezifischen Wärmekapazität von typischem Rohabgas ($\lambda = 1$) mit steigender Gastemperatur.

$$c_{p_Abgas_T} = \sum w_i * c_{pi_T} \quad (32)$$

- $c_{p_Abgas_T}$ spezifische Wärmekapazität [J/kgK] von Abgas bei einer Temperatur von T
 c_{pi_T} spezifische Wärmekapazität [J/kgK] von i bei einer Temperatur von T
 w_i Massenanteil der Gaskomponente i [-]
 i Gaskomponente (CO₂, CO, HC, NO, O₂, H₂O, N₂)

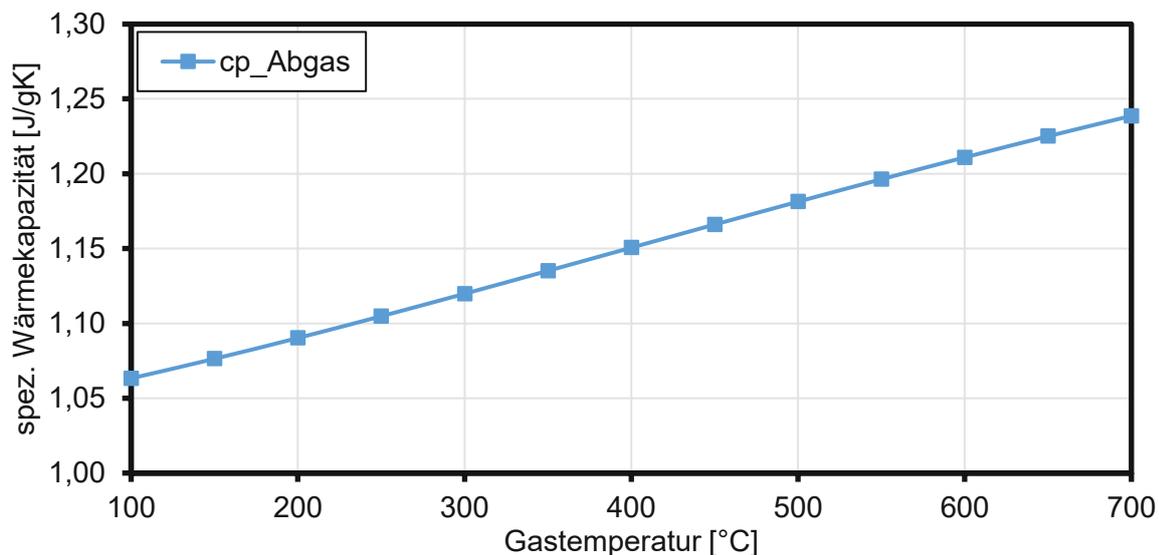


Abbildung 45: Spezifische Wärmekapazität von typischem Rohabgas ($\lambda = 1$).

Unter der Annahme, dass im betrachteten Temperaturbereich ein linearer Zusammenhang zwischen Gastemperatur und spezifische Wärmekapazität besteht,

wird für die weitere Berechnung eine mittlere spezifische Wärmekapazität nach Glg. (33) berechnet.

$$c_{p_Abgas_avg} = \frac{c_{p_Abgas_T1} + c_{p_Abgas_T2}}{2} \quad (33)$$

$c_{p_Abgas_avg}$ mittlere spezifische Wärmekapazität von Abgas [J/kgK]
 $c_{p_Abgas_Ti}$ spezifische Wärmekapazität von Abgas bei der Gastemperatur i [J/kgK]

Der nutzbare Abgaswärmestrom berechnet sich entsprechend Glg. (34). Hierfür ist es erforderlich, dass die durchschnittliche spezifische Wärmekapazität für den Temperaturbereich von Umgebungs- bis Abgastemperatur bestimmt wird.

$$\dot{Q}_{Abgas_therm} = \dot{m}_{Abgas} * c_{p_Abgas_avg} * (T - T_{Umgebung}) \quad (34)$$

\dot{Q}_{Abgas_therm} thermischer Abgasenthalpiestrom [W]
 \dot{m}_{Abgas} Abgasmassenstrom [kg/s]
 $c_{p_Abgas_avg}$ mittlere spezifische Wärmekapazität von Abgas [J/kgK]
 T Gastemperatur [K]
 $T_{Umgebung}$ Umgebungstemperatur [K]

Abbildung 46 zeigt den nutzbaren Abgaswärmestrom (nach der Turbine) und die zugeführte chemische Kraftstoffleistung in Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage, zugehörig zu Abbildung 44. Aus der Darstellung lässt sich ableiten, dass eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage, von einer effizienten Lage bei 6°KWnZOT, nach 16°KWnZOT im betrachteten Betriebspunkt eine Erhöhung der nutzbaren Abgaswärme von ~10 % bewirkt.

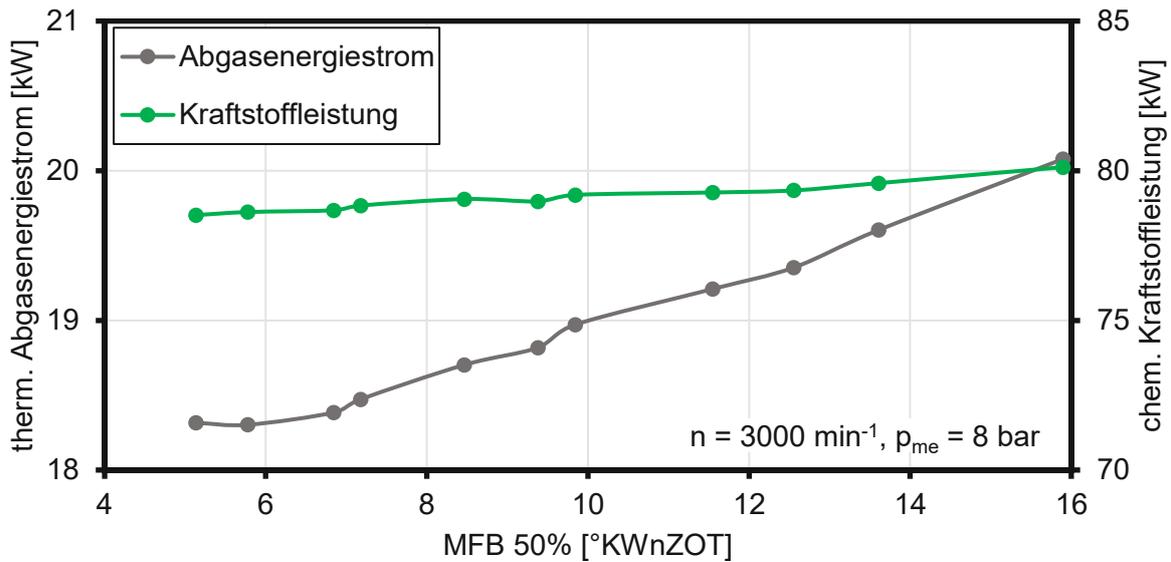


Abbildung 46: Thermischer Abgasenergiestrom (bezogen auf $T_{\text{Umgebung}} = 28 \text{ °C}$) nach der Turbine und chem. Kraftstoffleistung in Abhängigkeit der Verbrennungsschwerpunktlage.

4.2 Serienkennfeldvermessung

Als Referenz für sämtliche wirkungsgradsteigernde Maßnahmen dient ein Motorkennfeld des Versuchsträgers in Serienkonfiguration ($\epsilon = 12,5$). Aus dem in [Abbildung 47](#) dargestellten Wirkungsgradkennfeld zeigt sich ein Maximum im Bereich um $n = 3500 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck von 12 bar. Der aus der Basisvermessung hervorgehende minimale spezifische Kraftstoffverbrauch von 222,3 g/kWh deckt sich mit dem vom Hersteller angegebenen Werten. [99]

Aus der Serienkennfeldvermessung wird ein Erprobungsbereich um den Sweet Spot bestimmt, in dem die im Zuge dieser Arbeit festgelegten effizienzsteigernden Maßnahmen untersucht werden.

[Abbildung 48](#) zeigt die zugehörigen Abgastemperaturen nach der Turbine. Die Abgastemperatur nach der Turbine liegt um den Betriebspunkt höchster Effizienz bei ca. 600 °C – 650 °C. Berücksichtigt man, dass für eine Kraftstoffreformierung mit Abgas ein AGR-Betrieb erforderlich ist, so ist davon auszugehen, dass die Abgastemperatur bei Reformierungsbetrieb deutlich niedriger liegt.

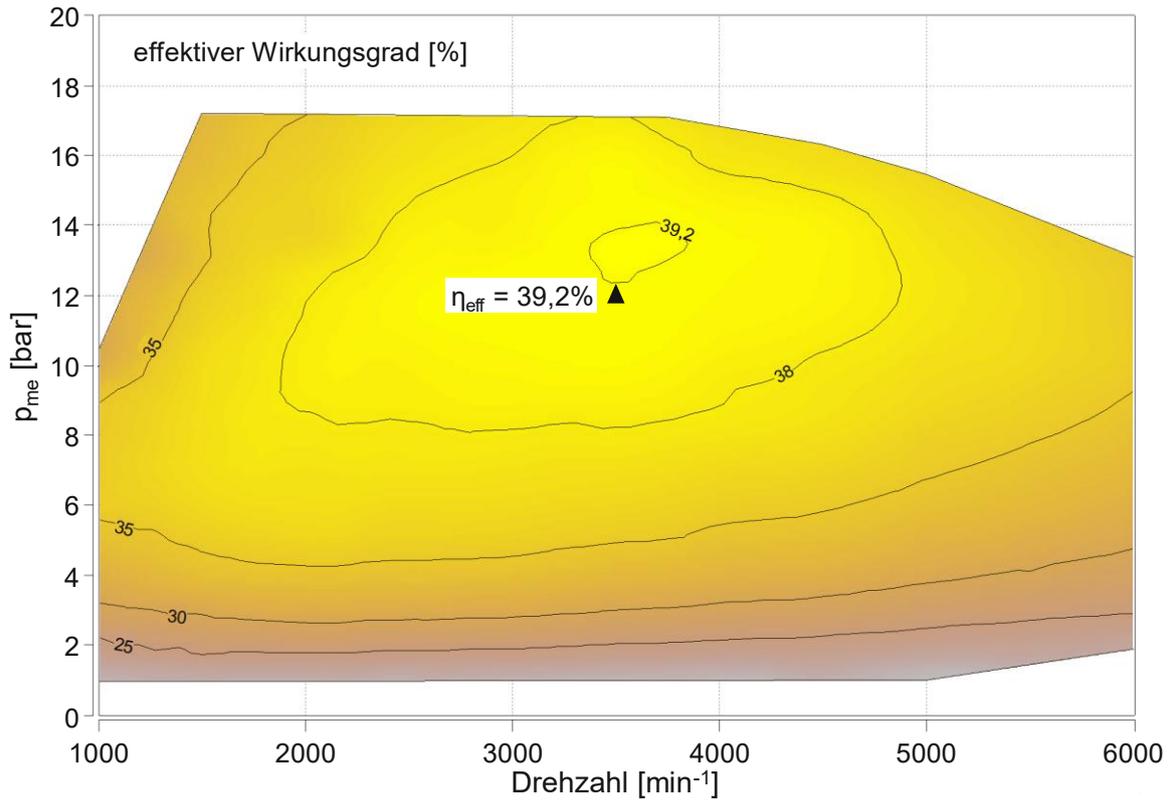


Abbildung 47: Wirkungsgradkennfeld des Versuchsträgers in Serienkonfiguration, $\varepsilon = 12,5$, ROZ 95.

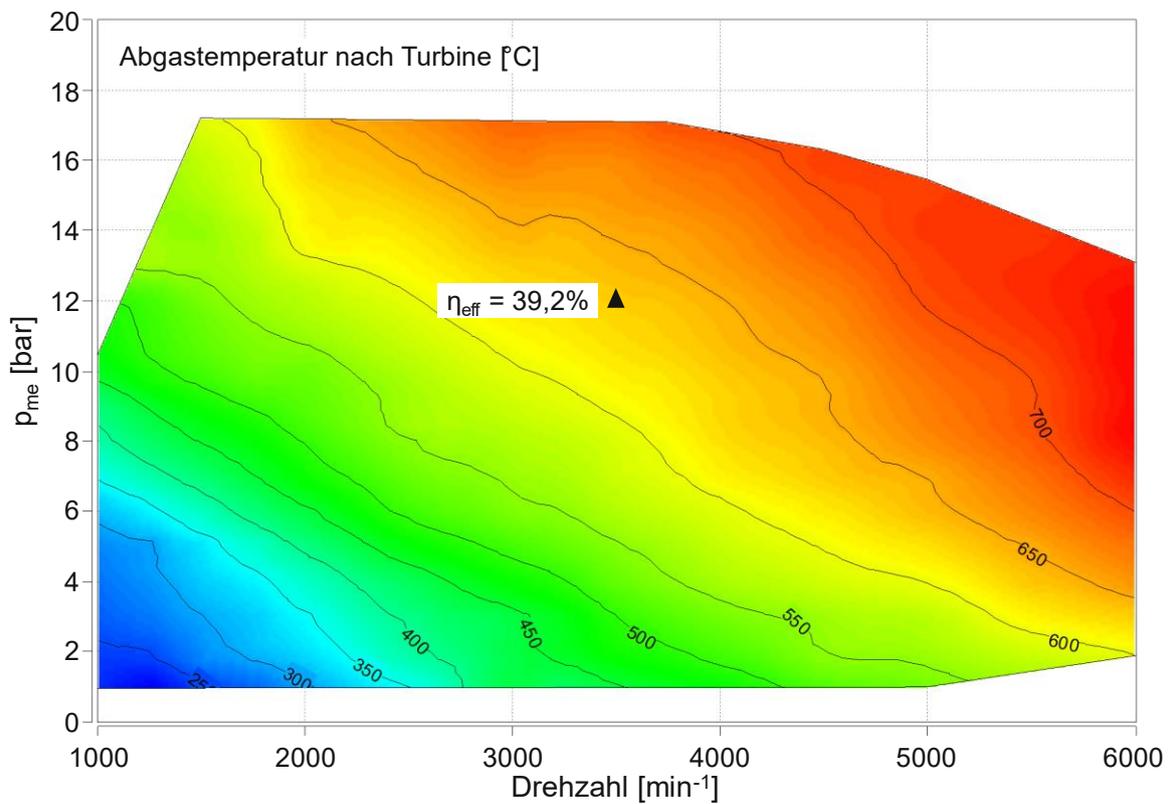


Abbildung 48: Abgastemperatur nach der Turbine und eff. Spitzenwirkungsgrad.

4.3 Wirkungsgradsteigerung durch Verdichtungserhöhung

Der Einfluss der Verdichtungsanhebung auf den effektiven Wirkungsgrad geht aus [Abbildung 49](#) hervor. Es zeigt sich, dass mit dem erhöhten Verdichtungsverhältnis von $\varepsilon = 13,3$ der max. erzielte effektive Wirkungsgrad auf 39,6 % steigt. Das entspricht einer Steigerung von 0,4 % Pkt. gegenüber der Serienkonfiguration mit $\varepsilon = 12,5$. Zugehörig ist in [Abbildung 50](#) die Abgastemperatur nach der Turbine dargestellt. Ein Vergleich mit [Abbildung 48](#) ergibt, dass die Abgastemperatur im gezeigten Kennfeldbereich geringfügig durch die Verdichtungsänderung beeinflusst ist.

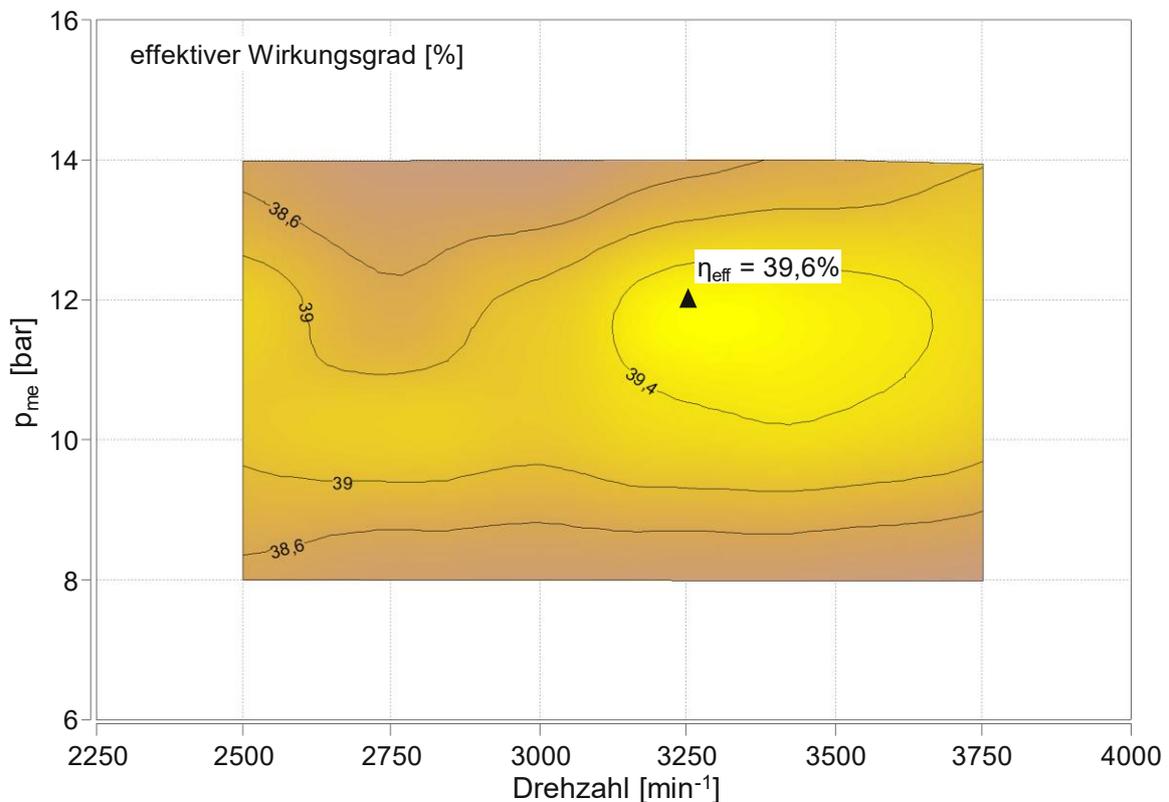


Abbildung 49: Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis, $\varepsilon = 13,3$.

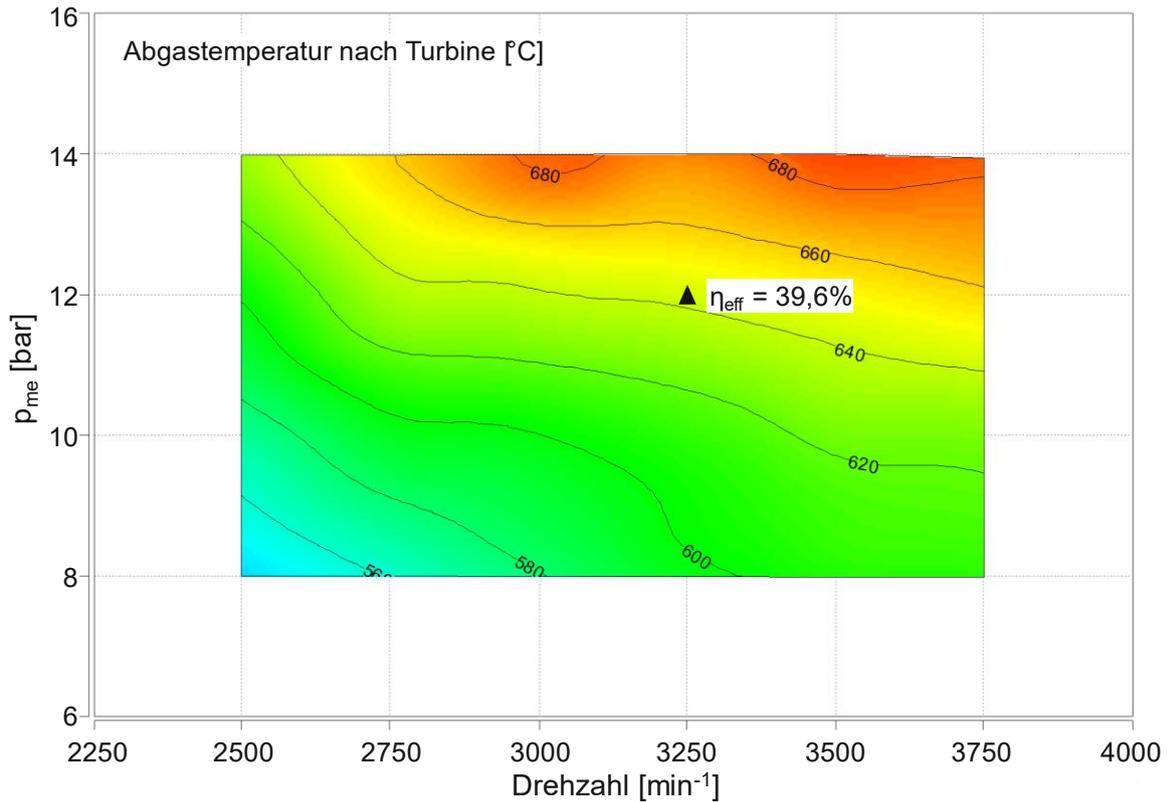


Abbildung 50: Abgastemperatur nach der Turbine und eff. Spitzenwirkungsgrad mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis, $\varepsilon = 13,3$.

Nachstehend wird auf den Einfluss der Verdichtungserhöhung auf die Verbrennungsschwerpunktlage, die Abgastemperatur und den effektiven Wirkungsgrad eingegangen. Abbildung 51 zeigt dazu eine Gegenüberstellung bei einer konstanten Drehzahl von $n = 3250 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck von $p_{me} = 8 - 14 \text{ bar}$. Daraus geht hervor, dass der Motor bei eff. Mitteldrücken bis 10 bar sowohl bei $\varepsilon = 12,5$ als auch bei $\varepsilon = 13,3$ mit einer optimalen Verbrennungsschwerpunktlage betrieben werden kann. Mit zunehmender Last ($p_{me} > 10 \text{ bar}$) wandert der Verbrennungsschwerpunkt in beiden Fällen zu späteren °KW. Dieses Verhalten ist bei erhöhtem Verdichtungsverhältnis deutlich ausgeprägter und mit einer zunehmenden Klopfneigung (infolge des erhöhten Verdichtungsverhältnisses) zu begründen. Um ein Klopfen bei erhöhtem Verdichtungsverhältnis zu unterbinden bzw. den Motor an der Klopfgrenze zu betreiben, muss daher der Zündwinkel in Richtung spät verschoben werden.

