



**TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN**

**Diplomarbeit**

**Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie zur Erreichung höchster Wirkungsgrade bei Ottomotoren**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines „Diplom-Ingenieur“ unter der Leitung von

**Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Hofmann**

und

**Dipl.-Ing. Georg Klinglmayr**

**E315**

**Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik**

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Daniel Trawöger BSc**



## Aufgabenstellung für die Diplomarbeit

Herrn Daniel Trawöger, Matrikelnummer: 13 25 529 wird folgende Aufgabe gestellt:

### „Kraftstoffreformierung durch Abgasenergie zur Erreichung höchster Wirkungsgrade bei Ottomotoren“

Ein innovatives Verfahren zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomotoren ist die endotherme Kraftstoffreformierung. Dabei wird in einem separaten Reformer durch Nutzung von Abgasenthalpie aus dem konventionellen Kraftstoff ein energiereicheres Gasmisch hergestellt, welches anschließend dem Motor zugeführt wird. Es ist eine wissenschaftliche Arbeit im Themenbereich der Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie beim Einsatz in Ottomotoren durchzuführen.

Im Einzelnen sind folgende Punkte zu bearbeiten:

- Recherche zum Stand der Technik
- Adaption eines Kraftstoffreformers an einem Ottomotor
- Durchführung von Messungen zur Analyse des Betriebsverhaltens und der Einflussgrößen
- Untersuchung des Potentials zur Wirkungsgradsteigerung

Dauer: August / 2019 bis Jänner / 2020

Ein gedrucktes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Einverstanden:



Daniel Trawöger

Betreuender Professor:

Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann

Institutsvorstand

Prof. Dr. Bernhard Geringer

## Eidesstattliche Erklärung

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

### **Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie zur Erreichung höchster Wirkungsgrade bei Ottomotoren**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit 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 Diplomarbeitsthema 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 31. Juli 2020



Daniel Trawöger

#### Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

## Kurzfassung

Die immer größer werdende Konkurrenz der alternativen Antriebe befeuert den Wettbewerb zur weiteren Steigerung der Effizienz moderner Verbrennungsmotoren. Gerade Ottomotoren haben wegen der relativ hohen Abgastemperaturen und der darin gebundenen Energie das Potential den Wirkungsgrad durch thermochemische Rekuperation zu steigern.

In dieser Arbeit sollen die grundlegenden Faktoren für den Einsatz eines Kraftstoffreformers im Abgasstrang eines Ottomotors zur Nutzung der Abgasenergie aufgezeigt werden. Dazu werden verschiedene Varianten der Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung betrachtet und deren Potential bewertet.

Ziel ist es den möglichen Einsatzbereich eines solchen Kraftstoffreformers und dessen Betriebsverhalten in hohen Lastpunkten zu untersuchen. Es soll die Möglichkeit der Wirkungsgradsteigerung durch die Umwandlung herkömmlichen Ottokraftstoffes (ROZ95) in Synthesegas durch Kraftstoffreformierung aufgezeigt werden. Dabei wird zum einen die Wirksamkeit eines Kraftstoffreformers zur Heizwertsteigerung und zum anderen der Einfluss der Synthesegaskomponenten auf den Versuchsträger untersucht.

## Abstract

The increasing competition by alternative powertrain solutions is enhancing the need to improve the efficiency of conventional combustion engines. Spark ignition engines are a viable candidate for efficiency improvements by thermochemical energy recovery due to their relatively high exhaust gas temperature.

In this work the basics for the use of an exhaust gas fuel reformer in an external exhaust gas recirculation loop are presented. Different variants of reformed exhaust gas recirculation setups are explained and assessed for their potential.

The focus is to get a better understanding of the performance and behaviour of the fuel reformer in combination with a state-of-the-art combustion engine in high load conditions. The possibility of efficiency increase by conversion of gasoline to reformed gas is demonstrated. On the one hand the efficiency increase can be caused by a heating value increase of the fuel and on the other hand by an enhanced combustion performance due to the availability of reformer gas in the exhaust gas recirculation system.

## Abkürzungsverzeichnis

AGR	Abgasrückführung
RAGR	Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung
HD	Hochdruck
ND	Niederdruck
KSR	Kraftstoffreformer
KAT	Drei-Wege-Katalysator
HCs	Kohlenwasserstoffe
S/C	Wasser-Kohlenstoff-Verhältnis
RDE	Real Driving Emission
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus
$C_xH_y$	Kohlenwasserstoffverbindungen
$H_2$	Wasserstoff
$H_2O$	Wasser
CO	Kohlenmonoxid
$CO_2$	Kohlendioxid
$CH_4$	Methan
$O_2$	Sauerstoff
$N_2$	Stickstoff
X	Stoffmenge
Y	Stoffmenge
$C_{KS}$	Mol C pro Mol Kraftstoff
$H_{KS}$	Mol H pro Mol Kraftstoff
$H_{uCO}$	Unterer Heizwert Kohlenmonoxid
$H_{uH_2}$	Unterer Heizwert Wasserstoff
$H_{uKS}$	Unterer Heizwert Kraftstoff
$LHV_g$	Unterer Heizwert des eingespritzten Kraftstoffes
$LHV_i$	Unterer Heizwert der Komponente i
$M_i$	Molmasse der Komponente i
$M_{Abg}$	Molmasse des Abgases
$M_{KS}$	Molmasse des Kraftstoffes
$M_H$	Molmasse von Wasserstoff
$M_C$	Molmasse von Kohlenstoff
$\dot{m}_{Abg}$	Massenstrom vom gesamten Abgas
$\dot{m}_{AGR}$	Massenstrom in AGR Schleife
$\dot{m}_i$	Massenstrom der Komponente i
$\dot{m}_{g,in}$	Dem Reformier zugeführter Kraftstoffmassenstrom
$\dot{m}_{g,out}$	Kraftstoffmassenstrom der den Reformier unverändert verlässt