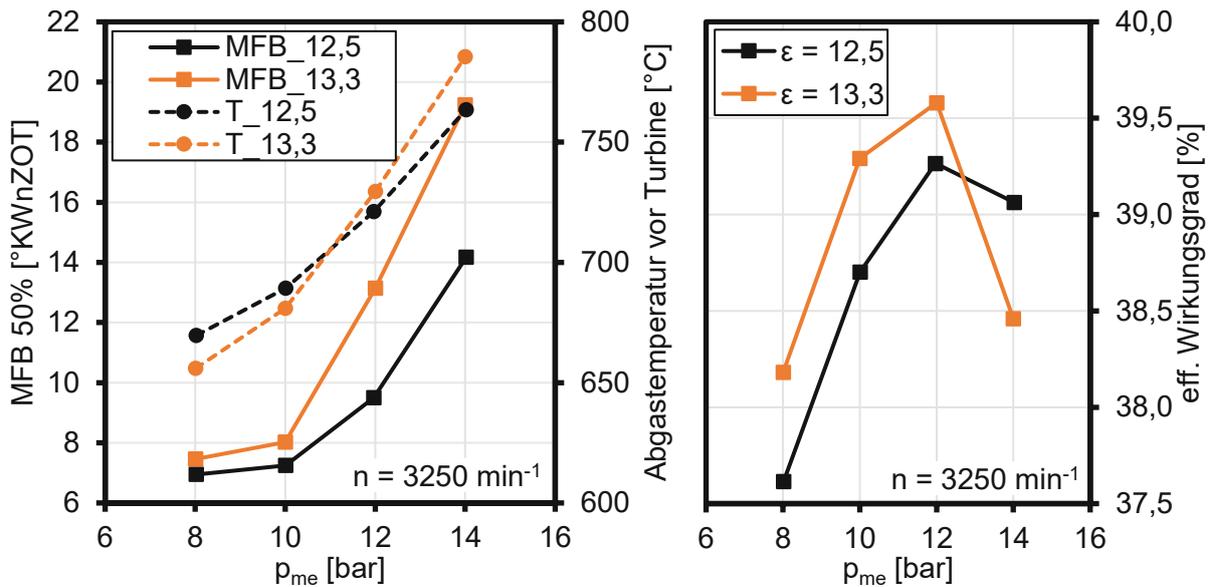


Abbildung 51: Gegenüberstellung der Verbrennungsschwerpunktlagen und Abgastemperaturen vor der Turbine (links) und eff. Wirkungsgrade (rechts) bei erhöhtem ($\epsilon = 13,3$) und Serienverdichtungsverhältnis ($\epsilon = 12,5$) in Abhängigkeit der Last.

Aus den Untersuchungen mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 13,3$) geht hervor, dass der max. effektive Wirkungsgrad gegenüber der Serienkonfiguration ($\epsilon = 12,5$) um 0,4 % Pkt. gesteigert werden kann. Ein Vergleich der Abgastemperaturen und der eff. Wirkungsgrade zwischen den beiden Verdichtungsverhältnissen zeigt nahezu gleiche Abgastemperaturen beim zugehörigen effizientesten Betriebspunkt und einen Wirkungsgradvorteil für den Betrieb mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis. Aus diesem Grund werden für weitere Untersuchungen mit gekühlter externer Abgasrückführung und Kraftstoffreformierung die Kolben mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis herangezogen.

4.4 Wirkungsgradsteigerung durch gekühlte Niederdruck-Abgasrückführung

Die nachfolgenden Messungen zeigen den Einfluss einer externen gekühlten Abgasrückführung auf die Verbrennungscharakteristik und den Wirkungsgrad eines aufgeladenen Ottomotors mit Miller-Steuerzeiten. Die experimentellen Untersuchungen am Versuchsträger werden hierfür in einer Niederdruckkonfiguration mit der Abgasentnahme nach dem 3-Wege-Katalysator und einer Zufuhr vor dem Verdichter durchgeführt, siehe Abbildung 40.

Der maximale Wirkungsgrad durch Ladungsverdünnung mit Abgasrückführung wird bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$ und 12 bar effektivem Mitteldruck erreicht. [Abbildung 52](#) zeigt den

Verlauf des effektiven Wirkungsgrades über der AGR-Rate. Ausgehend von 38,7 % ohne Ladungsverdünnung steigt der effektive Wirkungsgrad durch die Ladungsverdünnung auf 41,2 % bei 21 % AGR an. Das entspricht einer relativen Steigerung von +6 % bzw. einer Reduktion des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von 222,9 g/kWh auf 209,4 g/kWh.

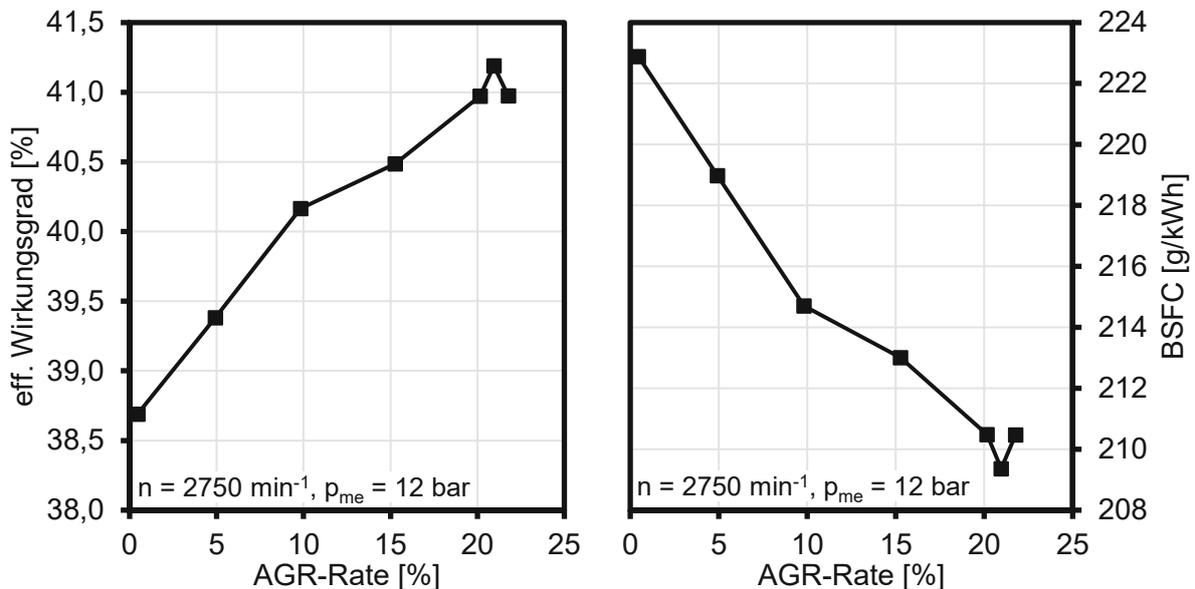


Abbildung 52: Effektiver Wirkungsgrad und spezifischer Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit der AGR-Rate.

Die wirkungsgradsteigernden Effekte der gekühlten externen Abgasrückführung werden anhand einer Verlustteilung in Kapitel 6, im Betriebspunkt mit geringstem Verbrauch ($n = 2750 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$, AGR = 20 %), analysiert.

Das Beimengen von Abgas zur Ansaugluft bewirkt eine Ladungsverdünnung. Aus diesem Grund muss mit steigender AGR-Rate (bei gleichbleibendem Betriebspunkt) der Saugrohrdruck angehoben werden, wodurch sich die Ladungsmenge im Zylinder erhöht und der Zylinderspitzenruck steigt. Veranschaulicht wird dieses Verhalten in [Abbildung 53](#). Neben den deutlich steigenden Zylinderspitzenrücken (mit zunehmender AGR-Rate) erkennt man eine Steigerung der zu leistenden Verdichtungsarbeit anhand der höher liegenden Kompressionslinien im Verdichtungsakt.

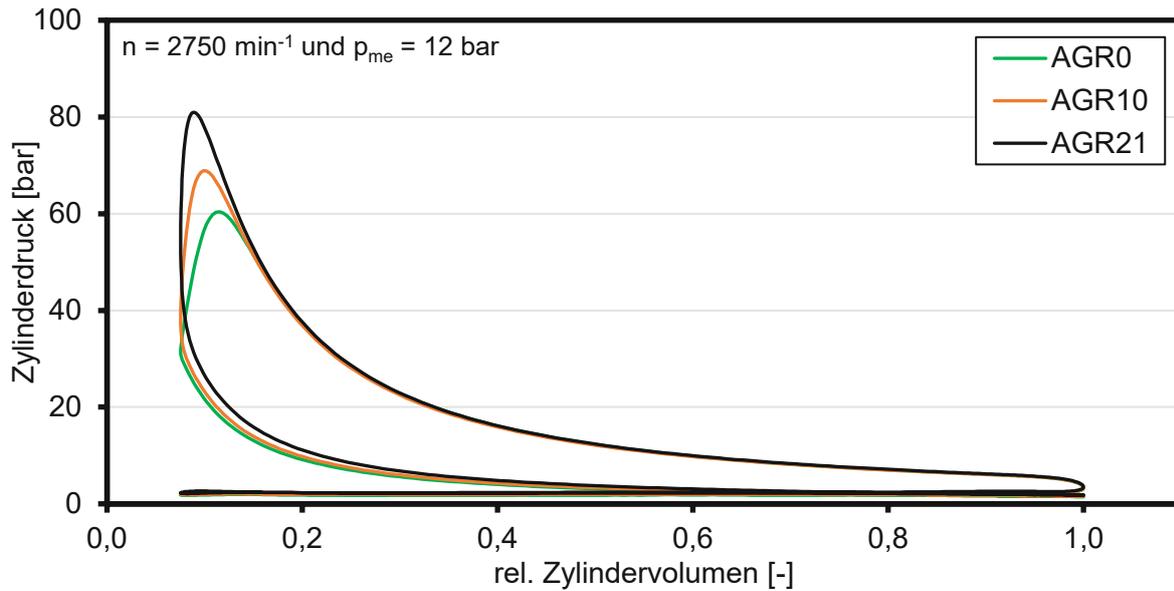


Abbildung 53: Gegenüberstellung der Zylinderdruckverläufe über dem relativen Zylindervolumen in Abhängigkeit der AGR-Rate.

Abbildung 54 zeigt verbrennungscharakteristische Größen in Abhängigkeit der AGR-Rate. Der Brennbeginn, die Verbrennungsschwerpunktlage und das Brennende verlaufen nahezu linear und parallel mit der AGR-Rate, während der Zündzeitpunkt mit steilerem Gradienten abfällt. Daraus lässt sich ableiten, dass sich der Zündverzug mit steigender AGR-Rate deutlich erhöht. Dieses Verhalten ist auf die in Kapitel 2.4 angeführten Phänomene (Flammenentwicklung) zurückzuführen. Anhand des Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks erkennt man eine zufriedenstellende Verbrennung bis zu einer AGR-Rate von 22 %. Eine weitere Steigerung der AGR-Rate über 22 % hinaus ist aufgrund von auftretenden Verbrennungsaussetzern nicht bewerkstelligbar.

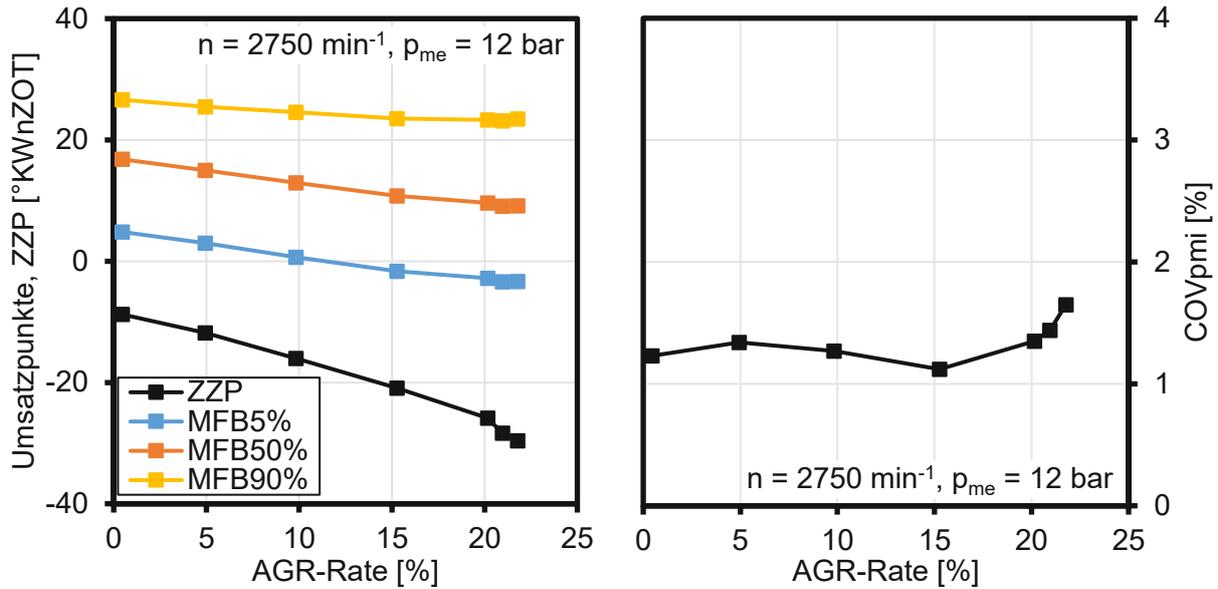


Abbildung 54: Zündzeitpunkt, Brennbereich MFB5%, Verbrennungsschwerpunktlage MFB50%, Brennbereich MFB90% (links) und COV_{pmi} (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate.

Die Ladungsverdünnung mit Abgas senkt die Verbrennungsspitzen-temperatur und dementsprechend die Stickoxidbildung. Abbildung 55 zeigt den Einfluss der Abgasrückführung auf die Abgastemperatur vor der Turbine und die Schadstoffkonzentrationen von NO_x und HC im Rohabgas. Sowohl die NO_x-Konzentrationen (-83 %) als auch die Abgastemperatur (-125 °C) fallen mit steigender AGR-Rate signifikant ab. Gegengleich verhält sich die HC-Konzentration im Rohabgas, die sich mit steigender AGR-Rate um ca. 40 % auf 831 ppm bei maximaler Verdünnung erhöht.

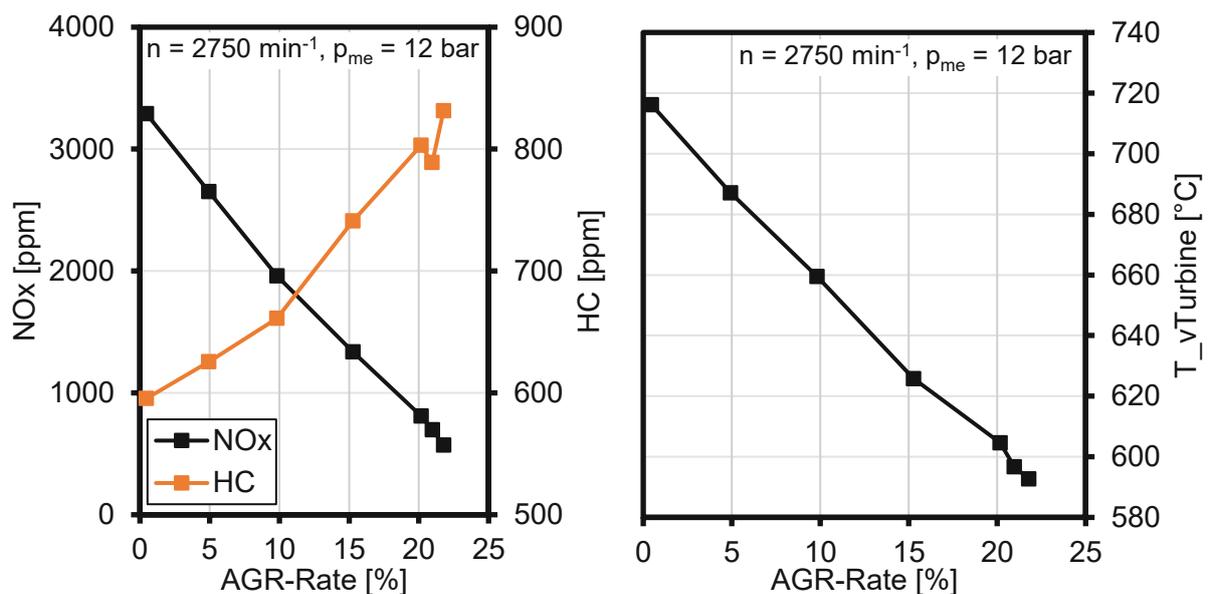


Abbildung 55: Stickoxid- und HC-Rohkonzentration (links) und Abgastemperatur vor der Turbine (rechts) in Abhängigkeit der AGR-Rate.

Als Resultat der Untersuchungen mit Ladungsverdünnung geht ein Kennfeld des effektiven Wirkungsgrades hervor, siehe Abbildung 56. Der Maximalwert des effektiven Wirkungsgrades erreicht 41,2 % bei einer Drehzahl von $n = 2750 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck von 12 bar. Das entspricht einer Wirkungsgradsteigerung von 2 % Pkt. gegenüber Serienbetrieb. Im Vergleich zur Ausgangsbasis mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis liegt der Betriebspunkt höchster Effizienz bei gleicher Last ($p_{me} = 12 \text{ bar}$) und einer niedrigeren Drehzahl.

Zugehörige zum Wirkungsgradkennfeld von Abbildung 56 zeigt Abbildung 57 die Abgastemperaturen nach der Turbine. Im Betriebspunkt höchster Effizienz liegt die Abgastemperatur nach der Turbine etwa $130 \text{ }^\circ\text{C}$ niedriger als im gleichen Betriebspunkt ohne Ladungsverdünnung durch Abgas.

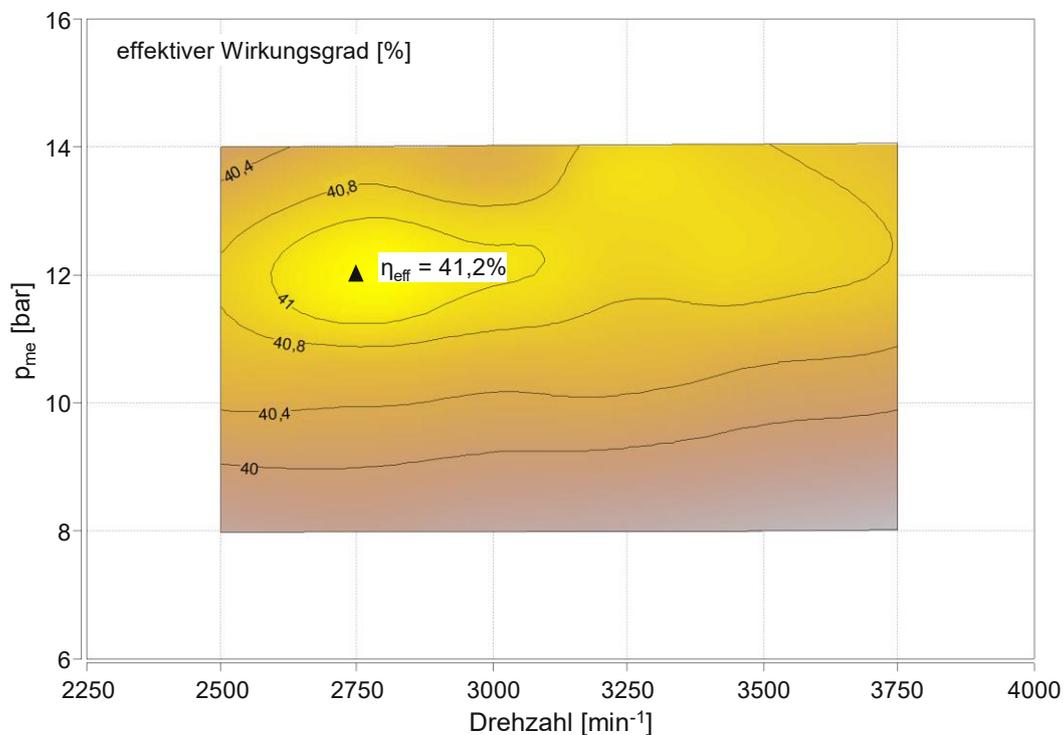


Abbildung 56: Kennfeld des maximal erzielten effektiven Wirkungsgrades durch gekühlte externe Ladungsverdünnung mit Abgas und erhöhtem Verdichtungsverhältnis, $\varepsilon = 13,3$.

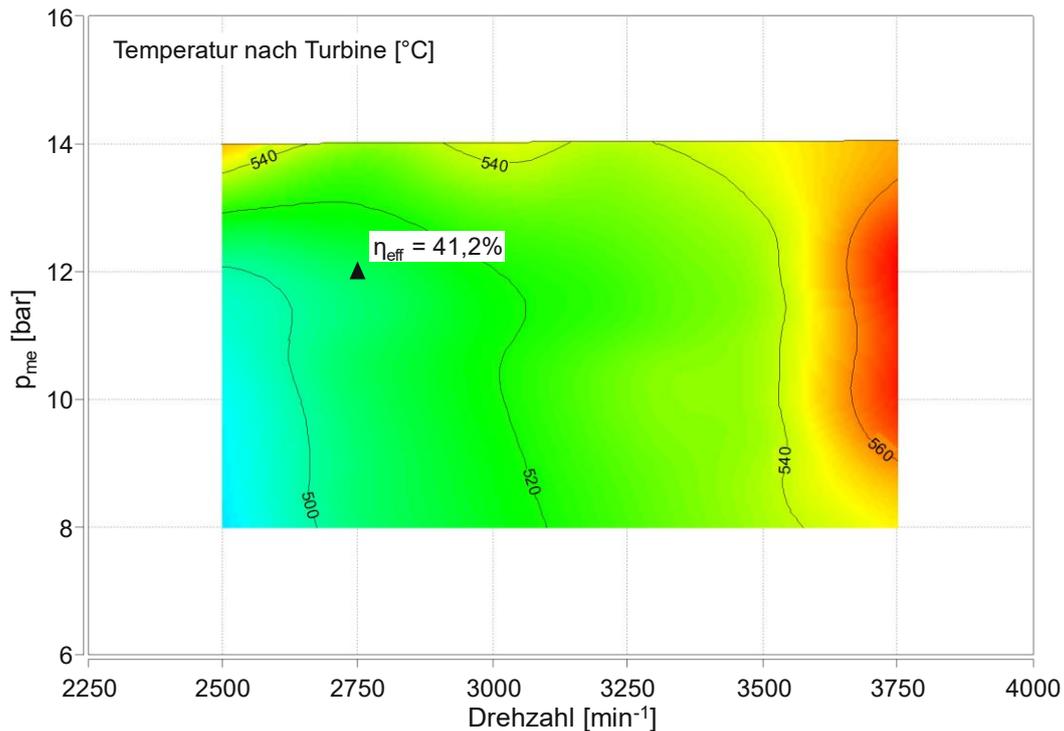


Abbildung 57: Abgastemperatur nach der Turbine bei maximalem eff. Wirkungsgrad durch gekühlte externe Ladungsverdünnung mit Abgas und erhöhtem Verdichtungsverhältnis, $\epsilon = 13,3$.

4.5 Charakterisierung der Kraftstoffreformierung

In diesem Kapitel werden drei unterschiedliche Reformerkraftstoffe (Methanol, Ethanol, Benzin) auf ihr Potential zur Synthesegasbildung bei den am Versuchsträger vorliegenden Bedingungen beurteilt.

Die Untersuchungen zu Beginn des Kapitels finden in einem repräsentativen Betriebspunkt mit hohem effektiven Wirkungsgrad aus der AGR-Basisvermessung statt. Aus den Untersuchungen geht hervor, dass sich aufgrund der geringen Prozesstemperatur (durch die hohe AGR-Rate) Methanol am besten eignet. Dasselbe Erkenntnis ergeben die im zweiten Abschnitt dieses Kapitels angeführten Untersuchungen, bei denen die Kraftstoffe bei konstantem AGR-Massenstrom und unterschiedlichen Prozesstemperaturen untersucht werden.

Anders als im reinen ND-AGR-Betrieb der Basisuntersuchen wird das Abgas bei den Reformierungsuntersuchungen vor dem Katalysator entnommen. Das führt dazu, dass Restsauerstoff exotherme Reaktionen am Reformerkatalysator bewirkt. Dadurch steigt die Temperatur am Reformerkatalysator merklich an und begünstigt den Reformierungsprozess.

Zusätzlich wird bei den Reformierungsuntersuchungen auf eine Kondensatabscheidung nach dem AGR-Kühler verzichtet. Das ist zwingend erforderlich, da andernfalls nicht konvertierter Kraftstoff am AGR-Kühler auskondensiert und sich als Verlust im Kondensatabscheider sammelt. Um den Verdichter vor Tropfenschlag zu schützen, wird die Kühlmitteltemperatur am AGR-Kühler auf 75 °C angehoben. Somit unterscheiden sich die Reformierungsuntersuchungen gegenüber den AGR-Untersuchungen (ND/ND) durch ein Zumischen von feuchterem Abgas (bzw. Synthesegas aus der Reformierung) zur Frischluft. Die für den Reformierungsprozess erforderliche Wärme wird in den nachfolgenden Untersuchungen zur Gänze aus dem Abgas gewonnen. Als Edukte des Reformierungsprozesses dienen das Verbrennungsrohgas und die verwendeten Reformerkraftstoffe (Methanol, Ethanol und Benzin).

4.5.1 Reformierung in einem effizienten AGR-Betriebspunkt

Auf Basis des in der ND-AGR-Konfiguration erzielten max. effektiven Wirkungsgrades von 41,2 % wird die Kraftstoffreformierung auf den zugehörigen Betriebspunkt ($n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 12 \text{ bar}$) fokussiert. Um den Vorteil einer höheren Abgastemperatur zu nützen, wird nicht bei maximaler AGR-Rate untersucht, sondern diese auf 15 % (gegenüber $AGR_{max} = 21 \%$) reduziert. Neben der erhöhten Abgastemperatur bewirkt die reduzierte AGR-Rate einen geringeren COV_{pmi} .

Zur Bewertung der drei Kraftstoffe (Methanol, Ethanol und Benzin) hinsichtlich der Synthesegasbildung durch Kraftstoffreformierung werden in zwei Versuchsläufen Dosiermenge von 0,5 kg/h und 1,35 kg/h der jeweiligen Kraftstoffe über eine Dauer von 20 Minuten zugeführt. In Tabelle 5 sind die zugehörigen Messwerte und berechneten Größen angeführt. Die schematische Darstellung in Abbildung 58 zeigt die zugehörigen Positionen der Temperaturmessstellen an der Reformieranlage.

Tabelle 5: Messwerte und berechnete Größen der Reformierungsuntersuchung bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{me}} = 12 \text{ bar}$, $\text{AGR} = 15 \%$

	Einheit	Methanol		Ethanol		Benzin	
$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	[kg/h]	0,49	1,36	0,46	1,35	0,45	1,34
Wasserdampf/ Kraftstoff	[mol/mol]	7,2	2,5	11	3,6	27,7	8,9
$\dot{m}_{\text{Benzin_DI}}$	[kg/h]	8,32	7,92	8,30	7,75	8,22	7,39
P_{eff}	[kW]	40,9	41,1	40,9	41,1	41,0	41,0
$P_{\text{KS_Ref.}}$	[kW]	2,7	7,5	3,4	10,1	5,2	15,5
$P_{\text{Benzin_DI}}$	[kW]	96,3	91,5	96,0	89,7	95,0	85,4
$P_{\text{KS_Ref_rel}}$	[%]	2,7	7,6	3,4	10,1	5,2	15,4
$T_{\text{vRef.}}$	[°C]	551	529	557	536	564	548
$T_{\text{AGR_ein}}$	[°C]	521	521	526	526	529	533
T_{nKat}	[°C]	611	609	617	614	620	625
T_{nAnlage}	[°C]	559	549	565	556	573	573
ΔH_{v}	kJ/kg	1102		850		420	

$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	Massenstrom des Reformerkraftstoffs [kg/h]
$\dot{m}_{\text{Benzin_DI}}$	an den 4 Zylindern eingespritzter Kraftstoffmassenstrom (Summe 4 Zyl.) [kg/h]
P_{eff}	effektive Motorleistung [kW]
$P_{\text{KS_Ref.}}$	am Reformier zugewählter chemischer Energiestrom [kW]
$P_{\text{Benzin_DI}}$	am Motor zugewählter chemischer Energiestrom (ROZ95 zu den 4 Zylindern) [kW]
$P_{\text{KS_Ref_rel}}$	prozentualer Anteil des am Reformier zugewählter chem. Energiestroms bezogen auf den gesamten chem. Energiestrom (Motor + Reformier) [%]
ΔH_{v}	Verdampfungsenthalpie [kJ/kg], [2] [98]

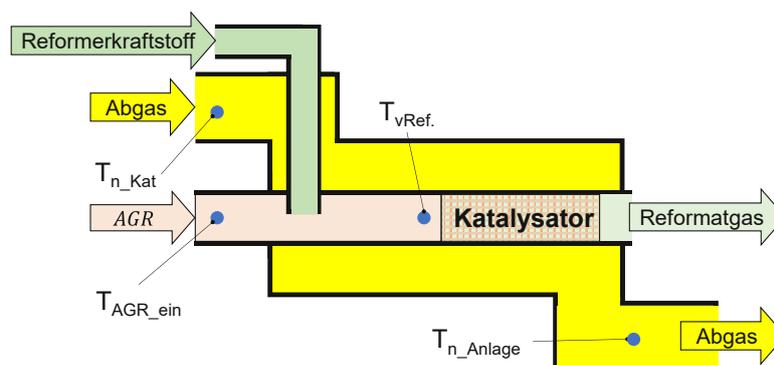


Abbildung 58: Temperaturmessstellen an der Reformieranlage

Aus Tabelle 5 lässt sich entnehmen, dass die Temperatur unmittelbar vor dem Reformerkatalysator $T_{vRef.}$ mit steigender Kraftstoffdosiermenge $\dot{m}_{KS_Ref.}$ fällt. Parallel dazu erhöht sich die Temperaturdifferenz ($T_{nKat} - T_{nAnlage}$) über die Reformieranlage. Beides weist darauf hin, dass Wärme aus dem Abgas entzogen wird, um den Reformerkraftstoff zu erwärmen/verdampfen. Eine detaillierte Betrachtung der Wärmeaufnahme des Reformerkraftstoffs ist in Kapitel 5.1.2 beschrieben. Abbildung 59 und Abbildung 60 zeigen die im Reformatgas (unmittelbar nach dem Reformier) gemessenen H_2 - und CO -Konzentrationen.

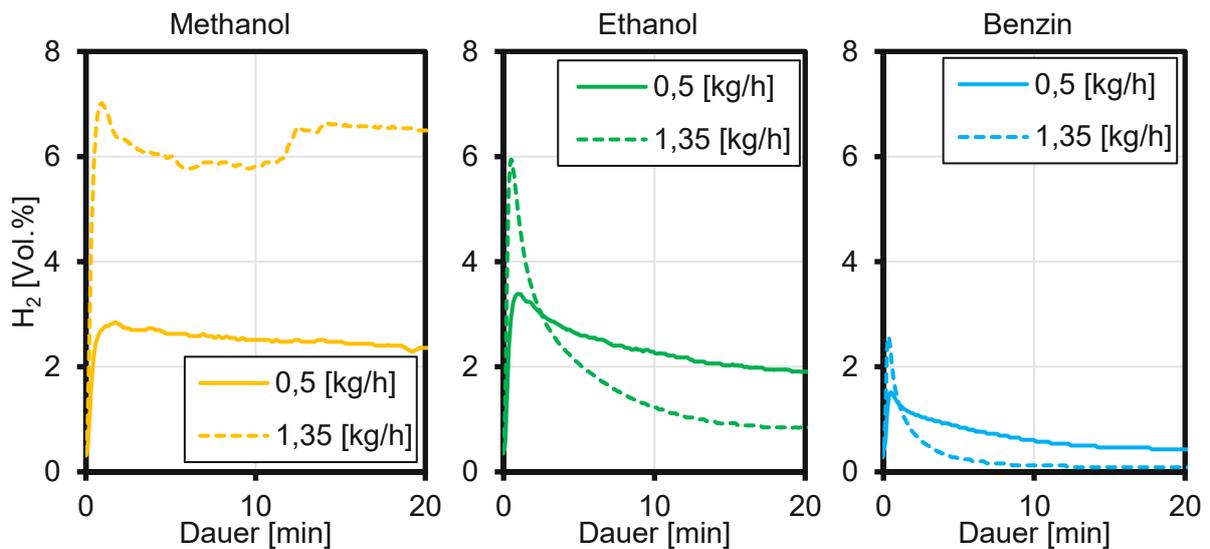


Abbildung 59: H_2 -Konzentration über der Messdauer bei einer Dosiermenge von 0,5 kg/h (Volllinie) und 1,35 kg/h (strichliert) bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 12 \text{ bar}$ und $AGR = 15 \%$.

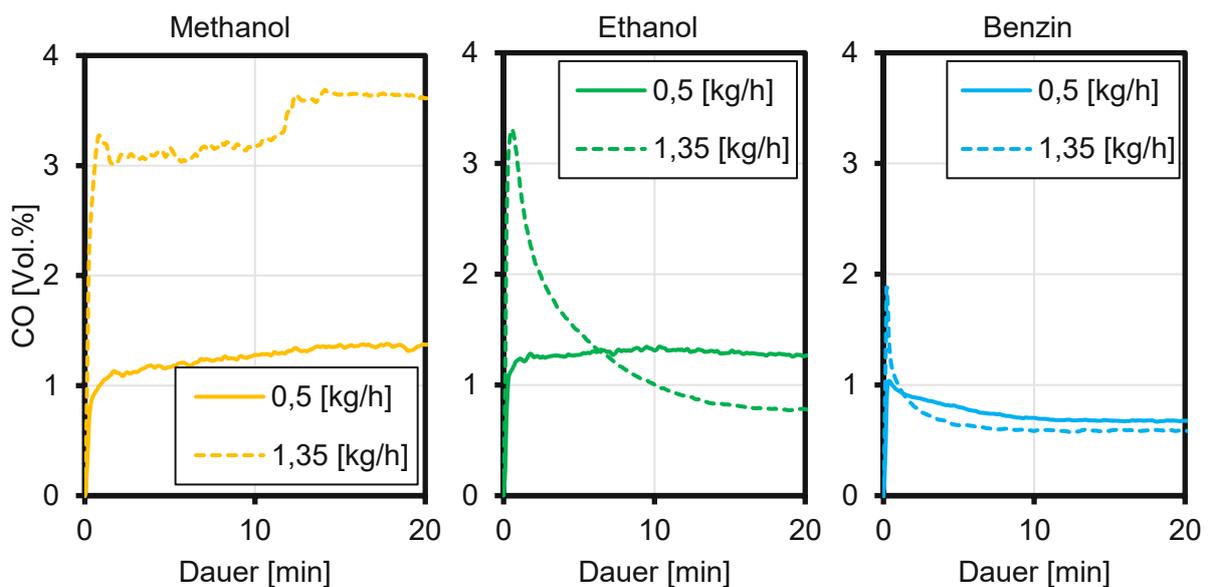


Abbildung 60: CO -Konzentration über der Messdauer bei einer Dosiermenge von 0,5 kg/h (Volllinie) und 1,35 kg/h (strichliert) bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 12 \text{ bar}$ und $AGR = 15 \%$.

Aus den Messungen geht hervor, dass unabhängig von den Dosiermengen die geringsten H₂- und CO-Konzentrationen mit Benzin generiert werden. Nach einem anfänglichen Peak fällt sowohl die H₂- als auch die CO-Konzentration ab. Am signifikantesten ist dieses Verhalten bei der erhöhten Dosiermenge (1,35 kg/h) ersichtlich, wo sich die H₂-Konzentration auf null reduziert und die CO-Konzentration auf nahezu Rohabgaskonzentration. Unter diesen Bedingungen findet keine effektive Reformierung statt. Bestätigt wird diese Erkenntnis von nahezu identen HC-Konzentrationen vor und nach dem Reformerkatalysator. Ausschlaggebend für diese ineffektive Reformierung ist die geringe Prozesstemperatur [53], [59].

Ähnliches Verhalten zeigt sich bei Ethanol-Betrieb. Bei einer Dosiermenge von 1,35 kg/h reduziert sich sowohl die H₂- als auch CO-Konzentration nach einem anfänglichen Peak signifikant. Bei der geringeren Dosiermenge zeigt sich ein stabiler Verlauf von Kohlenmonoxid und eine weniger ausgeprägte Reduktion der H₂-Konzentration. Mit Methanol ergeben sich die konstantesten Verläufe mit höchsten Synthesegas-Konzentrationen. Weder der Verlauf von Wasserstoff noch jener von Kohlenmonoxid weist einen ausgeprägten Peak auf. Aus den Verläufen lässt sich ableiten, dass die Reformierung bei den gegebenen Betriebspunkten mit Methanol am effektivsten erfolgt. Bestätigt wird diese Erkenntnis anhand der Temperaturen im Reformerkatalysator.

Zur Bestimmung der Temperatur im Reformerkatalysator sind darin 4 Messelemente mit unterschiedlicher Einschublänge appliziert, siehe [Abbildung 61](#).

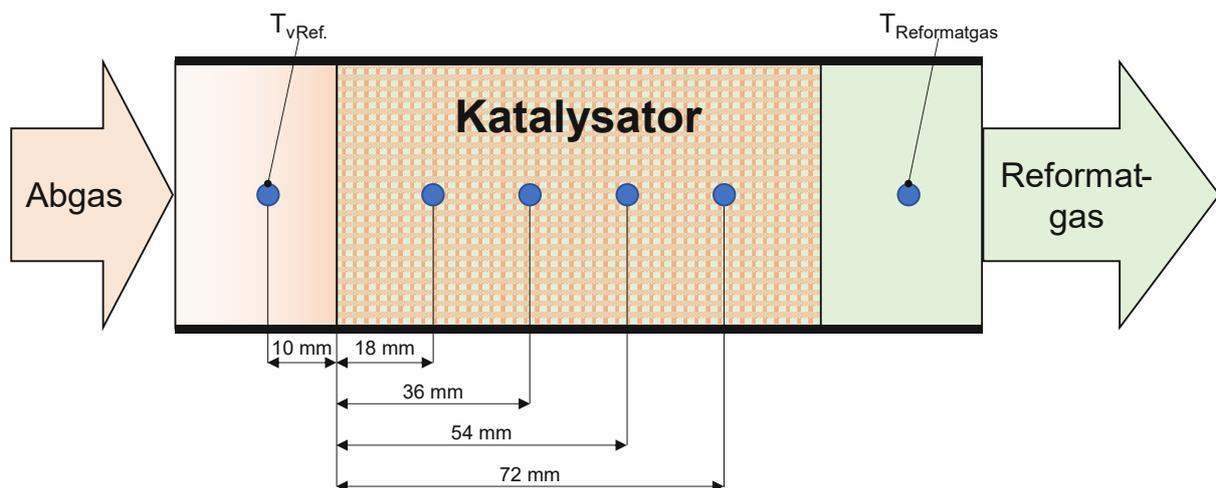


Abbildung 61: Schematische Darstellung der Temperaturmessstellen vor, im und nach dem Reformerkatalysator.

[Abbildung 62](#) zeigt die Katalysatortemperaturen (18 und 72 mm nach der Einströmfläche, links) und deren Differenz (rechts) über der Versuchsdauer bei einer Dosiermenge von 1,35 kg/h. Zu Messbeginn liegen die Temperaturen an den gleichen

Messpositionen, unabhängig vom Reformierungskraftstoff, auf selbem Level ($T_{R-Kat_18} \sim 615 \text{ °C}$, $T_{R-Kat_72} \sim 625 \text{ °C}$). Die Zunahme der Temperatur ($T_{R-Kat_72} > T_{R-Kat_18}$) über der Katalysatorlänge ist auf die exothermen Reaktionen des Rohabgases (Oxidation von CO und HC) am Reformerkatalysator zurückzuführen.

Mit dem Start der Kraftstoffzufuhr am Reformier reduzieren sich die Temperaturen individuell. Aus Abbildung 62 (links) lässt sich ablesen, dass die Temperaturabsenkung an beiden dargestellten Messstellen bei Methanol-Dosierung am ausgeprägtesten und bei Benzin-Dosierung am geringsten ist. Dies korreliert mit den Verdampfungswärmen der Kraftstoffe. Demnach gelingt es nicht, alle Kraftstoffe gleichermaßen zu verdampfen und den Dampf auf ein vergleichbares Temperaturniveau zu erwärmen.

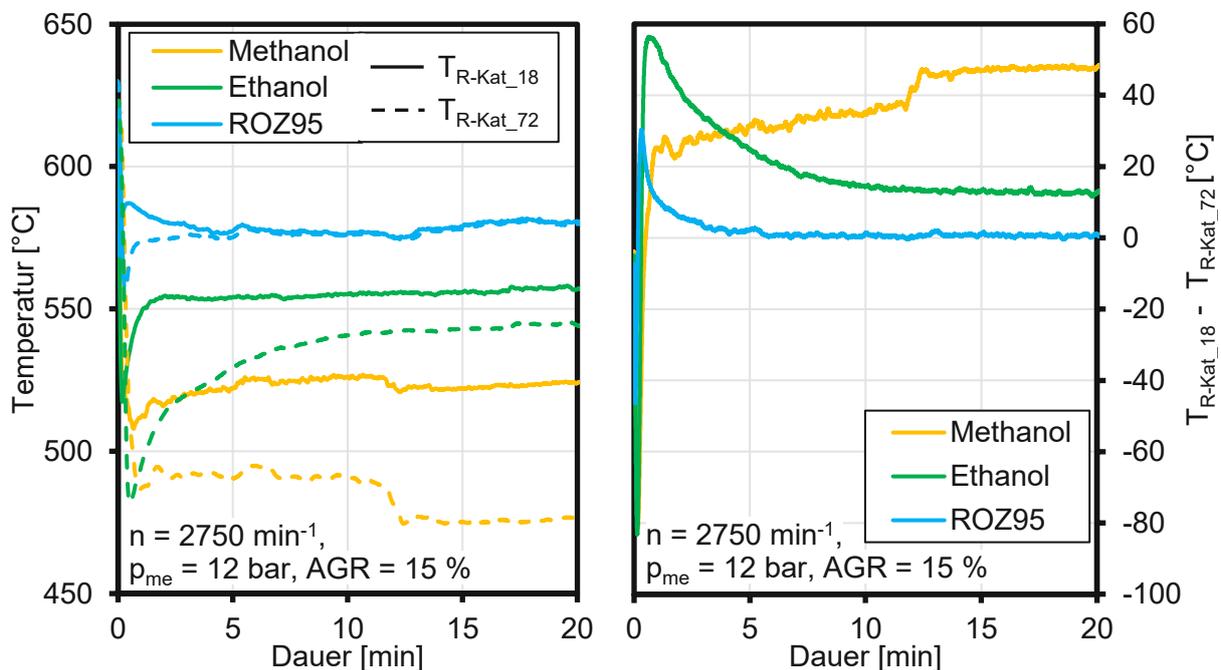


Abbildung 62: Reformerkatalysatortemperaturen 18 und 72 mm nach der Einströmfläche, links und die Temperaturdifferenz ($T_{R-Kat_18} - T_{R-Kat_72}$) am Reformerkatalysator über der Messdauer für Methanol, Ethanol und Benzin (ROZ 95), rechts. Dosiermenge = 1,35 kg/h.

Abbildung 62 zeigt, dass die Temperaturdifferenz ($T_{R-Kat_18} - T_{R-Kat_72}$) bei Methanol am stärksten ausgeprägt ist und sich jene bei Benzin, bis zu einer Dauer von ca. fünf Minuten, auf null reduziert.

Man kann daher davon ausgehen, dass im Benzin-Betrieb ab einer Dauer von fünf Minuten keine effektive Kraftstoffreformierung mehr stattfindet. Vergleicht man dieses Erkenntnis mit den H_2 - und CO-Konzentrationsverläufen aus Abbildung 59 und Abbildung 60, erkennt man eine Korrelation bei einer Versuchsdauer von etwa fünf Minuten, wo die H_2 -Konzentration im Synthesegas auf nahezu null abgefallen ist, bzw. die CO-Konzentration ab dieser Dauer bei einem konstanten Wert von ca. 0,6 Vol.% zu liegen kommt.

Ähnliche Parallelen zeigen sich bei einem Vergleich der Temperaturdifferenz und Synthesegaskonzentration bei Ethanol-Betrieb. Ab einer Versuchsdauer von etwa 0,5 Minuten liegt bis zum Ende der Messung eine positive Temperaturdifferenz ($T_{R-Kat_{18}} - T_{R-Kat_{72}} > 0$) im Reformerkatalysator an. Diese reduziert sich über der Messdauer von einem anfänglichen Peak auf eine konstante Temperaturdifferenz bei etwa 15 Minuten. Ein Vergleich mit Abbildung 59 und Abbildung 60 zeigt, dass nach anfänglichen Peak-Konzentrationen von H_2 und CO, diese rapide abfallen, ehe sie ab einer Dauer von ca. 15 Minuten nur noch flach auslaufen. Gegenüber den maximalen Konzentrationen von ca. 6 Vol.% H_2 und 3,3 Vol.% CO reduzieren sich die Konzentrationen zum Messende hin signifikant (H_2 : 6 Vol.% auf 0,84 Vol.%; CO: 3,3 Vol.% auf 0,78 Vol.%).

Die Konzentrationspeaks zu Beginn der Messungen bei Ethanol- und Benzin-Reformierung sind auf die hohen Bauteiltemperaturen ($T_{R-Kat_{72}} = 625 \text{ °C}$) und der in den Bauteilen gespeicherten Wärme zurückzuführen. Die Verdampfung und Reformierung der Kraftstoffe werden dadurch begünstigt. Anhand der Konzentrationspeaks und Gastemperaturen bei Benzinbetrieb lässt sich ableiten, dass für die Reformierung eine Prozesstemperatur von $\sim 625 \text{ °C}$ erforderlich wäre.

Gänzlich anders verhält sich der Temperaturverlauf bei Methanol-Betrieb. Ab einer Versuchsdauer von ca. 0,5 Minuten stellt sich eine positive Temperaturdifferenz am Reformerkatalysator ein. Diese nimmt über der Dauer der Versuchsmessung zu, ehe sie nach einer Unstetigkeitsstelle (bei etwa 12,5 Minuten) konstant bleibt. Vergleicht man den Temperaturverlauf (Methanol) aus Abbildung 62 mit den H_2 - und CO-Konzentrationen (Methanol) aus Abbildung 59 und Abbildung 60 erkennt man nahezu konstante Konzentrationsverläufe vor und nach der Unstetigkeitsstelle.

Anhand der Untersuchungen wird gezeigt, dass sich unter den gegebenen Betriebsbedingungen Methanol am besten reformieren lässt. Eine detaillierte Betrachtung der Thermodynamik des Reformierungsprozesses ist in Kapitel 5.1.2 angeführt. Darin werden die ein- und ausgehenden Wärmeströme samt dem zudosierten flüssigen Methanol gegenübergestellt.

4.5.2 Kraftstoffreformierung bei unterschiedlicher Abgastemperatur

Die nachfolgende Untersuchung dient dazu den Einfluss der Abgastemperatur auf die Reformierung aufzuzeigen. Um eine Abhängigkeit der Reformierung vom AGR-Massenstrom zu unterbinden, werden zwei Betriebspunkte mit gleichem AGR-Massenstrom für das Untersuchungsvorhaben festgelegt. Mit der Absicht, die Reformierung über einem weiten Temperaturbereich zu charakterisieren, werden ein

Niedriglastpunkt mit hoher AGR-Rate und ein hoher Lastpunkt mit geringer AGR-Rate bestimmt, siehe Tabelle 6.

Tabelle 6: Betriebsgrößen der Reformierungscharakterisierung in zwei unterschiedlichen Lastpunkten.

	n [min ⁻¹]	p _{me} [bar]	AGR-Rate [%]	\dot{m}_{AGR}
geringe Last	2000	4,6	15	~7,3
erhöhte Last	2750	12	5	

In beiden stationären Betriebspunkten wird ausgehend vom reinen AGR-Betrieb sukzessive Kraftstoff vor dem Reformier eindosiert. Die Kraftstoffmasse wird so lange erhöht, bis sich keine konstanten Konzentrationsverläufe nach dem Reformier mehr ergeben. Benzin wird wegen der geringen Kraftstoffkonvertierung bei niedrigen Abgastemperaturen (siehe Kapitel 4.5.1) nicht untersucht.

Durch die Erhöhung der Dosiermenge reduziert sich das S/C-Verhältnis, die Gastemperatur unmittelbar vor dem Reformier $T_{vRef.}$ (Kraftstoffverdampfung) und die Reformatgastemperatur nach dem Reformier (durch die zunehmende Reformierungsaktivität), siehe Abbildung 63. Ein Vergleich zwischen Methanol und Ethanol aus Abbildung 63 ergibt, dass sich Methanol bei deutlich geringeren Gastemperaturen reformieren lässt.

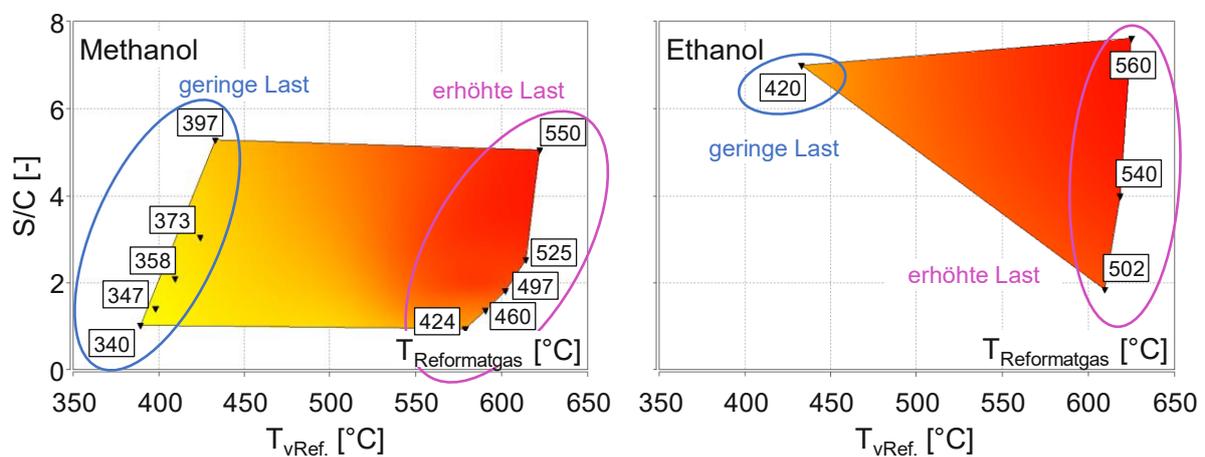


Abbildung 63: Die Reformatgastemperatur in Abhängigkeit der Gastemperatur vor dem Reformier $T_{vRef.}$ und dem Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis (Steam to Carbon) bei konstantem AGR-Massenstrom ($\dot{m}_{AGR} \sim 7,3$ kg/h).

In Abbildung 64 und Abbildung 65 sind die generierten H_2 - und CO -Konzentrationen im Reformatgas bei Methanol- und Ethanol-Betrieb dargestellt. Daraus lässt sich eine deutliche Zunahme der Synthesegaskonzentrationen mit steigender Gastemperatur und fallendem Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis erkennen. Ein Vergleich zwischen

Methanol und Ethanol zeigt, dass mit Methanol bei gleichem S/C-Verhältnis deutlich höhere Synthesegaskonzentrationen generiert werden.

Im niedrigen Lastpunkt kann bei Ethanol-Dosierung nur eine geringe Menge von 0,1 kg/h zugeführt werden. Das entspricht 2,4 % der dem System (Motor + Reformereinheit) zugeführten chemischen Energie. Trotz der geringen Dosiermenge passieren ~75 % der eindosierten Kohlenwasserstoffe den Reformier nicht konvertiert, wodurch auf eine unwirksame Reformierung geschlossen werden kann. Eine Verdoppelung der Dosiermenge führt zu instabilen Konzentrationsverläufen (Peak mit anschließender Reduktion der Konzentrationen).

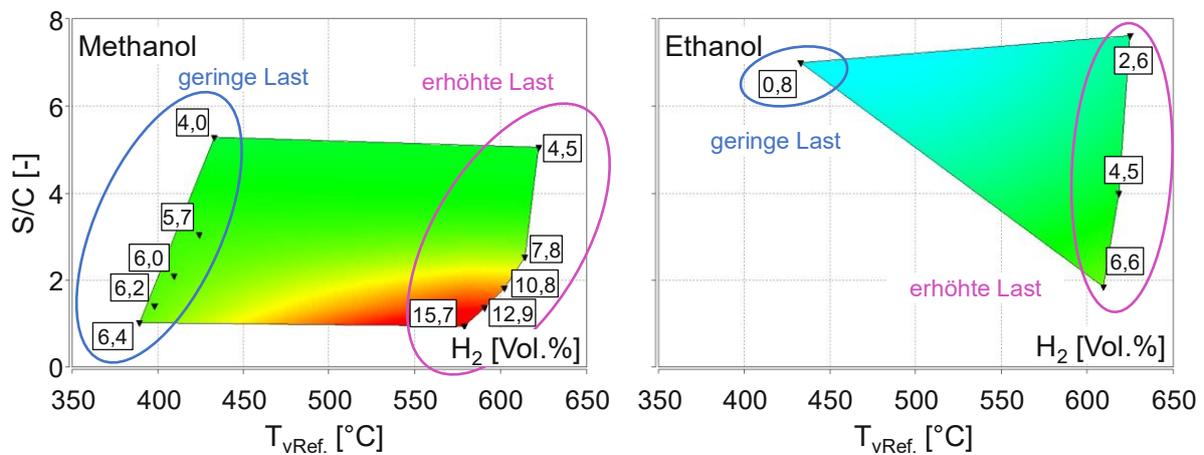


Abbildung 64: H₂-Konzentration im Reformatgas in Abhängigkeit Gastemperatur vor dem Reformier (T_{vRef.}) und dem Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis (Steam to Carbon) bei konstantem AGR-Massenstrom ($\dot{m}_{AGR} \sim 7,3$ kg/h). Methanol links, Ethanol rechts.

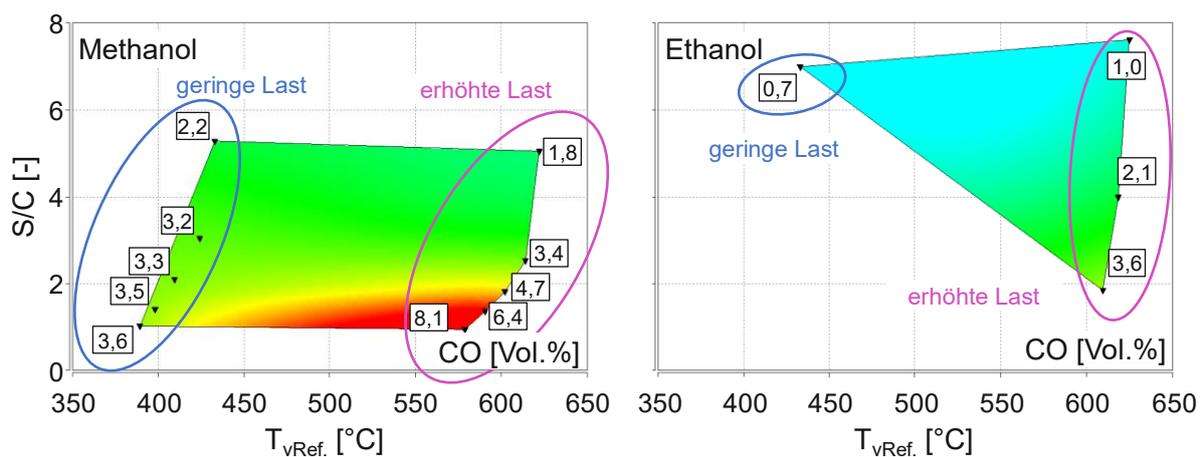


Abbildung 65: CO-Konzentration im Reformatgas in Abhängigkeit Gastemperatur vor dem Reformier (T_{vRef.}) und dem Wasserdampf/Kohlenstoff-Verhältnis (Steam to Carbon) bei konstantem AGR-Massenstrom ($\dot{m}_{AGR} \sim 7,3$ kg/h). Methanol links, Ethanol rechts.

4.6 Fazit der Basisuntersuchung

Aus der Basisuntersuchung bezüglich gekühlter Abgasrückführung geht hervor, dass ein Maximum an effektivem Wirkungsgrad durch Ladungsverdünnung mit Abgas nahe der Stabilitätsgrenze ($\text{COV}_{\text{pmi}} \leq 3 \%$) erzielt wird. Die Ladungsverdünnung hat dabei zur Folge, dass eine klopfende Verbrennung unterbunden wird und die Verbrennungsschwerpunktlage zu einer wirkungsgradgünstigeren Position verschoben werden kann. Durch die reduzierte Reaktivität der Zylinderladung verlängern sich die Brenn- und Zündverzugsdauer signifikant, weshalb sich die Verbrennungsstabilität reduziert.

Aus den Reformierungsuntersuchungen geht hervor, dass eine effektive Reformierung mit Benzin bei den gegebenen Betriebsbedingungen (niedrige Abgastemperatur aufgrund hoher AGR-Rate) nicht möglich ist. Ethanol und Methanol zeigen eine höhere Reaktivität im Reformierungsprozess als Benzin. Die höchsten Synthesegaskonzentrationen werden mit Methanol generiert, weshalb dieses zur Maximierung des effektiven Wirkungsgrads am Versuchsträger zu favorisieren ist. Methanol besitzt daher das höchste Potential, durch Wasserstoffbildung zur Stabilisierung der innermotorischen Verbrennung beizutragen und den effektiven Spitzenwirkungsgrad auf ein Maximum zu steigern.

Auf Basis dieser Erkenntnisse wird die weitere Wirkungsgradsteigerung im Zuge dieser Arbeit auf Kraftstoffreformierung mit Methanol fokussiert.

5 Maximierung des Wirkungsgrades durch Kraftstoffreformierung mit Methanol

Die Basisuntersuchung zeigt, dass der effektive Wirkungsgrad durch Ladungsverdünnung mit Abgas ein Maximum von 41,2 % nahe der Verbrennungsstabilitätsgrenze ($\text{COV}_{\text{pmi}} \leq 3 \%$) erreicht. Dies entspricht den Werten von maximalen effektiven Wirkungsgraden von aktuellen Ottomotoren mit Abgasrückführung in Serienanwendung [3], [43], [44]. Wird Wasserstoff der verdünnten Zylinderladung beigemischt, bewirkt dieser eine Verkürzung des Zündverzugs und der Brenndauer und wirkt damit stabilisierend auf die Verbrennung [35]. Aus der Basisuntersuchung geht hervor, dass sich Methanol und Ethanol bei den gegebenen Betriebsbedingungen (niedrige Abgastemperatur bei hoher AGR-Rate) reformieren lassen und Methanol der zu favorisierende Reformierungskraftstoff ist. Benzin zeigt bei den gegebenen Prozessbedingungen (Abgastemperatur) keine dauerhafte effektive Reformierungsaktivität und wird daher bei den nachfolgenden Untersuchungen nicht mehr berücksichtigt.

Basierend auf den Ergebnissen der Basisuntersuchung wird das Ziel verfolgt, den effektiven Spitzenwirkungsgrad durch Kraftstoffreformierung mit Abgas und Methanol zu erhöhen.

Die nachfolgende Untersuchung zeigt den Einfluss der Kraftstoffreformierung bei hoher AGR-Rate. Im effizientesten Betriebspunkt der AGR-Untersuchung ($n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{me}} = 12 \text{ bar}$, $\text{AGR} = 20 \%$) aus der Basisuntersuchung wird der Methanol-Massenstrom am Reformier sukzessive gesteigert und der Zündwinkel entsprechend angepasst. Die Stellung des AGR-Ventils bleibt unverändert.

5.1 Wirkungsgradsteigerung bei hoher AGR-Rate

Abbildung 66 zeigt die unmittelbar nach dem Reformerkatalysator gemessenen Reformatgaskonzentrationen über dem Wasserdampf/Methanol-Verhältnis (links) und in Abhängigkeit der Methanol-Dosiermenge vor dem Reformier (rechts). Es wird darauf hingewiesen, dass die Abbildung (rechts) zusätzlich den reinen AGR-Betriebspunkt ohne Methanol-Dosierung beinhaltet. Eine Darstellung dessen über dem Wasserdampf/Methanol-Verhältnis (links) ist aufgrund einer Division durch Null nicht sinnvoll.

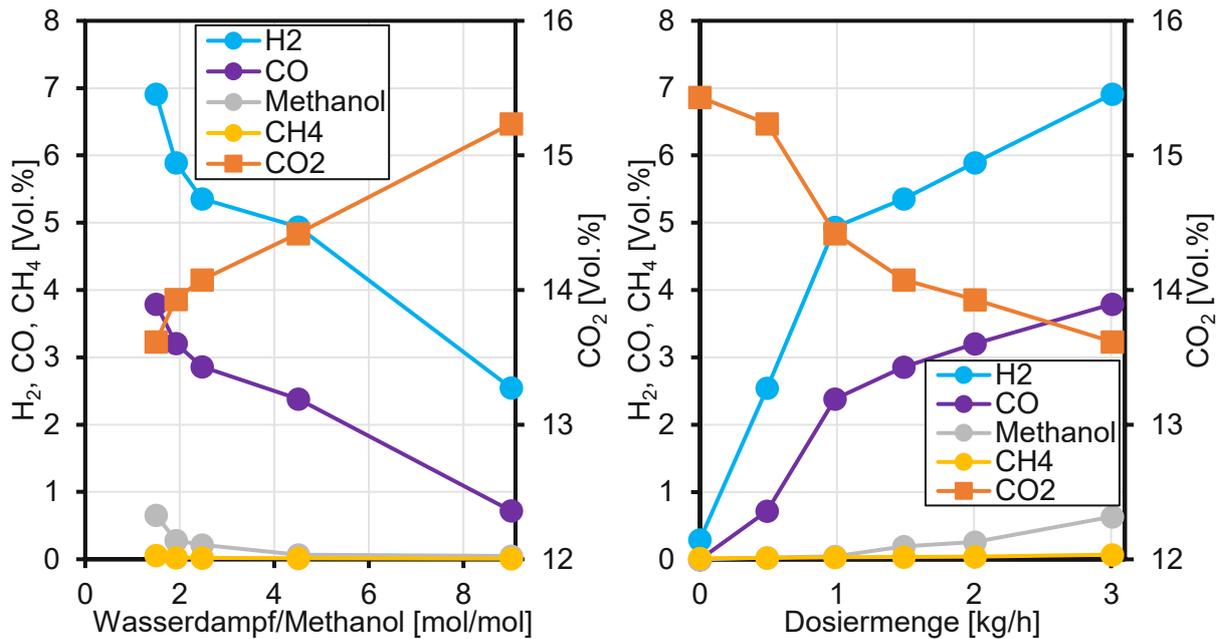


Abbildung 66: Reformatgaskonzentrationen (trocken) nach dem Reformerkatalysator in Abhängigkeit des Wasserdampf/Methanol-Verhältnis (links) und der Methanol-Dosiermenge am Reformier (rechts) bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{\text{me}} = 12 \text{ bar}$ und $\text{AGR} = 20 \%$.

Aus den Konzentrationsverläufen von Abbildung 66 lässt sich ein klarer Anstieg an gebildetem Kohlenmonoxid und Wasserstoff mit zunehmender Dosiermenge ablesen. Ausgehend von keiner Synthesegasbildung bei reinem AGR-Betrieb (Dosiermenge = 0 kg/h) steigen die H₂- und CO-Konzentrationen bis zu einer Unstetigkeitsstelle bei einer Dosiermenge von 1 kg/h linear an. Wird der Methanol-Massenstrom am Reformier weiter erhöht, steigen die H₂- und CO-Konzentrationen mit geringerem Gradienten weiter an. Zudem zeigt sich, dass ab einer Dosiermenge von 1,5 kg/h die Konzentration an nicht konvertiertem Methanol zunimmt. Die höchsten H₂- und CO-Konzentrationen werden bei maximaler Dosiermenge erreicht, 6,9 Vol.% Wasserstoff und 3,8 Vol.% Kohlenmonoxid. Die Methan-Konzentration im Synthesegas spielt nur eine untergeordnete Rolle. Die CO₂-Konzentration reduziert sich von 15,4 Vol.% im reinen AGR-Betrieb auf 13,6 Vol.% bei maximaler Dosiermenge.

Aus den Verläufen der H₂- und CO-Konzentrationen lässt sich ableiten, dass bei Dosiermenge von > 3 kg/h ein weiterer Zuwachs des Wasserstoff- und Kohlenmonoxid-Gehalts im Synthesegas zu erwarten ist. Versuchsmessung mit Dosiermengen von 5 und 6 kg/h Methanol bestätigen dies. Ein dauerhafter Betrieb bei diesen hohen Dosiermengen ist jedoch nicht möglich, weil der Anteil an nicht konvertiertem Methanol signifikant ansteigt und am Kühler des Abgasmessschanks nicht zur Gänze abgeschieden werden kann. Um die Messgeräte vor Beschädigungen und Verunreinigungen zu schützen, ist eine dauerhafte Messung nicht möglich. Die Versuchsmessungen mit erhöhten Dosiermengen (> 3 kg/h) zeigen jedoch, dass trotz

erhöhter Synthesegaskonzentrationen keine weitere Wirkungsgradsteigerung erreicht wird.

Die Wasserdampfkonzentration im Reformatgas liegt für sämtliche Dosiermengen zwischen 13,8 und 10,6 Vol.%, siehe [Abbildung 67](#) (links). Aus diesem Grund lässt sich daraus schließen, dass die Dampfreformierung nicht durch den Wassergehalt im Abgas limitiert ist. Das in [Abbildung 67](#) (rechts) dargestellte Molverhältnis (Wasserstoff zu Kohlenmonoxid) im Reformatgas, das ab einer Dosiermenge von 1 kg/h um 2 liegt, deutet darauf hin, dass die Synthesegasbildung überwiegend durch Methanol-Zersetzung Glg. (17) abläuft.

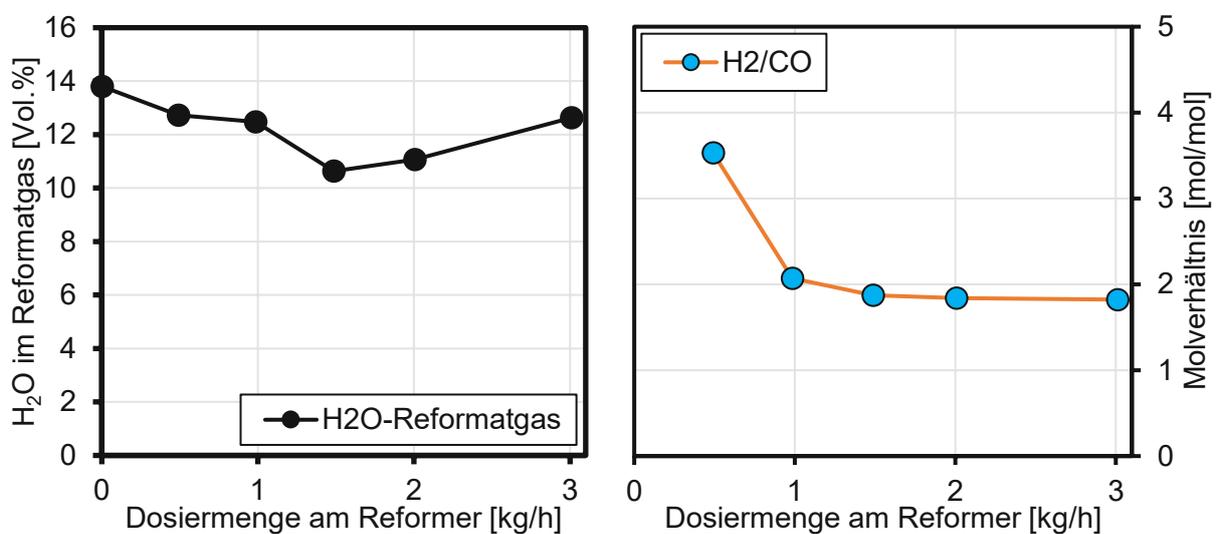


Abbildung 67: Wasserdampfkonzentration im Reformatgas (links) und Molverhältnis H₂/CO (rechts) in Abhängigkeit der Dosiermenge (Methanol) am Reformier.

5.1.1 Einfluss der Reformierungsprodukte auf die Verbrennung

Nachstehend wird der Einfluss der Kraftstoffreformierung auf die innermotorische Verbrennung beschrieben. [Abbildung 68](#) zeigt die Verläufe des Zündzeitpunktes und der Verbrennungsschwerpunktlage (links) und die zugehörigen H₂-, CO- und CO₂-Konzentrationen im Saugrohr (rechts).

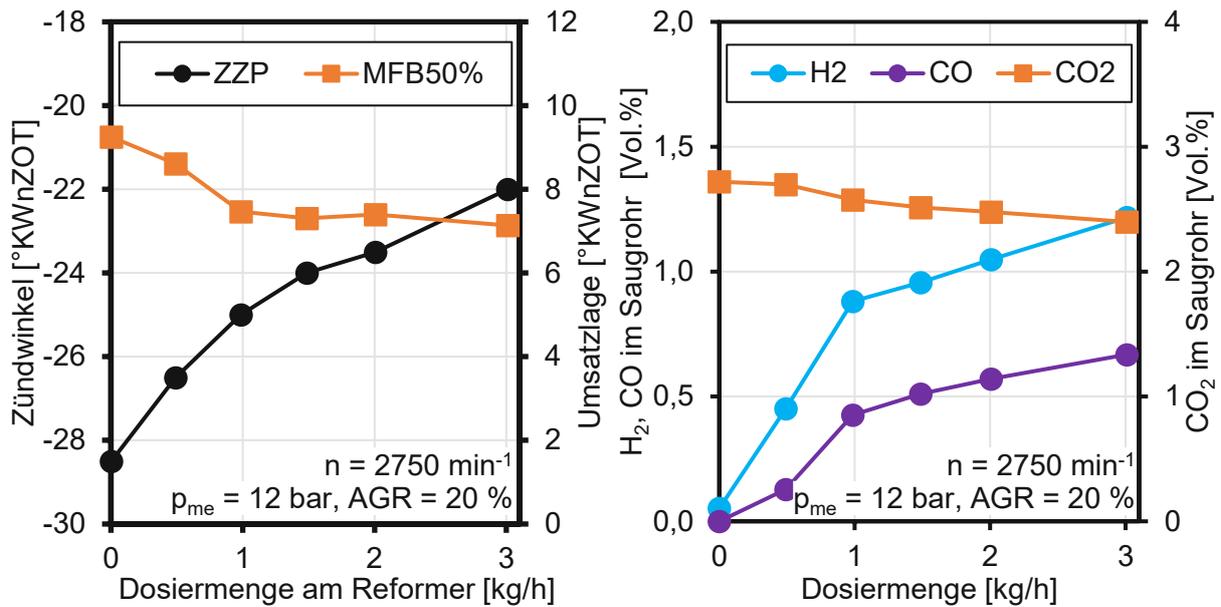


Abbildung 68: Zündzeitpunkt und Verbrennungsschwerpunktlage (MFB50%) in Abhängigkeit der Reformerdosiermenge (Methanol), links. Zugehörige H₂- und CO-Konzentrationen im Saugrohr, rechts.

Mit steigendem H₂-Gehalt verkürzen sich erwartungsgemäß Zündverzug und Brenndauer. Dies bewirkt auch eine Verringerung der Klopfneigung, wodurch die Schwerpunktlage der Verbrennung bereits bei einer Dosiermenge von 1 kg/h verbrauchsoptimal (7°KWnZOT) eingestellt werden kann.

In [Abbildung 69](#) sind die Brenndauer, der Zündverzug und Variationskoeffizient des indizierten Mitteldrucks über der Dosiermenge dargestellt.

Der Zündverzug reduziert sich vom reinen AGR-Betrieb von 24,9 °KW hin zur maximalen Dosiermenge auf 18,2 °KW. Das entspricht einer Reduktion von 27 %.

Ähnliches Verhalten zeigt sich bei der Brenndauer. Diese reduziert sich vom Ausgangspunkt bei reinem AGR-Betrieb von 26,4 °KW auf 23,4 °KW bei einer Dosiermenge von 3 kg/h am Reformer.

Die Verbrennungsstabilität (COV_{pmi}) ist maßgeblich durch den Zündverzug geprägt. Ein verkürzter Zündverzug führt zu einer stabileren Verbrennung. Dieses Phänomen wird mit dem COV_{pmi} -Verlauf aus [Abbildung 69](#) bestätigt. Ausgehend von einem COV_{pmi} von 2,1 % im AGR-Betrieb (Dosiermenge = 0 kg/h) reduziert sich dieser Wert mit steigendem Wasserstoffanteil in der Zylinderladung signifikant auf Werte um 1 %. Des Weiteren lässt sich erkennen, dass die Brenndauer, der Zündverzug und der COV_{pmi} bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h stärker abfallen als bei Dosiermengen über 1 kg/h hinaus. Dabei zeigt sich eine Korrelation zu den gebildeten Wasserstoffkonzentrationen aus [Abbildung 66](#), die bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h merklich steiler ansteigen als bei Dosiermengen > 1 kg/h.

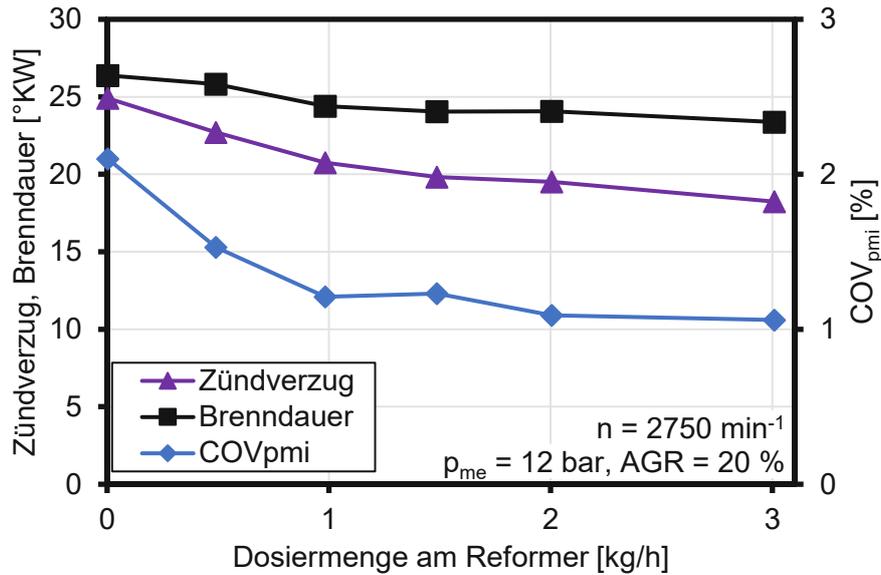


Abbildung 69: Zündverzug, Brenndauer und COV_{pmi} in Abhängigkeit der Reformerdosiermenge (Methanol).

Mit dem Einbringen von zusätzlichem Methanol in das Gesamtsystem (Motor + Reformier) muss dieses in der Wirkungsgradberechnung berücksichtigt werden. Die Berechnung des effektiven Wirkungsgrades erfolgt bei Reformierbetrieb gemäß Glg. (26). Das Benzin wird im Gesamtsystem (Motor und Reformereinheit) nur über die Direkteinspritzung an den Zylindern zugeführt und das Methanol (siehe Abbildung 42) unmittelbar vor dem Reformierkatalysator dem heißen Abgas beigemischt.

Unter Berücksichtigung des an der Reformereinheit zugeführten Methanols ergibt sich der Verlauf des effektiven Wirkungsgrades entsprechend [Abbildung 70](#).

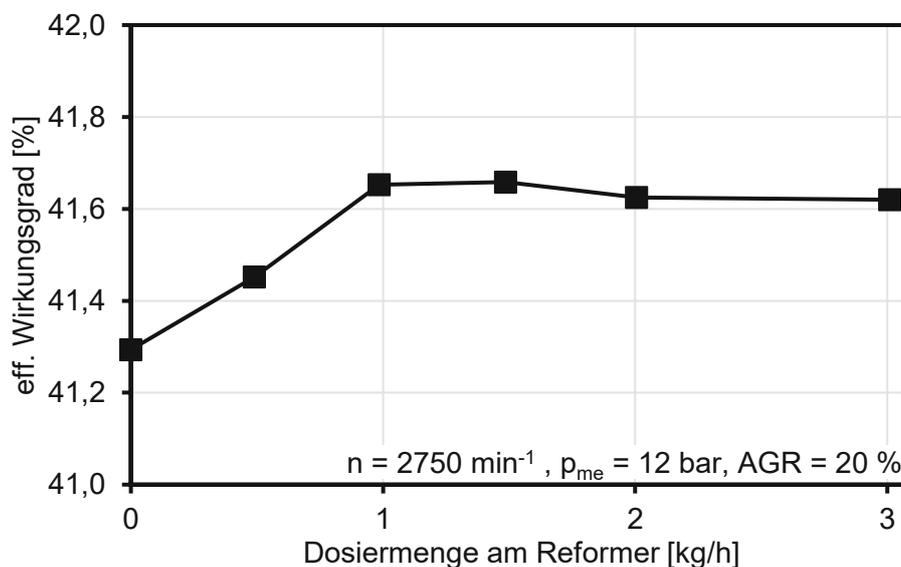


Abbildung 70: Effektiver Wirkungsgrad in Abhängigkeit der Reformerdosiermenge (Methanol).

Bei reinem AGR-Betrieb ergibt sich ein maximaler effektiver Wirkungsgrad von 41,3 %. Dieser entspricht (bis auf eine Abweichung von +0,1 % Pkt.) sehr genau jenem aus der Basisuntersuchung (Versuchsreihe mit AGR) im gleichen Betriebspunkt. Mit dem Zudosieren von Methanol in die Reformereinheit steigt der effektive Wirkungsgrad des Versuchsträgers auf ein Maximum von 41,7 % (Dosiermenge 1 kg/h bis 1,5 kg/h). Bis zu einem Methanol-Massenstrom von 3 kg/h reduziert sich der effektive Wirkungsgrad nur minimal auf 41,6 %.

Der Wirkungsgradzuwachs vom reinen AGR-Betrieb bis zum Maximalwert (bei einer Dosiermenge von 1 kg/h) ist überwiegend auf die Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage hin zu ihrem Optimum bei 8 °KWnZOT und die schnellere Verbrennung zurückzuführen, siehe Kapitel 6.

Wie die verbrennungscharakteristischen Größen wird auch die Schadstoffbildung durch ein Beimischen von Synthesegas zur Frischluft maßgeblich beeinflusst. In [Abbildung 71](#) sind die Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas von Kohlenmonoxid (CO), unverbrannten Kohlenwasserstoffen (HC) und die Stickoxide (NOx) über der Dosiermenge dargestellt. Das Beimengen von wasserstoffhaltigem Synthesegas führt zu einer vollständigeren Verbrennung, das sich in niedrigeren HC-Konzentrationen im Rohabgas äußert. Über der Dosiermenge verringern sich diese, ausgehend von ca. 640 ppm im reinen AGR-Betrieb um 22 % auf ca. 520 ppm bei maximaler Dosiermenge. Dieses Verhalten ist auf die in Kapitel 2.5.5 erläuterte optimale Verbrennung (aufgrund des höheren Diffusionskoeffizienten und der niedrigeren Quenching Distance von Wasserstoff gegenüber Benzin) zurückzuführen.

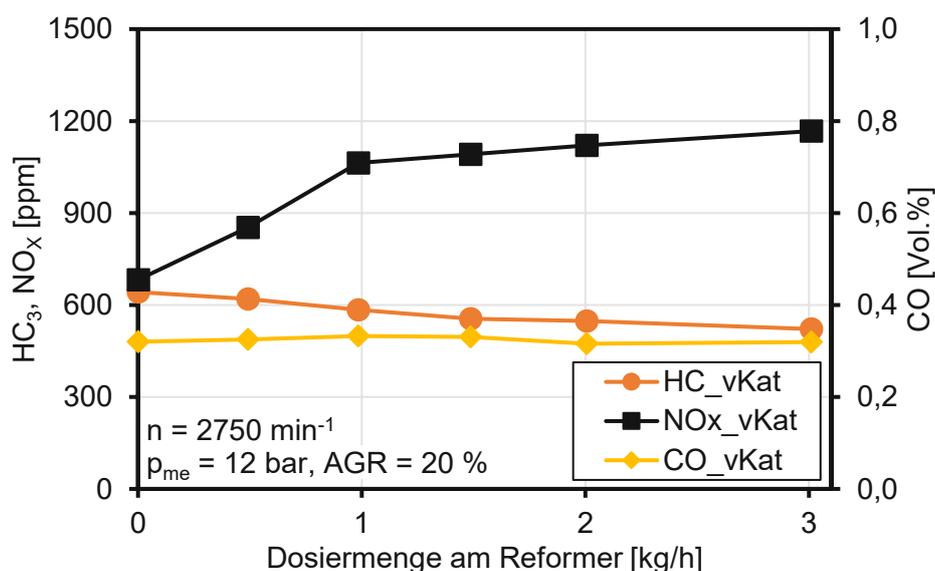


Abbildung 71: Schadstoffkonzentrationen im Rohabgas in Abhängigkeit der Reformerdosiermenge (Methanol).

Kontinuierlich steigende NO_x -Konzentrationen sind auf die mit steigendem Wasserstoffanteil in der Zylinderladung steigenden Spitzentemperaturen der Verbrennung zurückzuführen. Die NO_x -Konzentration im Rohabgas zeigt einen steileren Anstieg zwischen dem reinen AGR-Betrieb und einer Dosiermenge von 1 kg/h als bei Dosiermengen über 1 kg/h hinaus. Ähnlich wie beim Zündverzug und der Brenndauer aus Abbildung 69 zeigt der NO_x -Verlauf in Abbildung 71 somit eine Abhängigkeit vom Wasserstoffgehalt in der Zylinderladung.

Der Reformierungsprozess ist maßgeblich von der Prozesstemperatur abhängig. Zur Visualisierung des Temperaturverlaufs im Reformerkatalysator sind vier Temperaturelemente mit unterschiedlicher Einschublänge im Reformerkatalysator, sowie ein Temperaturelement 10 mm vor dem Reformerkatalysator ($T_{\text{vRef.}}$) appliziert. Abbildung 72 zeigt die Temperaturen im Reformerkatalysator ($T_{\text{R-Kat}_18}$ bis $T_{\text{R-Kat}_72}$) und 10 mm davor (links) sowie die Temperaturdifferenz $T_{\text{R-Kat}_18} - T_{\text{R-Kat}_72}$ (rechts) über der Dosiermenge. Die Zahlenwerte der Temperaturbezeichnungen beschreiben die Einschublänge des Temperaturelements von der Stirnfläche des Reformerkatalysators in Strömungsrichtung, siehe Abbildung 61.

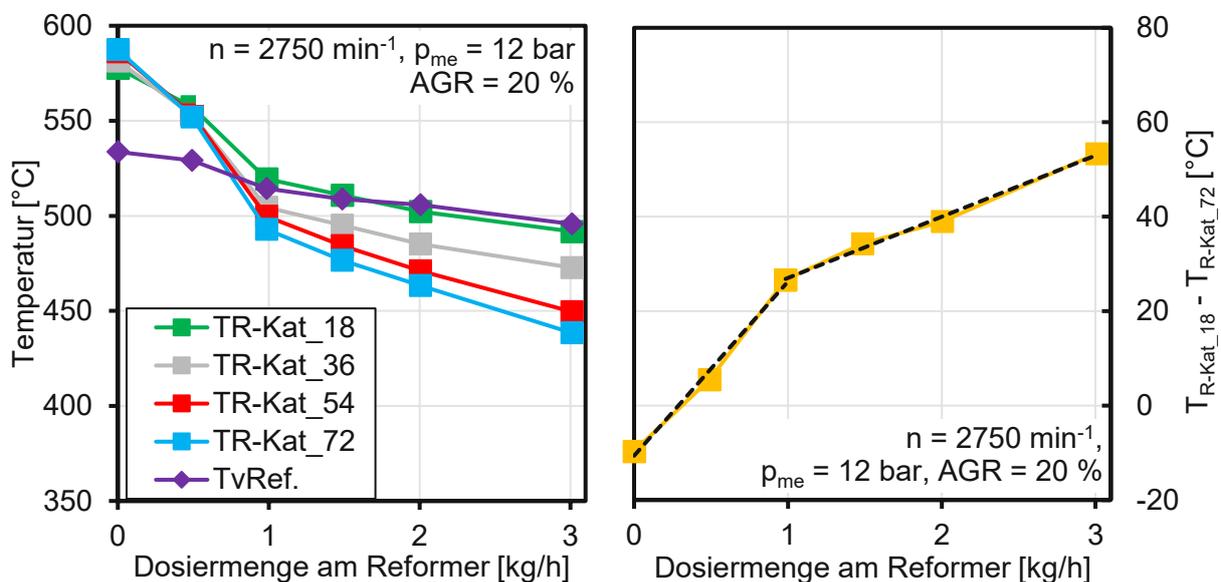


Abbildung 72: Temperaturen im Reformerkatalysator ($T_{\text{R-Kat}_18}$ bis $T_{\text{R-Kat}_72}$) und 10 mm davor, links. Temperaturdifferenz $T_{\text{R-Kat}_18} - T_{\text{R-Kat}_72}$ (Volllinie, gelb) und linearisierte Approximationen (strichliert, 0 bis 1 kg/h und 1 kg/h bis 3 kg/h), rechts, in Abhängigkeit der Reformerdosiermenge (Methanol).

Im reinen AGR-Betrieb zeigt sich eine deutliche Exothermie, hervorgerufen durch die Oxidation von unverbrannten Kohlenwasserstoffen und Kohlenmonoxid mit dem Restsauerstoff des Rohabgases. Die Temperaturen im Reformerkatalysator ($T_{\text{R-Kat}_18} = 578 \text{ °C}$ bis $T_{\text{R-Kat}_72} = 587 \text{ °C}$) liegen deutlich über jener unmittelbar vor dem

Katalysator ($T_{VRef.} = 534 \text{ °C}$). Zudem lässt sich ein positiver Temperaturgradient in Strömungsrichtung über den Reformerkatalysator erkennen ($T_{R-Kat_{18}} < T_{R-Kat_{36}} < T_{R-Kat_{54}} < T_{R-Kat_{72}}$).

Wird Methanol dem AGR-Strom zugeführt, reduziert sich die Temperatur des dem Reformerkatalysator zugeführten Gasgemisches (Rohabgas + Methanol). Veranschaulicht wird das durch die stetig sinkende Temperatur unmittelbar vor dem Reformerkatalysator $T_{VRef.}$ mit steigender Dosiermenge.

Durch ein Beimengen von Methanol in die AGR-Strecke ändern sich Temperaturlevel und Temperaturverlauf im Reformerkatalysator. Bereits bei der geringsten Dosiermenge (0,5 kg/h) ändert sich der Temperaturgradient im Reformerkatalysator (gegenüber dem reinen AGR-Betrieb) von positiv auf negativ – die Temperatur sinkt über der Reformierlänge. Das deutet auf eine endotherme Reformierung hin. Wesentlich ausgeprägter zeigt sich dieser Temperaturgradient bei höheren Dosiermengen. Ausgehend von einer minimalen Temperaturdifferenz ($T_{R-Kat_{18}} - T_{R-Kat_{72}}$) von 6 °C bei geringster Dosiermenge (0,5 kg/h) erhöht sich diese auf ein Maximum von 53 °C bei 3 kg/h.

Anhand der linearen Approximationen in Abbildung 72 zeigt sich eine Unstetigkeitsstelle bei einer Dosiermenge von 1 kg/h, die auf eine Veränderung der Reformierung hindeutet und mit den Verläufen der Synthesegaskonzentrationen korreliert. Bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h nimmt der Temperaturgradient deutlich rapider zu als bei Dosiermengen über 1 kg/h hinaus. Dieses Verhalten wird mit einer unvollständigen Reformierung und Verdampfung des zugeführten Methanols begründet (siehe Kapitel 5.1.2) und korreliert mit den in [Abbildung 73](#) dargestellten HC-Konzentration vor und nach dem Reformerkatalysator. Ausgehend von 66 ppm nach dem Reformerkatalysator im reinen AGR-Betrieb, steigt die HC-Konzentration mit durchschnittlich ca. 165 ppm je kg/h Methanol bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h ($HC_{nRef.} = 228 \text{ ppm}$) linear an. Dieser Gradient erhöht sich auf ca. 785 ppm je kg/h Methanol mit zunehmender Dosiermenge zwischen 1 und 3 kg/h. Daraus lässt sich ableiten, dass der Reformierungsprozess bei den geringsten Dosiermengen (0,5 und 1 kg/h) vollständiger abläuft und das beigemengte Methanol am Reformerkatalysator nahezu zur Gänze reagiert.

Gegengleiches Verhalten zeigt sich bei den HC-Konzentrationen unmittelbar vor dem Reformerkatalysator (nach der Dosierstelle). Ausgehend von einem durchschnittlichen Konzentrationsanstieg von ca. 4600 ppm je kg/h Methanol bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h reduziert sich dieser auf ca. 1900 ppm je kg/h bei Dosiermengen von 1 bis 3 kg/h.

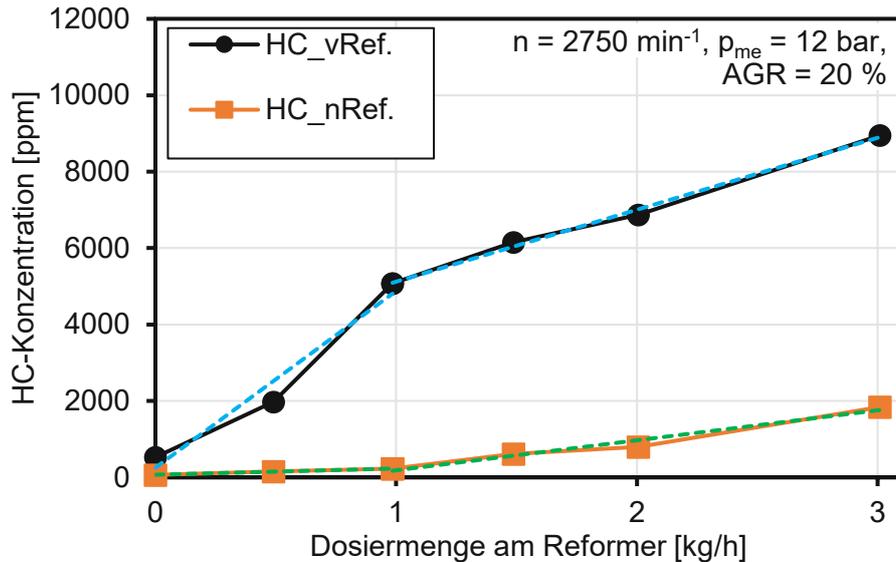


Abbildung 73: HC-Konzentration vor und nach dem Reformierkatalysator (Volllinie) und linearisierte Approximationen (strichliert, 0 bis 1 kg/h und 1 kg/h bis 3 kg/h) in Abhängigkeit der Reformierdosiermenge (Methanol).

Ursache für die Unstetigkeitsstelle bei einer Dosiermenge von 1 kg/h ist eine nicht vollständige Verdampfung des zugeführten Methanols bei Mengen > 1 kg/h. Erkennen lässt sich dies in den Messdaten des FIDs, in dem ab einer Dosiermenge von 1 kg/h einzelne Konzentrationspeaks im HC-Rohsignal ersichtlich sind. Begründet werden diese Konzentrationspeaks mit flüssigen Methanol-Aerosolen, die in das Messgerät gelangen. Eine Wärmebilanz der Reformieranlage im nachstehenden Kapitel liefert den rechnerischen Nachweis der unvollständigen Verdampfung des zugeführten Methanols.

5.1.2 Energetische Betrachtung der Kraftstoffreformierung

Durch die Reformierung mit Methanol lässt sich bei verbesserter Verbrennungsstabilität, reduzierter Brenndauer und optimaler Verbrennungsschwerpunktlage weiteres Wirkungsgradpotential gegenüber reinem AGR-Betrieb erschließen. Dies zeigt sich anhand einer Steigerung des effektiven Wirkungsgrades um 0,4 % Pkt. auf 41,7 %, siehe Abbildung 70.

Basierend auf den Messdaten lassen sich die chemischen Energieströme der einzelnen Synthesegaskomponenten mit der am Reformier zugeführten chemischen Energie des Methanols vergleichen. [Abbildung 74](#) zeigt die chemischen Energieströme der einzelnen Synthesegaskomponenten (gasförmig) und des nicht konvertiertem (gasförmig + flüssig) Methanols nach dem Reformierkatalysator. Der chemische

Energiestrom an nicht konvertiertem Methanol setzt sich dabei aus einem gemessenen gasförmigen Anteil und einem berechneten flüssigen Anteil zusammen. Der Anteil an flüssigem Methanol resultiert aus einer Stoffmengenbilanz zwischen zugeführtem Methanol vor dem Reformerkatalysator und der gasförmigen Synthesegasprodukte danach. Eine Wärmebilanz (siehe nachstehend) der Reformieranlage bestätigt die unvollständige Verdampfung des Methanols bei Dosiermengen > 1 kg/h.

Anhand von Abbildung 74 lässt sich erkennen, dass bis zu einer Dosiermenge von 1 kg/h die chemische Energie des Synthesegases nahezu jener des zugeführten Methanols entspricht. Bei Dosiermengen > 1 kg/h nimmt der Anteil an nicht konvertiertem Methanol signifikant zu. Ausschlaggebend dafür ist die unvollständige Verdampfung des zugeführten Methanols.

Betrachtet man in Abbildung 74 nur den Anteil an gasförmigen Reformierungsprodukten, so zeigt sich, dass deren chem. Energiestrom jenen des zugeführten Methanols nicht übersteigt. Wird der Anteil an flüssigem Methanol berücksichtigt, liegt der Reformierungswirkungsgrad unabhängig von der Dosiermenge bei Werten > 100 %. Der Maximalwert (117 %) des Reformierungswirkungsgrades wird bei einer Dosiermenge von 1 kg/h erreicht und reduziert sich mit zunehmender Menge kontinuierlich, siehe [Abbildung 75](#). Ausschlaggebend für diese Reduktion ist die relative Zunahme des chem. Energiestroms von nicht verdampftem Methanol.

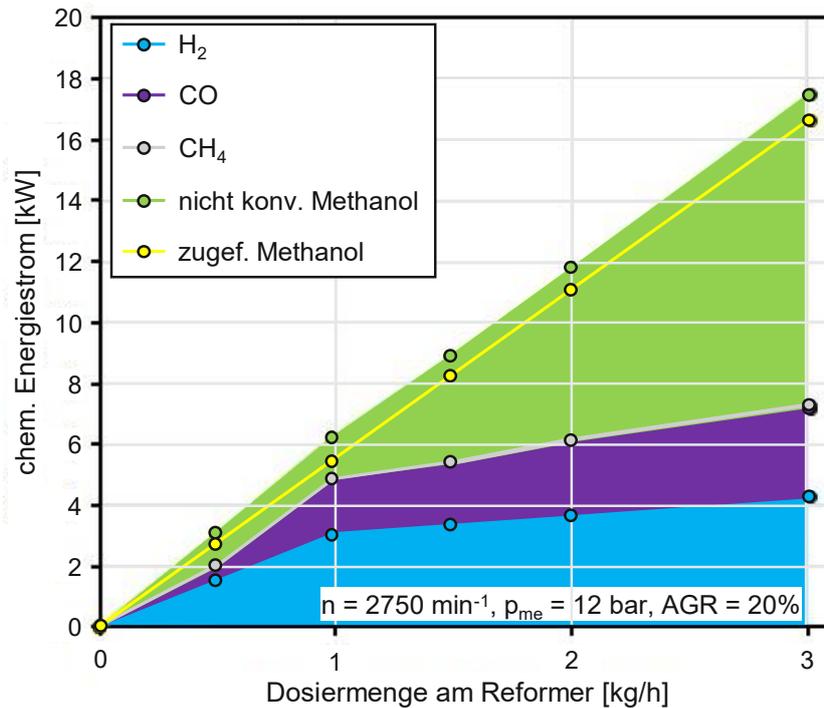


Abbildung 74: Chemische Energieströme der Reformatgaskomponenten im Vergleich mit der zugeführten chem. Energie von Methanol in Abhängigkeit der Reformierdosiermenge (Methanol).

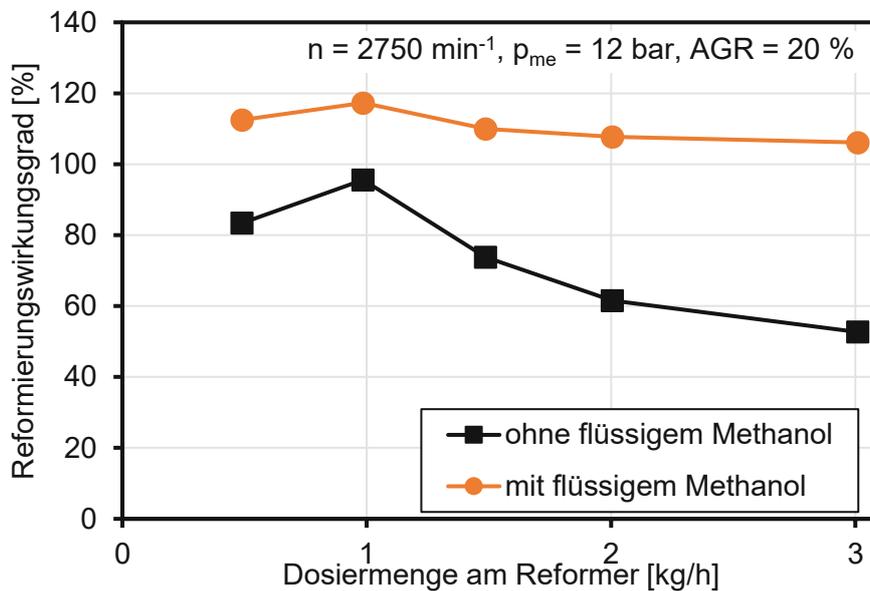


Abbildung 75: Reformierungswirkungsgrad in Abhängigkeit der Reformierdosiermenge mit (orange) und ohne (schwarz) Berücksichtigung des nicht verdampften Methanols.

Um den Anteil an nicht verdampftem Methanol nachzuweisen, wird eine Wärmebilanz am Wärmetauscher des Reformiers (ohne Katalysator) erstellt. [Abbildung 76](#) zeigt eine vereinfachte Darstellung der Reformieranlage mit den für die Wärmebilanz relevanten Temperaturmessstellen, Massen- und Wärmeströmen.

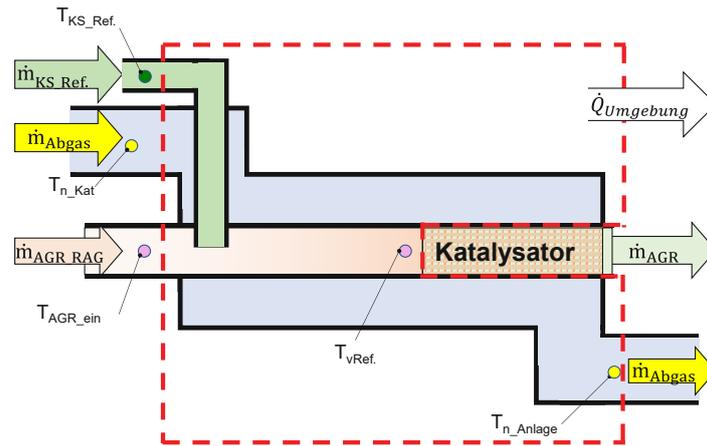


Abbildung 76: Massenströme und Temperaturmessstellen an der Reformieranlage.

Der einströmende AGR-Massenstrom $\dot{m}_{\text{AGR_RAG}}$ berechnet sich aus \dot{m}_{AGR} , entsprechend Glg. (28) und dem gemessenen Reformerkraftstoffmassenstrom $\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$, nach Glg. (35). Unter der Annahme, dass die zugeführte Methanol-Masse nicht vollständig verdampft, lässt sich diese als Summe eines flüssigen und eines dampfförmigen Anteils darstellen, siehe Glg. (36) und Glg. (37).

$$\dot{m}_{\text{AGR_RAG}} = \dot{m}_{\text{AGR}} - \dot{m}_{\text{KS_Ref.}} \quad (35)$$

$$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}} = \dot{m}_{\text{KS_Ref.}} \cdot x_{\text{dampff.}} + \dot{m}_{\text{KS_Ref.}} \cdot x_{\text{flüssig}} \quad (36)$$

$$1 = x_{\text{dampff.}} + x_{\text{flüssig}} \quad (37)$$

\dot{m}_{AGR}	AGR-Massenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{\text{AGR_RAG}}$	AGR-Massenstrom (nur Rohabgas) [kg/s]
$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	Massenstrom des Reformerkraftstoffs [kg/s]
$x_{\text{dampff.}}$	Anteil an verdampftem Methanol vom zugeführten Methanol, gravimetrisch [-]
$x_{\text{flüssig}}$	Anteil an nicht verdampftem Methanol vom zugeführten Methanol, gravimetrisch [-]

Abbildung 77 zeigt die Massen- und Energieströme der Wärmebilanz. $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ beschreibt dabei jenen Wärmestrom, der von der Reformieranlage in die Umgebung abgegeben wird. Die mittleren spezifischen Wärmekapazitäten c_{p_Abgas} und $c_{p_AGR_RAG}$ werden entsprechend Glg. (32) und Glg. (33) bestimmt.

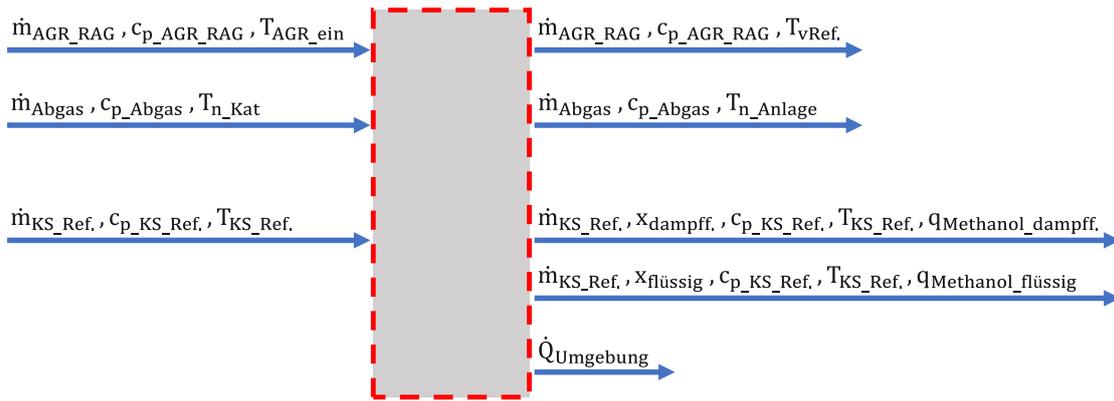


Abbildung 77: Bilanzierung der Massen- und Wärmeströme an der Reformieranlage entsprechend Abbildung 76.

Der unbekannte Wärmestrom in die Umgebung $\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$ wird als konstant angenommen und bei reinem AGR-Betrieb ($\dot{m}_{\text{KS_Ref.}} = 0 \text{ kg/h}$) durch Lösen von Glg. (38) bestimmt.

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} * c_{p_Abgas} * (T_{n_Kat} - T_{n_Anlage}) + \dot{m}_{\text{AGR_RAG}} * c_{p_AGR_RAG} * (T_{\text{AGR_ein}} - T_{v\text{Ref.}}) - \dot{Q}_{\text{Umgebung}} = 0 \quad (38)$$

\dot{m}_{Abgas}	Abgasmassenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{\text{AGR_RAG}}$	AGR-Massenstrom (nur Rohabgas) [kg/s]
c_{p_Abgas}	mittlere spezifische Wärmekapazität von Abgas [J/kgK]
$c_{p_AGR_RAG}$	mittlere spezifische Wärmekapazität von AGR (nur Rohabgas) [J/kgK]
T_i	Gastemperatur an Position i [K]
$\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$	Wärmestrom in die Umgebung [W]

Die Annahme eines konstanten Wärmestroms in die Umgebung wird mit den gleichbleibenden Abgastemperaturen nach dem Katalysator und dem nahezu konstanten Abgasmassenstrom begründet, siehe [Abbildung 78](#) links. Weiters lässt sich in [Abbildung 78](#) eine deutliche Abnahme der Abgastemperatur nach der Reformieranlage T_{n_Anlage} (links) und eine sinkende AGR-Temperatur unmittelbar vor dem Reformerkatalysator $T_{v\text{Ref.}}$ (rechts) mit steigender Dosiermenge am Reformier erkennen. Diese Temperaturänderungen sind auf die Verdampfung des zugeführten Methanols zurückzuführen.

Anhand der Temperaturerhöhung des rückgeführten Abgases ($T_{v\text{Ref.}} > T_{\text{AGR_ein}}$ bei $\dot{m}_{\text{KS_Ref.}} = 0 \text{ kg/h}$) lässt sich darauf schließen, dass der Hauptabgasmassenstrom Wärme an das rückgeführte Abgas abgibt.

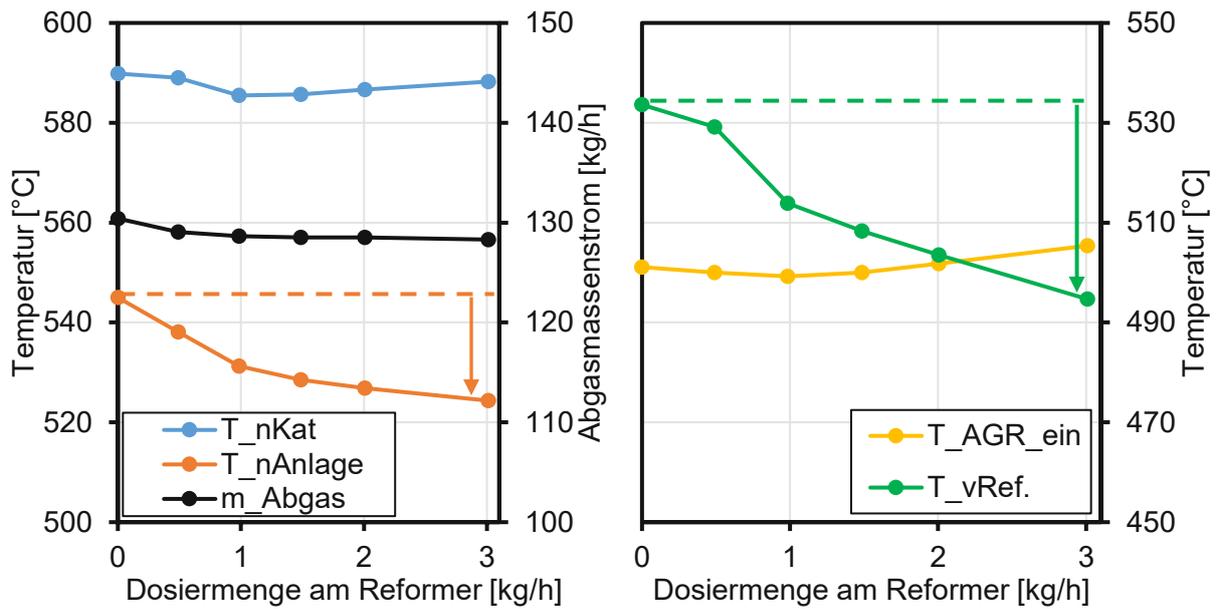


Abbildung 78: Abgasmassenstrom und Abgastemperaturen an der Reformieranlage (links), AGR-Temperatur vor der Reformieranlage T_{AGR_ein} und vor dem Reformerkatalysator $T_{vRef.}$ (rechts).

Wird der Reformieranlage Methanol zugeführt, gilt für die Wärmebilanz aus Abbildung 77 die Glg. (39) mit bekanntem $\dot{Q}_{Umgebung}$. Durch eine Umformung lässt sich Glg. (39) vereinfachen, siehe Glg. (40).

Aus der Summe der spez. aufgenommenen Wärmen des dampfförmigen und flüssigen Methanols lässt sich die spez. aufgenommene Wärme $q_{Methanol}$ des eindosierten Methanols bilden, siehe Glg. (41). Durch ein Einsetzen von Glg. (41) in Glg. (40) resultiert die Glg. (42). Mit dieser Gleichung lässt sich die unbekannte Größe $q_{Methanol}$ berechnen.

$$\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T_{n_Kat} - T_{n_Anlage}) + \dot{m}_{AGR_RAG} \cdot c_{p_AGR_RAG} \cdot (T_{AGR_ein} - T_{vRef.}) - \dot{Q}_{Umgebung} + \dot{m}_{KS_Ref.} \cdot c_{p_KS_Ref.} \cdot T_{KS_Ref.} - \dot{m}_{KS_Ref.} \cdot x_{dampf.} \cdot (c_{p_KS_Ref.} \cdot T_{KS_Ref.} + q_{Methanol_dampf.}) - \dot{m}_{KS_Ref.} \cdot x_{flüssig.} \cdot (c_{p_KS_Ref.} \cdot T_{KS_Ref.} + q_{Methanol_flüssig.}) = 0 \quad (39)$$

$$\dot{m}_{Abgas} \cdot c_{p_Abgas} \cdot (T_{n_Kat} - T_{n_Anlage}) + \dot{m}_{AGR_RAG} \cdot c_{p_AGR_RAG} \cdot (T_{AGR_ein} - T_{vRef.}) - \dot{Q}_{Umgebung} - \dot{m}_{KS_Ref.} \cdot (x_{dampf.} \cdot q_{Methanol_dampf.} + x_{flüssig.} \cdot q_{Methanol_flüssig.}) = 0 \quad (40)$$

$$q_{Methanol} = x_{dampf.} \cdot q_{Methanol_dampf.} + x_{flüssig.} \cdot q_{Methanol_flüssig} \quad (41)$$

$$\dot{m}_{\text{Abgas}} * c_{p_Abgas} * (T_{n_Kat} - T_{n_Anlage}) + \dot{m}_{\text{AGR_RAG}} * c_{p_AGR_RAG} * (T_{\text{AGR_ein}} - T_{v\text{Ref.}}) - \dot{Q}_{\text{Umgebung}} - \dot{m}_{\text{KS_Ref.}} * q_{\text{Methanol}} = 0 \quad (42)$$

\dot{m}_{Abgas}	Abgasmassenstrom [kg/s]
$\dot{m}_{\text{AGR_RAG}}$	AGR-Massenstrom (nur Rohabgas) [kg/s]
$\dot{m}_{\text{KS_Ref.}}$	Massenstrom des Reformerkraftstoffs [kg/s]
c_{p_Abgas}	spezifische Wärmekapazität von Abgas [J/kgK]
$c_{p_AGR_RAG}$	spezifische Wärmekapazität von AGR (nur Rohabgas) [J/kgK]
T_i	Gastemperatur an Position i [K]
$\dot{Q}_{\text{Umgebung}}$	Wärmestrom in die Umgebung [W]
q_{Methanol}	vom zugeführten Methanol aufgenommene spezifische Wärme [J/kg]
$q_{\text{Methanol_dampff.}}$	vom verdampften Methanol aufgenommene spezifische Wärme [J/kg]
$q_{\text{Methanol_flüssig}}$	vom flüssig verbliebenen Methanol aufgenommene spezifische Wärme [J/kg]
$x_{\text{dampff.}}$	Anteil des verdampften Methanols vom zugeführten Methanol, gravimetrisch [-]
$x_{\text{flüssig}}$	Anteil des flüssigen Methanols vom zugeführten Methanol, gravimetrisch [-]

Mit der spezifischen Größe q_{Methanol} ist jene spezifische Wärmemenge bekannt, die das zugeführte Methanol (von der Dosierstelle bis unmittelbar vor dem Reformerkatalysator) aufnimmt. Abbildung 79 zeigt die spezifisch aufgenommene Wärme des zugeführten Methanols über der Dosiermenge. Darin lässt sich ein Trend zu einer geringeren spezifischen Wärmeaufnahme des zugeführten Methanols mit steigender Dosiermenge (ab 1 kg/h) erkennen.

Um eine nicht vollständige Verdampfung des zugeführten Methanols nachzuweisen, wird zur weiteren Berechnung folgende Annahme getroffen:

Jener Methanol-Massenstrom, der im Reformierungsprozess vollständig zu Synthesegas konvertiert, verdampft nach der Eindosierung vollständig und nimmt (bis unmittelbar vor dem Reformerkatalysator) die Gastemperatur $T_{v\text{Ref.}}$ an.

Mit dieser Annahme lässt sich die spezifisch Wärme $q_{\text{Methanol_dampff.}}$ berechnen, die erforderlich ist, um das Methanol von Umgebungstemperatur auf Siedetemperatur zu erwärmen, zu verdampfen und auf die Gastemperatur $T_{v\text{Ref.}}$ zu überhitzen. Anhand einer Stoffmengenbilanz über den Reformier lässt sich der Anteil an dampfförmigem Methanol $x_{\text{dampff.}}$ bestimmen und mit Glg. (37) $x_{\text{flüssig}}$ berechnen. Anhand dieser Resultate lässt sich mit Glg. (41) die Variable $q_{\text{Methanol_flüssig}}$ berechnen. Deren Wert entspricht der aufgenommenen spezifischen Wärme des nicht verdampften Methanols.

Basierend auf dieser Berechnung resultieren die eingefärbten Bereiche der spezifischen Wärmen in Abbildung 79. Um Methanol von Umgebungstemperatur auf Siedetemperatur (64,5 °C) zu erwärmen und vollständig zu verdampfen (Verdampfungsenthalpie = 1102 kJ/kg) ist eine spezifische Wärmemenge von 1208

kJ/kg erforderlich. Aus Abbildung 79 lässt sich ableiten, dass bei allen Dosiermengen das zugeführte Methanol auf die Siedetemperatur erwärmt wird (hellblauer Bereich – Erwärmung auf 64,5 °C). Der orange hervorgehobene Bereich zeigt jene spezifische Wärmemenge, die zum Verdampfen aufgewendet wird. Es lässt sich erkennen, dass die zur vollständigen Verdampfung erforderliche spezifische Wärme (1208 kJ/kg) bei keiner Dosiermenge erreicht wird. Zudem sinkt die zum Verdampfen aufgewendete Wärme bei Dosiermengen > 1 kg/h, weshalb darauf geschlossen werden kann, dass der Anteil an nicht verdampftem Methanol mit steigender Dosiermenge zunimmt. Damit ist die Annahme einer unvollständigen Verdampfung des zudosierten Methanols rechnerisch bestätigt.

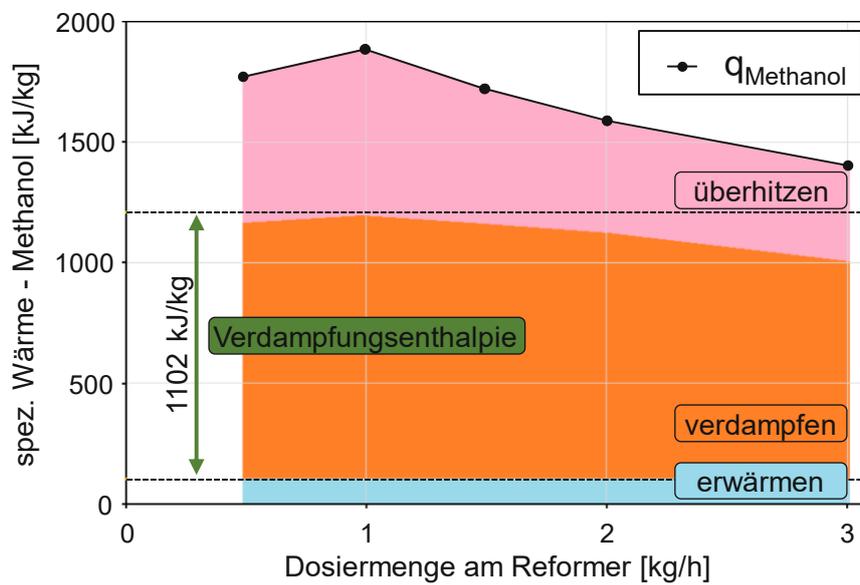


Abbildung 79: Von Methanol aufgenommene Wärme je kg.

6 Gegenüberstellung der Verlustteilungen

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse einer TPA-Simulation vorgestellt, in der wirkungsgradsteigernde Maßnahmen im gleichen Lastpunkt ($n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 12 \text{ bar}$) verglichen werden.

Gegenübergestellt sind dabei drei Messungen mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 13,3$) bei AGR = 0 %, AGR = 20,4 % und Reformierungsbetrieb mit Methanol. Als Eingangsgrößen für die Simulation dienen die am Prüfstand aufgezeichneten Messdaten der jeweiligen Untersuchung. In Abhängigkeit der betrachteten Messung setzt sich das Gasgemisch im Saugrohr aus Luft (AGR = 0 %), einem Luft/Abgas-Gemisch (AGR-Betrieb) oder Luft/Reformatgas-Gemisch (Reformierung) zusammen.

Die experimentellen Untersuchungen in der vorliegenden Arbeit zeigen, dass sich durch Verdichtungserhöhung, Ladungsverdünnung mit Abgas und Kraftstoffreformierung der maximale effektive Wirkungsgrad am Ottomotor, gegenüber der Serienkonfiguration, signifikant erhöhen lässt. In Kapitel 4.4 wird gezeigt, dass in einem klopfbegrenzten Betriebspunkt eine gekühlte externe Abgasrückführung die Klopfneigung verringert und die Verbrennung zu optimaleren Lagen verschoben werden kann. Die Brenndauer steigt durch Ladungsverdünnung mit Abgas aufgrund einer reduzierten Reaktivität der Zylinderladung. Wird der verdünnten Zylinderladung Wasserstoff beigemischt, verkürzen sich die Brenndauer und der Zündverzug.

In Abbildung 80 sind die gemessenen Zylinderdrücke den errechneten aus der Simulation gegenübergestellt. Darin zeigt sich jeweils ein nahezu deckungsgleicher Verlauf von simuliertem und gemessenem Zylinderdruck. Zugehörig sind in Tabelle 7 die wichtigsten Messgrößen (für einen Zylinder) den Simulationsergebnissen gegenübergestellt. Dabei lässt sich eine sehr gute Übereinstimmung im Serienpunkt und bei AGR-Betrieb erkennen.

Tabelle 7: Ergebnisse der Prüfstandmessung (für einen Zylinder) mit zugehörigen Resultaten der TPA-Simulation.

Größe	Einheit	AGR 0 %		AGR 20,4 %		Reformierung	
		Sim.	Messung	Sim.	Messung	Sim.	Messung
p_{mi}	[bar]	12,41	12,45	12,53	12,57	12,35	12,60
p_{me}	[bar]	11,94	11,98	11,99	12,04	11,75	12,00
Luftmassenstrom	[kg/h]	31,8	31,6	30,5	30,5	29,7	29,9
chem. Kraftstoffleistung des direkt eingespritzten Benzins am Zyl.	[kW]	25,75	25,76	24,85	24,88	23,22	23,22
eff. Wirkungsgrad	[%]	39,8	39,7	41,4	41,3	41,2	41,7

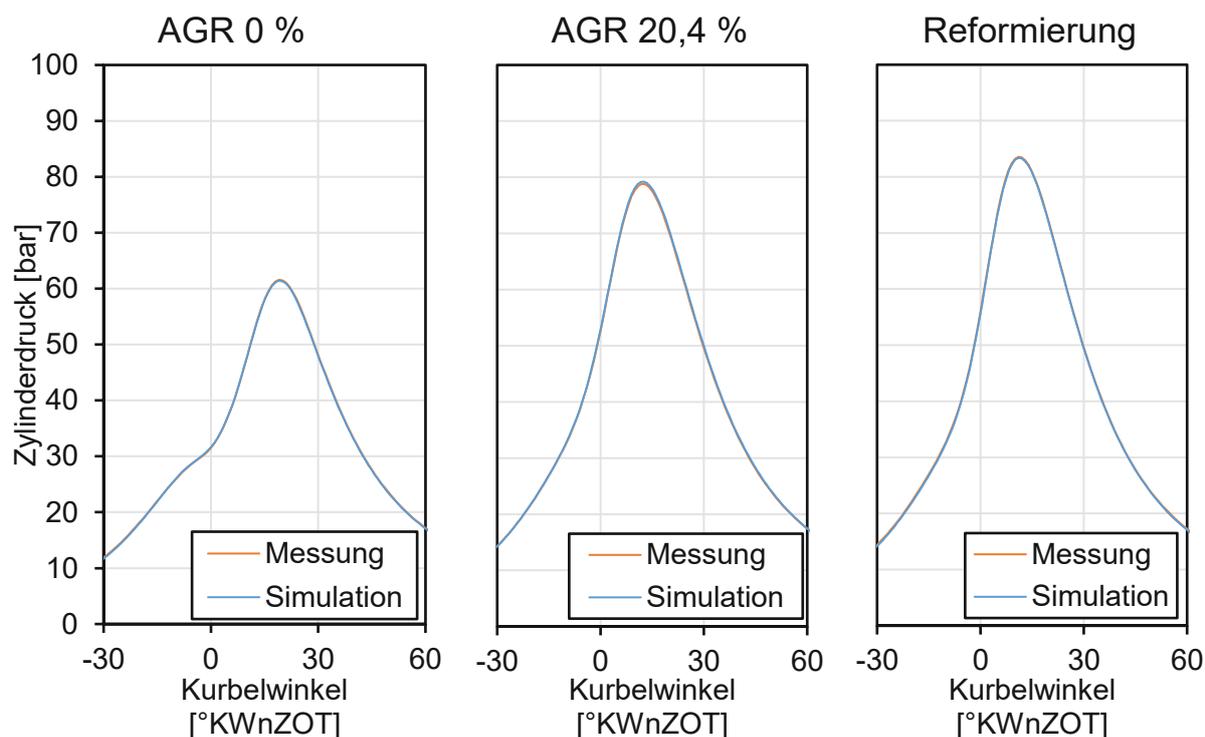


Abbildung 80: Gegenüberstellung von gemessenen und simulierten Zylinderdrücken aus der TPA bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$ und $p_{me} = 12 \text{ bar}$.

Abbildung 81 zeigt eine Gegenüberstellung der Brennverläufe aus der Simulation. Die Klopfbegrenzung bei Serienbetrieb mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis bedingt eine späte wirkungsgradreduzierende Verbrennungsschwerpunktlage gegenüber den Betriebspunkten mit Ladungsverdünnung. Gekühlte externe Abgasrückführung wirkt klopfhemmend und ermöglicht eine Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage in Richtung des Optimums.

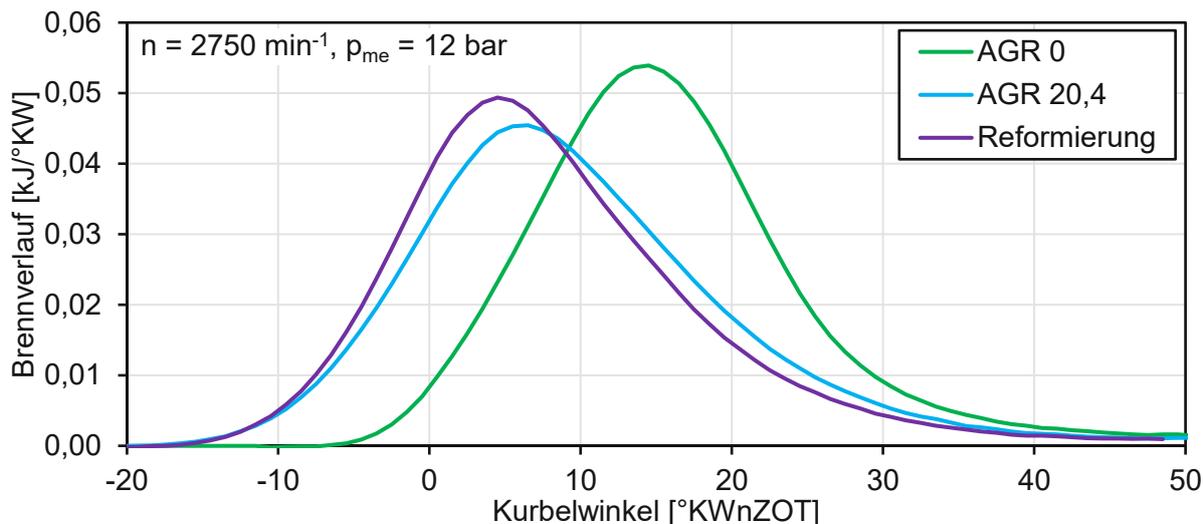


Abbildung 81: Vergleich der Brennverläufe bei erhöhtem Verdichtungsverhältnis ($\epsilon = 13,3$).

Ein Vergleich der Brennverläufe zwischen Reformierungs- und AGR-Betrieb weist eine Verkürzung des Zündverzugs und der Brenndauer durch Kraftstoffreformierung auf. Das ist mit den chemisch/physikalischen Eigenschaften von Wasserstoff zu begründen, siehe Kapitel 2.5.5. Zudem liegt die Verbrennungsschwerpunktlage gegenüber dem reinen ARG-Betrieb geringfügig früher.

Die wirkungsgradsteigernden Effekte durch Ladungsverdünnung mit Abgas und Kraftstoffreformierung lassen sich anhand der Verlustteilung in [Abbildung 82](#) erläutern. Entsprechend der Verlustteilung ergeben sich durch die Maßnahmen sowohl spezifische Vor- als auch Nachteile entlang der Verlustkette.

Der signifikanteste Wirkungsgradvorteil bei AGR-Betrieb und Reformierung wird durch die Verschiebung der Verbrennungsschwerpunktlage zu früheren Lagen sowie durch die kürzere Brenndauer (realer Brennverlauf) erzielt.

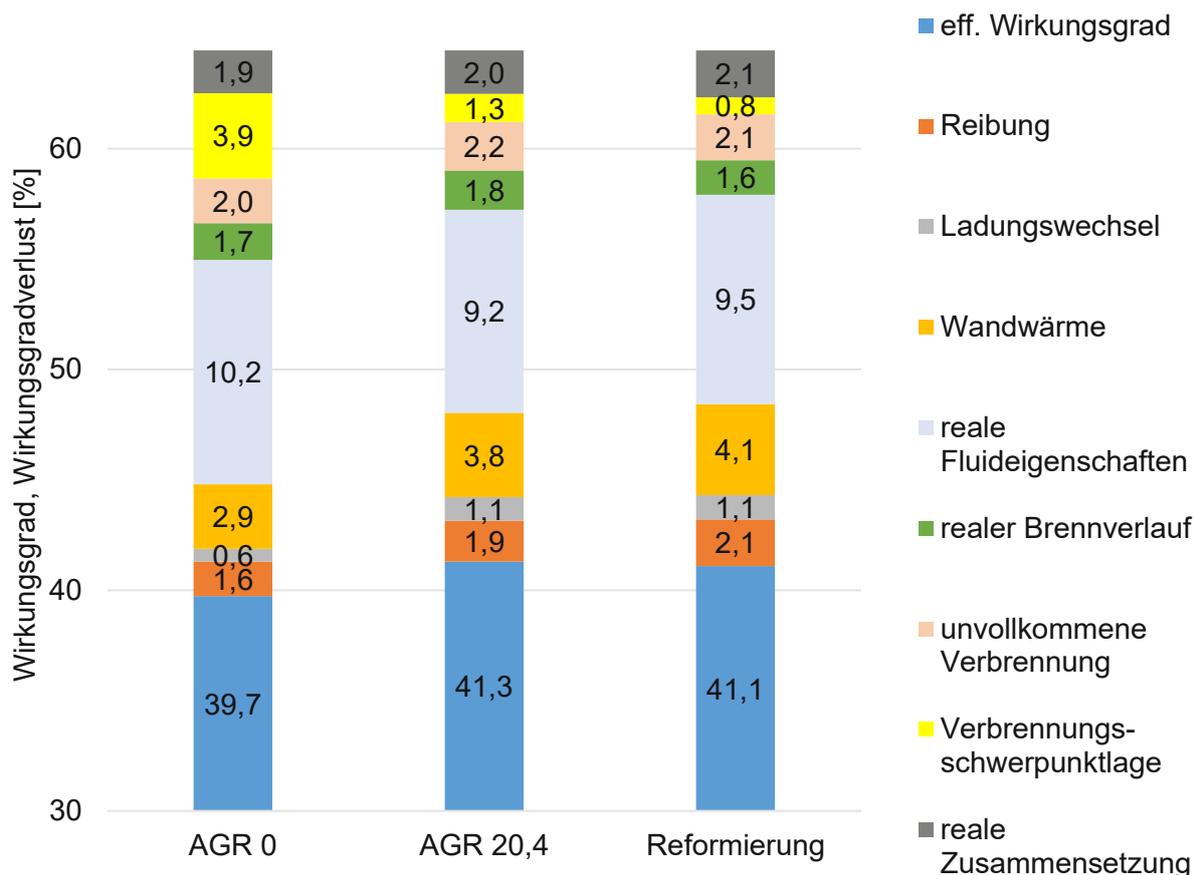


Abbildung 82: Verlustteilung unterschiedlicher wirkungsgradsteigernder Maßnahmen bei $n = 2750 \text{ min}^{-1}$, $p_{me} = 12 \text{ bar}$ und $\epsilon = 13,3$.

Vergleicht man den Einfluss der Verbrennungsschwerpunktlage auf den effektiven Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine aus Abbildung 44 mit den Brennverläufen aus Abbildung 81, so lassen sich damit die Wirkungsgradverluste durch eine nicht optimale Verbrennungsschwerpunktlage aus Abbildung 82 plausibilisieren. Der Wirkungsgradverlust durch eine nicht optimale Lage ist bei Serienbetrieb mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis am ausgeprägtesten und reduziert sich durch Ladungsverdünnung mit Abgas und Kraftstoffreformierung signifikant.

Verluste - aufgrund von unvollkommener Verbrennung - ergeben sich bei stöchiometrischem Betrieb durch eine nicht vollständige Oxidation des Kraftstoffs. Dies zeigt sich anhand von CO, HC und Restsauerstoff im Rohabgas. Entsprechend Abbildung 82 steigen die Verluste der unvollkommenen Verbrennung durch Ladungsverdünnung mit Abgas an und reduzieren sich geringfügig mit einem Beimischen von Reformierungsprodukten (H_2 und CO). [Abbildung 83](#) zeigt hierfür die chemische Abgasenergie (CO und HC) bezogen auf die dem System (Verbrennungsmotor + Reformereinheit) zugeführte Kraftstoffenergie. Eine Gegenüberstellung der Anteile an chemischer Abgasenergie von CO und HC ergibt

einen wesentlichen Anstieg des HC-Energieanteils durch Ladungsverdünnung mit Abgas.

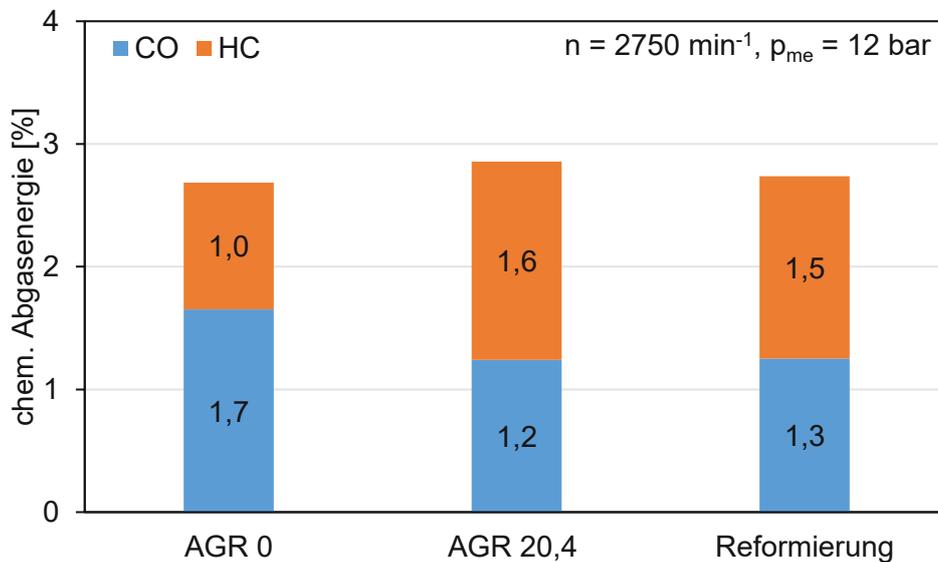


Abbildung 83: Chemische Abgasenergie (unverbrannte Kohlenwasserstoffe und Kohlenmonoxid) bezogen auf die dem System zugeführte Kraftstoffenergie.

Die Ladungsverdünnung mit gekühltem Abgas bewirkt eine Reduktion der Stickoxidbildung während der Verbrennung. [Abbildung 84](#) zeigt diesbezüglich eine Gegenüberstellung der Temperaturen im verbrannten Gas während der Verbrennung aus der Simulation. Man erkennt darin, dass die Spitzentemperatur bei Serienbetrieb (AGR 0) mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis gegenüber Reformierungs- und AGR-Betrieb deutlich höher liegt. Das ist mit der Wärmeaufnahme des zusätzlichen Inertgases (bei AGR-Betrieb) im Zylinder zu begründen. Ein Beimengen von Wasserstoff zur Zylinderladung hebt die Verbrennungstemperatur wiederum an. Aus diesem Grund liegt die Spitzentemperatur bei Reformierungsbetrieb geringfügig höher als bei AGR-Betrieb.

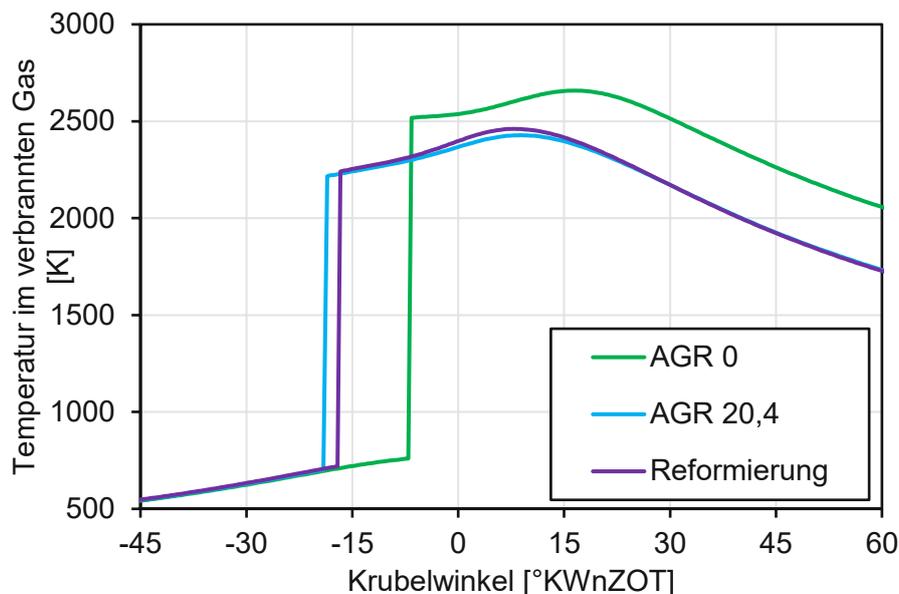


Abbildung 84: Temperatur im verbrannten Gas über dem Kurbelwinkel.

Diese Resultate aus der Simulation lassen sich mit den am Prüfstand gemessenen NO_x-Konzentrationen plausibilisieren, siehe [Abbildung 85](#). Gegenüber der Serienkonfiguration mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis reduziert sich die NO_x-Rohabgaskonzentration durch gekühlte externe Abgasrückführung um 79 % und im Reformierungsbetrieb um 67 %.

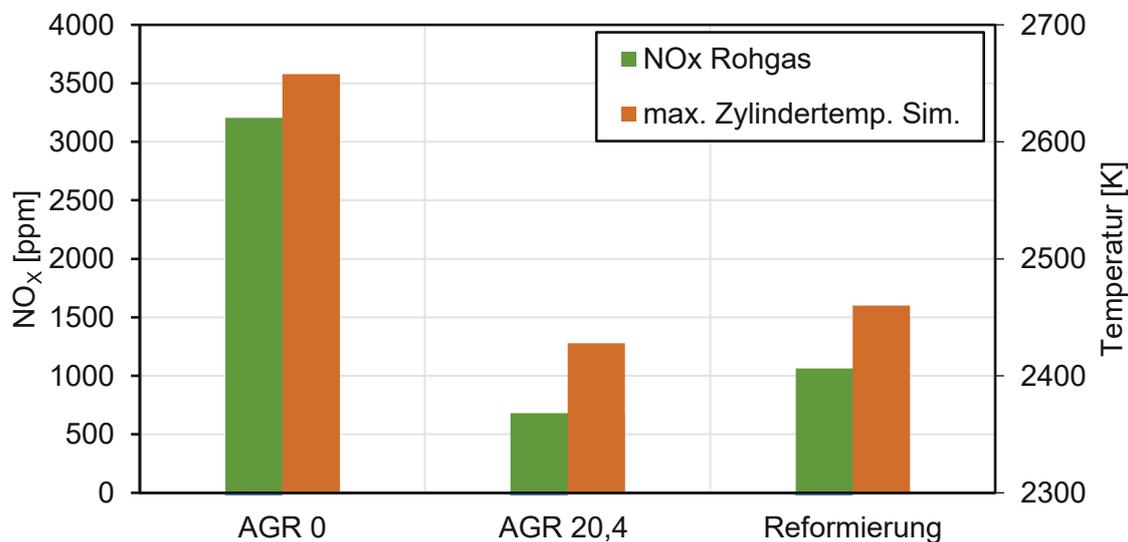


Abbildung 85: Gegenüberstellung von gemessenen NO_x-Rohabgaskonzentrationen und max. Temperaturen im verbrannten Gas aus der Simulation.

Abbildung 82 zeigt höhere Wandwärmeverluste bei Reformierungs- und AGR-Betrieb gegenüber der Serienkonfiguration mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis. Diese Erhöhung ist auf die frühere Verbrennungsschwerpunktlage zurückzuführen. Das Optimum der Verbrennungsschwerpunktlage am Hubkolbenmotor resultiert aus einem

Kompromiss zwischen Wandwärme- und Verbrennungsverlusten. Eine Reduzierung der Verbrennungsverluste (Annäherung zur isochoren Verbrennung im OT) bedingt einer Zunahme der Wandwärmeverluste am realen Motor. [8]

7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird die Wirkungsgradmaximierung eines modernen Ottomotors mit Miller-Steuerzeiten anhand ausgewählter Optimierungsmaßnahmen (Verdichtungserhöhung, AGR und Kraftstoffreformierung mit Abgas) experimentell untersucht. Es wird gezeigt, wie die Maßnahmen den effektiven Wirkungsgrad beeinflussen und auf welche Effekte die Steigerungen zurückzuführen ist.

In Serienkonfiguration erzielt der Versuchsträger, in einem klopfbegrenzten Betriebspunkt, einen maximalen effektiven Wirkungsgrad von $\eta_e = 39,2 \%$. Die Verbrennungsschwerpunktlage ist dabei nicht optimal positioniert.

Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses von $\varepsilon = 12,5$ auf $13,3$ hat zur Folge, dass die Klopfneigung steigt. Die Zündung muss daher später erfolgen, wodurch die Verbrennungsschwerpunktlage weg vom Optimum wandert. Trotzdem wird mit dem erhöhten Verdichtungsverhältnis eine minimale Wirkungsgradsteigerung auf $\eta_e = 39,6 \%$ erzielt. Einem schädlichen Klopfen kann mit einer Ladungsverdünnung mit Abgas entgegengewirkt werden. Durch die klopfhemmende Wirkung von gekühltem rückgeführtem Abgas gelingt es die Klopfneigung so weit zu reduzieren, dass die Verbrennungsschwerpunktlage im effizientesten Betriebspunkt nahezu optimal positioniert werden kann. Daraus resultiert eine erhebliche Wirkungsgradsteigerung auf $\eta_e = 41,2 \%$ bei deutlich geringerer Abgastemperatur und reduzierten NOx-Konzentrationen. Das Beimischen von gekühltem Abgas zur Ansaugluft führt zu einer reduzierten Reaktivität der Zylinderladung, wodurch sich der Zündverzug, die Brenndauer und der COV_{pmi} erhöhen. Dem kann mit einem Beimengen von Wasserstoff zur Zylinderladung entgegengewirkt werden.

In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wird gezeigt, wie durch Kraftstoffreformierung generierter Wasserstoff die innermotorische Verbrennung einer mit Abgas verdünnten Zylinderladung begünstigt und den effektiven Wirkungsgrad des Gesamtsystems (Motor + Reformereinheit) auf $\eta_e = 41,7 \%$ anhebt (+6,3 % rel.). Als Reformierungskraftstoff dient dabei Methanol. Die CO- und H₂-Bildung am Reformierungskatalysator ist dabei überwiegend auf eine Methanol-Zersetzung (endotherm) zurückzuführen. Dabei wird eine Heizwertsteigerung des Produktgases gegenüber dem zugeführten Methanol erzielt. Es handelt sich somit um eine thermochemische Rekuperation, bei der thermische Abgasenergie in chemische Energie gewandelt wird. Zudem bewirkt der bei der Reformierung gebildete Wasserstoff eine Verkürzung des Zündverzugs und der Brenndauer, wodurch sich die Verbrennung stabilisiert. Durch die positive Wirkung der Reformierungsprodukte auf die Verbrennung kann die Verbrennungsschwerpunktlage im effizientesten Betriebspunkt optimal positioniert werden.

Abbildung 86 gibt einen Überblick der in dieser Arbeit erzielten maximalen effektiven Wirkungsgrade mit den zugehörigen Steigerungsmaßnahmen.

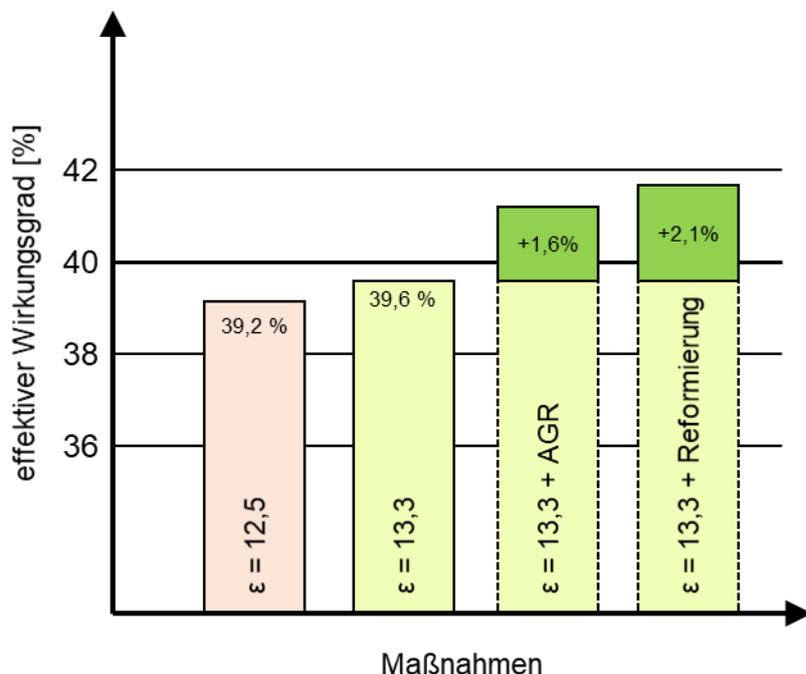


Abbildung 86: Erzielte maximale effektive Wirkungsgrade der jeweiligen Steigerungsmaßnahmen.

Weiteres Optimierungspotential für die Reformierung mit Abgas birgt die Aufbereitung des Reformierungskraftstoffs. In den experimentellen Untersuchungen dieser Arbeit wird gezeigt, dass ein Teil des Reformierungskraftstoffs nicht vollständig verdampft und dementsprechend nicht zu Synthesegas konvertiert wird. Gelingt es den Reformierungskraftstoff vorzuwärmen, oder im Idealfall sogar dampfförmig dem Abgasmassenstrom beizumengen, muss die zur Verdampfung erforderliche Wärme nicht aus dem AGR-Massenstrom entzogen werden. Als Quelle zur Vorwärmung, Verdampfung und Erhitzung des Reformierungskraftstoffs könnte das Motorkühlmittel, Motoröl oder der Hauptabgasmassenstrom dienen. Eine gasförmige Einbringung des Kraftstoffs hätte zusätzlich den Vorteil einer optimalen Homogenisierung des Abgas/Kraftstoff-Gemisches.

8 Literaturverzeichnis

- [1] F. Weberbauer, M. Rauscher, A. Kulzer, M. Knopf, und M. Bargende, „Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 2/2005, Jahrgang 66, Seite 120-124.
- [2] R. Pischinger, Klell Manfred, und Sams Theodor, „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, 3. Auflage, Springer Wien New York, ISBN: 978-3211-99276-0, 2009.
- [3] H. Kitadani, R. Kaneda, S. Mizoguchi, Y. Shinohara, und J. Takeuchi, „Der neue 1.5 Liter Benzinmotor aus der TNGA (Toyota New Global Architecture) Reihe“, 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020.
- [4] J. Liebl, „Experten-Forum Powertrain: Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2019“, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-28710-8, 2020.
- [5] J. Liebl, „Reibung in Antrieb und Fahrzeug 2018“, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-25301-1, 2019.
- [6] Ö. Özdemir, K. Huttinger, A. Rienäcker, und M. Bargende, „Reibleistungsoptimierung durch lokales Öl-Thermomanagement“, MTZ Motorentechnische Zeitschrift, 11/2018, Jahrgang 79, Seite 64-68.
- [7] M. Plettenberger, „Messtechnische Untersuchungen am Tribosystem Kolben - Kolbenring - Zylinder“, Dissertation am RWTH Aachen, 2014.
- [8] G. P. Merker und R. Teichmann, „Grundlagen Verbrennungsmotoren“, 9. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-23556-7, 2019.
- [9] M. Bargend, „Schwerpunktkriterium und automatische Klingelerkennung“, MTZ Motortechnische Zeitschrift 56, Nr. 10, 1995.
- [10] R. Isermann, „Engine modeling and Control. Modeling and electronic management of internal combustion engines“, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, ISBN: 978-3-642-39934-3, 2014.
- [11] H. Tschöke, M. Schultalbers, W. Gottschalk, E.-M. Huthöfer, und A. Jordan, „Thermodynamische Optimierungskriterien für die Zündzeitpunktabstimmung moderner Ottomotoren“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 01/2011, Jahrgang 72, Seite 68-73.
- [12] S. Kadunic, „Einfluss der Ladelufttemperatur auf den Ottomotor“, Springer Fachmedien Wiesbaden, ISBN: 978-3-658-11135-9, 2015.

- [13] V. Bermúdez, J. M. Luján, H. Climent, und D. Campos, „Assessment of pollutants emission and aftertreatment efficiency in a GTDi engine including cooled LP-EGR system under different steady-state operating conditions“, Applied Energy, 2015, Vol. 158, Seite 459-473.
- [14] G. Fraidl, P. Kapus, H. Melde, S. Lösch, H. Schöffmann, H. Sorger, M. Weißbäck und J. Wolkerstorfer, „Variable Verdichtung – im Technologiewettbewerb?“, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2016.
- [15] S. Kiga, K. Moteki, und S. Kojima, „Die weltweit erste Serienproduktion eines Motors mit variablem Verdichtungsverhältnis -Der neue Nissan VC-T Motor-“, 38. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2017.
- [16] W. Demmelbauer-Ebner, K. Persigehl, M. Görke, und E. Werstat, „Der neue 1,5-l-Vierzylinder-TSI-Motor von Volkswagen“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 20/2017, Jahrgang 78, Seite 16-23.
- [17] C. Weber, R. Friedfeldt, H. Ruhland, und M. Wirth, „Downsizing und hohe Leistung mit zukünftigen Kraftstoffen und Emissionslimits“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 05-6/2021, Jahrgang 82, Seite 72-77.
- [18] M. Yoriyama Tsuchiya, M. Kazuya Matsuoka, M. Shinichi Kiga, und M. Y. Sakai, „Development of the Second-Generation VC-TURO, KR15DDT Engine“, 30. Aachen Colloquium Sustainable Mobility, Aachen 2021.
- [19] R. Miller, „High expansion, spark ignited, gas burning, internal combustion engines. US Patent, 2773490“, US Patent, 1965.
- [20] M. Scheidt, C. Brands, M. Kratzsch, und M. Günther, „Kombinierte Miller-Atkinson-Strategie für Downsizing-Konzepte“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 05/2014, Jahrgang 75, Seite 14-21.
- [21] J. Atkinson, „Gas Engine“, US Patent 367496, 1887.
- [22] J. P. Szybist, A. Youngquist, T. Barone, J. Storey, W. Moore, M. Foster und K. Confer, „Ethanol blends and engine operating strategy effects on light-duty spark-ignition engine particle emissions“, Energy and Fuels, 2011, Vol. 25. Seite 4977-4985.
- [23] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebener, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer, und M. Kreft, „Der neue EA211 TSI@evo von Volkswagen“, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2016.
- [24] Volkswagen AG, „Die 1,5l-96/110kW-TSI-Motoren EA211 EVO“, Selbststudienprogramm 555.

- [25] M. Riess, A. Benz, M. Wöbke, und M. Sens, „Einlassseitige Ventilhubstrategien zur Turbulenzgenerierung“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 07-08/2013, Jahrgang 74, Seite 580-585.
- [26] R. Budack, R. Wurms, G. Mendl, und T. Heiduk, „Der neue 2,0-l-R4-TFSI-Motor von Audi“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 05/2016, Jahrgang 77, Seite 16-25.
- [27] J. Liebl, „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor 2015“, Springer Vieweg Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-23523-9, 2018.
- [28] N. Ladommatos, S. M. Abdelhalim, H. Zhao, und Z. Hu, „The effects of carbon dioxide in exhaust gas recirculation on diesel engine emissions“, Journal of Automobile Engineering, 1998, Vol. 212, Seite 25-42.
- [29] H. Nitschke, „Erschließung von Wirkungsgradpotenzialen aufgeladener Ottomotoren mittels Ladungsverdünnung“, Dissertation an der TU Braunschweig, 2015.
- [30] J. M. Luján, H. Climent, R. Novella, und M. E. Rivas-Perea, „Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine“, Applied Thermal Engineering, 2015, Vol. 89.
- [31] P. Piqueras, J. de la Morena, E. J. Sanchis, und R. Pitarch, „Impact of Exhaust Gas Recirculation on Gaseous Emissions of Turbocharged Spark-Ignition Engines“, Applied Sciences, 2020, 10, 7634.
- [32] B. Huang, E. Hu, Z. Huang, J. Zheng, B. Liu, und D. Jiang, „Cycle-by-cycle variations in a spark ignition engine fueled with natural gas-hydrogen blends combined with EGR“, International Journal of Hydrogen Energy, 2009, Vol. 34, Seite 8405-8414.
- [33] T. Alger, J. Gingrich, I. A. Khalek, und B. Mangold, „The Role of EGR in PM emissions from Gasoline Engines“, SAE 2010-01-0353.
- [34] M. Sens, M. Günther, M. Medicke, und U. Walther, „Der Weg zum Ottomotor mit 45 % Wirkungsgrad“, MTZ Motortechnische Zeitschrift, 04/2020, Jahrgang 81, Seite 48-54.
- [35] J. Kim, K. M. Chun, S. Song, H. K. Baek, und S. W. Lee, „The effects of hydrogen on the combustion, performance and emissions of a turbo gasoline direct-injection engine with exhaust gas recirculation“, International Journal of Hydrogen Energy, 2017, Vol. 42, Seite 25074-25087.
- [36] J. B. Heywood, „Internal combustion engine fundamentals“, New York, McGraw-Hill Inc., ISBN: 0-07-028637-X, 1988.

- [37] T. Li, D. Wu, und M. Xu, „Thermodynamic analysis of EGR effects on the first and second law efficiencies of a boosted spark-ignited direct-injection gasoline engine“, *Energy Conversion and Management*, 2013, Vol. 70, Seite 130-138.
- [38] J. Su, M. Xu, T. Li, Y. Gao, und J. Wang, „Combined effects of cooled EGR and a higher geometric compression ratio on thermal efficiency improvement of a downsized boosted spark-ignition direct-injection engine“, *Energy Conversion and Management*, 2014, Vol. 78, Seite 65-73.
- [39] G. H. Abd-Alla, „Using exhaust gas recirculation in internal combustion engines: a review“, *Energy Conversion and Management*, 2002, Vol. 43, Seite 1027-1042.
- [40] S. Potteau, P. Lutz, S. Leroux, S. Moroz, und E. Tomas, „Cooled EGR for a turbo SI engine to Reduce Knocking and Fuel Consumption“, SAE 2007-01-3978.
- [41] H. Wei, T. Zhu, G. Shu, L. Tan, und Y. Wang, „Gasoline engine exhaust gas recirculation - A review“, *Applied Energy*, 2012, Vol. 99, Seite 534-544.
- [42] K. Hwang, C. Yu, B. Min, Y. Kim, D. Lee, K. Ha, D. Chae und J. Yi, „Der neue Smartstream 1.0L DI-Turbo Ottomotor von Hyundai-Kia“, 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020.
- [43] D. Song, W. Happenhofer, Z. Yuan, Y. Cui, Z. Zhang, und D. Wang, „1,5T - Modulare Motorplattform mit hoher Effizienz“, 41. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2020.
- [44] Y. Ohta, S. Fushiki, und S. Matsuo, „Der neue PRIUS Antriebsstrang : Der neue 1.8L ESTEC 2ZR-FXE Motor mit dem neuen Hybridsystem“, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2016.
- [45] R. C. Lee und D. B. Wimmer, „Exhaust emission abatement by fuel variations to produce lean combustion“, SAE 680769.
- [46] D. Fennell, J. Herreros, A. Tsolakis, K. Cockle, J. Pignon, und P. Millington, „Thermochemical recovery technology for improved modern engine fuel economy-part 1: Analysis of a prototype exhaust gas fuel reformer“, *RSC Advances*, 2015, Vol. 5, 35252.
- [47] L. Tartakovsky und M. Sheintuch, „Fuel reforming in internal combustion engines“, *Progress in Energy and Combustion Science*, 2018, Vol. 67, Seite 88-114.
- [48] J. Liebl und H. Schäfer, „Energiemanagement im Kraftfahrzeug“, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-04450-3, 2014.

- [49] R. el Chammas und D. Clodic, „Combined cycle for hybrid vehicles“, SAE 2005-01-1171.
- [50] M. He, X. Zhang, K. Zeng, und K. Gao, „A combined thermodynamic cycle used for waste heat recovery of internal combustion engine“, Journal of Energy, 2011, Vol. 36, Seite 6821-6829.
- [51] P. A. Erickson, H.-Y. Tang, und D. R. Vernon, „Reformation of Hydrocarbon Fuels“, Handbook of Hydrogen Energy, CRC Press, ISBN: 9781420054507, 2014.
- [52] P. Leung, A. Tsolakis, J. M. Herreros, M. L. Wyszynski, und S. E. Golunski, „Using Catalytic Heat Recovery to Improve Efficiency of Gasoline Spark Ignition Engines“, Johnson Matthey Technology Review, 2018, Vol. 62, Seite 407-416.
- [53] A. Al-Musa, M. Al-Saleh, Z. Ioakeimidis, M. Ouzounidou, I. Yentekakis, M. Konsolakis und G. Marnellos, „Hydrogen production by iso-octane steam reforming over Cu catalysts supported on rare earth oxides (REOs)“, International Journal of Hydrogen Energy, 2014, Vol. 39, Seite 1350-1363.
- [54] S. R. Gomes, N. Bion, G. Blanchard, S. Rousseau, V. Bellière-Baca, V. Harlé, D. Duprez und F. Epron, „Thermodynamic and experimental studies of catalytic reforming of exhaust gas recirculation in gasoline engines“, Applied Catalysis B: Environmental, 2011, Vol. 102, Seite 44-53.
- [55] J. Kim, K. M. Chun, S. Song, H. K. Baek, und S. W. Lee, „Improving the thermal efficiency of a T-GDI engine using hydrogen from combined steam and partial oxidation exhaust gas reforming of gasoline under low-load stoichiometric conditions“, Journal of Fuel, 2020, Vol. 273, 117754.
- [56] J. P. Szybist, J. Pihl, S. Huff, und B. Kaul, „High load expansion of catalytic egr-loop reforming under stoichiometric conditions for increased efficiency in spark ignition engines“, SAE 2019-01-0244.
- [57] D. Fennell, J. Herreros, und A. Tsolakis, „Improving gasoline direct injection (GDI) engine efficiency and emissions with hydrogen from exhaust gas fuel reforming“, International Journal of Hydrogen Energy, 2014, Vol. 39, Seite 5153-5162.
- [58] D. Pashchenko, M. Gnutikova, und I. Karpilov, „Comparison study of thermochemical waste-heat recuperation by steam reforming of liquid biofuels“, International Journal of Hydrogen Energy, 2020, Vol. 45, Seite 4174-4181.

- [59] V. K. Chakravarthy, C. S. Daw, J. A. Pihl, und J. C. Conklin, „Study of the theoretical potential of thermochemical exhaust heat recuperation for internal combustion engines“, *Energy and Fuels*, 2010, Vol. 24, Seite 1529-1537.
- [60] P. Gautam, Neha, S. N. Upadhyay, und S. K. Dubey, „Bio-methanol as a renewable fuel from waste biomass: Current trends and future perspective“, *Fuel*, 2020, Vol. 273, 117783.
- [61] B. Lorenzut, T. Montini, L. de Rogatis, P. Canton, A. Benedetti, und P. Fornasiero, „Hydrogen production through alcohol steam reforming on Cu/ZnO-based catalysts“, *Applied Catalysis B: Environmental*, 2011, Vol. 101, Seite 397-408.
- [62] S. Sá, H. Silva, L. Brandão, J. M. Sousa, und A. Mendes, „Catalysts for methanol steam reforming-A review“, *Applied Catalysis B: Environmental*, 2010, Vol. 99, Seite 43-57.
- [63] S. Mohapatra, R. C. Ray, und S. Ramachandran, „Bioethanol Production from Food Crops“, *Bioethanol Production From Food Crops*, Academic Press, ISBN: 978-0-12-813766-6, 2018.
- [64] M. Benito, J. L. Sanz, R. Isabel, R. Padilla, R. Arjona, und L. Daza, „Bio-ethanol steam reforming: Insights on the mechanism for hydrogen production“, *Journal of Power Sources*, 2005, Vol. 151, Seite 11-17.
- [65] M. Mardani, A. Tsolakis, H. Nozari, M. H. Jose, A. Wahbi, und S. Sittichompoo, „Synergies in renewable fuels and exhaust heat thermochemical recovery in low carbon vehicles“, *Applied Energy*, 2021, Vol. 302, 117491.
- [66] T. Ioannides, „Thermodynamic analysis of ethanol processors for fuel cell applications“, *Journal of Power Sources*, 2001, Vol. 92, Seite 17-25.
- [67] S. R. Samms und R. F. Savinell, „Kinetics of methanol-steam reformation in an internal reforming fuel cell“, *Journal of Power Sources*, 2002, Vol. 112, Seite 13-29.
- [68] A. Iulianelli, P. Ribeirinha, A. Mendes, und A. Basile, „Methanol steam reforming for hydrogen generation via conventional and membrane reactors: A review“, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 2014, Vol. 29, Seite 355-368.
- [69] D. Fennell, J. Herreros, A. Tsolakis, K. Cockle, J. Pignon und P. Millington, „On-board thermochemical energy recovery technology for low carbon clean gasoline direct injection engine powered vehicles“, *Journal of Automobile Engineering*, 2018, Vol. 232, Seite 1079-1091.

- [70] J. C. Martin, P. Millington, B. Campbell, L. Barron, und S. Fisher, „On-board generation of hydrogen to improve in-cylinder combustion and after-treatment efficiency and emissions performance of a hybrid hydrogen–gasoline engine“, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2019, Vol. 44, Seite 12880-12889.
- [71] D. W. Brookshear, J. A. Pihl, und J. P. Szybist, „Catalytic Steam and Partial Oxidation Reforming of Liquid Fuels for Application in Improving the Efficiency of Internal Combustion Engines“, *Energy and Fuels*, 2018, Vol. 32, Seite 2267-2281.
- [72] J. Kim, K. Min Chun, und S. Song, „Thermal efficiency improvement of a range extender based on the T-GDI engine for a medium-size electric bus using on-board gasoline fuel reforming with steam addition“, *Fuel*, 2021, Vol. 300, 120965.
- [73] T. Alger, M. Walls, C. Chadwell, S. Joo, B. Denton, K. Kleinow und D. Robertson, „The Interaction between Fuel Anti-Knock Index and Reformation Ratio in an Engine Equipped with Dedicated EGR“, SAE 2016-01-0712.
- [74] T. Alger und B. Mangold, „Dedicated EGR: A new concept in high efficiency engines“, SAE 2009-01-0694.
- [75] G. Li, Z. Zhang, F. You, Z. Pan, X. Zhang, J. Dong und X. Gao, „A novel strategy for hydrous-ethanol utilization: Demonstration of a spark-ignition engine fueled with hydrogen-rich fuel from an onboard ethanol/steam reformer“, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2013, Vol. 38, Seite 5936-5948.
- [76] E. D. Sall, D. A. Morgenstern, J. P. Fornango, J. W. Taylor, N. Chomic, und J. Wheeler, „Reforming of ethanol with exhaust heat at automotive scale“, *Energy and Fuels*, 2013, Vol. 27, Seite 5579-5588.
- [77] J. Töpler und J. Lehmann, „Wasserstoff und Brennstoffzelle“, Berlin: Springer Verlag, ISBN: 978-3-662-53359-8, 2017.
- [78] R. van Basshuysen, „Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung“, 4. Auflage, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-12215-7, 2017.
- [79] C. Ji und S. Wang, „Effect of hydrogen addition on combustion and emissions performance of a spark ignition gasoline engine at lean conditions“, *International Journal of Hydrogen Energy*, 2009, Vol. 34, Seite 7823-7834.
- [80] F. A. Ayala, M. D. Gerty, und J. B. Heywood, „Effects of Combustion Phasing, Relative Air-fuel Ratio, Compression Ratio, and Load on SI Engine Efficiency“, SAE 2006-01-0229.

- [81] J. Kim, K. M. Chun, S. Song, H. K. Baek, und S. W. Lee, „Hydrogen effects on the combustion stability, performance and emissions of a turbo gasoline direct injection engine in various air/fuel ratios“, Applied Energy, 2018, Vol. 228, Seite 1353-1361.
- [82] H. Eichseder, M. Klell, und A. Trattner, „Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik - Erzeugung, Speicherung, Anwendung“, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN: 978-3-658-20446-4, 2018.
- [83] G. Herdin, „Grundlagen Gasmotoren“, PGES-Skriptum, 2012.
- [84] „Air Liquide: Website: <https://www.airliquide.com/> [Online] <https://encyclopedia.airliquide.com/>, Zugriff am 04.01.2023“.
- [85] „Handbook of Chemistry and Physics Online: Website: <https://hbcpc.chemnetbase.com> [Online] https://hbcpc.chemnetbase.com/faces/documents/06_40/06_40_0001.xhtml, Zugriff am 04.01.2023“.
- [86] „INCHEM: Website: <https://www.inchem.org/#/> [Online] <https://inchem.org/documents/icsc/icsc/eics0023.htm>, Zugriff am 04.01.2023“.
- [87] C. Trapp und R. Böwig, „Gasmotoren und gasförmige Kraftstoffe“, in Handbuch Dieselmotoren, 4. Auflage, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN: 978-3-658-07697-9, 2018.
- [88] J. Natarajan, T. Lieuwen, und J. Seitzman, „Laminar flame speeds of H₂/CO mixtures: Effect of CO₂ dilution, preheat temperature, and pressure“, Combustion and Flame, 2007, Vol. 151, Seite 104-119.
- [89] A. A. Quader, J. E. Kirwan, und M. J. Grieve, „Engine performance and emissions near the dilute limit with hydrogen enrichment using an on-board reforming strategy“, SAE 2003-01-1356.
- [90] T. Alger, J. Gingrich, und B. Mangold, „The Effect of Hydrogen Enrichment on EGR Tolerance in Spark Ignited Engines“, SAE 2007-01-0475.
- [91] M. Bogarra, J. M. Herreros, A. Tsolakis, A. P. E. York, und P. J. Millington, „Study of particulate matter and gaseous emissions in gasoline direct injection engine using on-board exhaust gas fuel reforming“, Applied Energy, 2016, Vol. 180, Seite 245-255.
- [92] P. Hofmann, „Hybridfahrzeuge“, Wien: Springer Verlag, ISBN: 978-3-7091-1779-8, 2014.

- [93] Volkswagen AG, „Das Aktive Zylindermanagement ACT beim 1,4 l - 103 kW - TSI - Motor“, Selbststudienprogramm 510.
- [94] Hadler J., H. J. Neußer, R. Szengel, H. Middendorfer, J. Theobald, und N. Möller, „Der neue TSI“, 33. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2012.
- [95] E. Jacob und R. Schlögl, „Flüssige E-Fuels als chemische Batterien“, 43. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien 2022.
- [96] M. Brandt, A. Hettinger, A. Schneider, H. Senftleben, und T. Skowronek, „Extension of Operating Window for Modern Combustion Systems by High performance Ignition“, Ignition Systems for Gasoline Engines, Cham: Springer Verlag, ISBN: 978-3-319-45503-7.
- [97] „Gamma Technologies: Website: www.gtisoft.com, [Online] <https://www.gtisoft.com/cylinder-pressure-analysis/>, Zugriff am 10.11.2022“.
- [98] Verein Deutscher Ingenieure, „VDI-Wärmeatlas“, 11. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, ISBN: 978-3-642-19980-6 ,2013.
- [99] F. Eichler, W. Demmelbauer-Ebner, J. Theobald, B. Stiebels, H. Hoffmeyer, und M. Kreft, „Der neue EA211 TSlevo von Volkswagen“, 37. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien. 2016.
- [100] A. Heintz, „Thermodynamik der Mischungen“, Berlin, Springer Verlag, ISBN 978-3-662-49923-8. 2017.