$\dot{m}_{CO}$	CO-Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer
$\dot{m}_{H_2}$	H <sub>2</sub> -Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer
$\dot{m}_{HC}$	HC-Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer
$\dot{m}_{KS\_Refo}$	Kraftstoffmassenstrom zum Kraftstoffreformer
N	Drehzahl
$\dot{n}_{AGR}$	Stoffmengenstrom in AGR-Schleife
$\dot{n}_{KS\_KSR}$	Stoffmengenstrom über Reformereinjektor
O <sub>KS</sub>	Mol O pro Mol Kraftstoff
P <sub>KS_in</sub>	Leistung des zugeführten Kraftstoffes
P <sub>CO_out</sub>	Leistung des CO-Massenstroms das den Kraftstoffreformer verlässt
P <sub>CH<sub>4</sub>_out</sub>	Leistung des CH <sub>4</sub> -Massenstroms das den Kraftstoffreformer verlässt
P <sub>H<sub>2</sub>_out</sub>	Leistung des H <sub>2</sub> -Massenstroms das den Kraftstoffreformer verlässt
P <sub>HC_out</sub>	Leistung des HC-Massenstroms das den Kraftstoffreformer verlässt
p <sub>me</sub>	Effektiver Mitteldruck
T <sub>in_20</sub>	Temperatur 20mm nach Vorderkante des Kraftstoffreformers
x <sub>i</sub>	Massenanteil der Komponente i im Kraftstoff
x <sub>H</sub>	Massenanteil Wasserstoff im Kraftstoff
x <sub>C</sub>	Massenanteil Kohlenstoff im Kraftstoff
x <sub>O</sub>	Massenanteil Sauerstoff im Kraftstoff
ΔH <sub>u</sub>	Heizwertdifferenz
Δh	Reaktionsenthalpie
η <sub>th,V</sub>	Wirkungsgrad des Gleichraumprozess
η <sub>KSR</sub>	Wirkungsgrad des Kraftstoffreformers
v <sub>H<sub>2</sub>O</sub>	Stoffmengenanteil von H <sub>2</sub> O im Abgas
v <sub>i</sub>	Konzentration der Komponente i im Reformergas
v <sub>iKS</sub>	Stoffmengenanteil der Komponente i im Kraftstoff
ε	Verdichtungsverhältnis
κ	Isentropenexponent

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung .....	3
2	Stand der Technik .....	5
2.1	Abgasrückführung .....	5
2.2	Wassereinspritzung .....	8
2.3	Miller und Atkinson-Zyklus .....	9
2.4	Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses .....	10
2.5	Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie .....	11
2.6	Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie .....	12
2.6.1	Prinzip .....	12
2.6.2	Chemie .....	14
2.6.3	Wichtige Einflussfaktoren .....	16
2.6.4	Theoretisches Potential der Heizwertsteigerung durch Reformierung .....	22
2.7	Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung (RAGR) .....	23
2.7.1	Auswirkungen der RAGR auf die innermotorische Verbrennung .....	24
2.7.2	Anordnung des Kraftstoffreformers .....	25
2.7.3	Zusammenspiel von Motor und Kraftstoffreformer .....	26
2.7.4	Potential zur Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems .....	29
3	Methodik .....	31
3.1	Versuchsträger .....	31
3.2	Kühlkreislauf .....	31
3.3	Kraftstoffsystem .....	31
3.4	Messtechnik .....	31
3.5	Kraftstoffreformer .....	32
3.6	RAGR Schleife .....	33
3.6.1	Niederdruck/Niederdruck – RAGR .....	33
3.6.2	Hochdruck/Niederdruck – RAGR .....	34
3.6.3	Hochdruck/Hochdruck – RAGR .....	35
3.7	Berechnung des Reformerwirkungsgrades .....	36
3.8	Betriebspunkte und Messdurchführung .....	39

4	Ergebnisse und Diskussion.....	44
4.1	Ergebnisse Niederdruck/Niederdruck Anordnung.....	44
4.2	Ergebnisse Hochdruck/Hochdruck-Anordnung.....	45
4.2.1	Auswirkung von Temperatur und S/C auf die Gaskonzentrationen nach dem Kraftstoffreformer.....	45
4.2.2	Auswirkungen der RAGR-Raten auf den Kraftstoffreformer.....	48
4.2.3	Auswirkungen der RAGR auf die Verbrennung.....	49
4.2.4	Kraftstoffkonvertierung bei zusätzlicher Wassereinspritzung.....	51
4.2.5	Potential des Gesamtsystems im stationären Betrieb.....	53
4.2.6	Ergebnisse dynamischer Messungen.....	56
4.2.7	Erreichte Wirkungsgrade des KSR.....	59
4.3	Zukünftiges Potential.....	62
5	Zusammenfassung.....	63
6	Literaturverzeichnis.....	65

# 1 Einleitung

Die Automobilindustrie steht derzeit vor umfassenden Herausforderungen durch die neuen, strengeren Vorgaben im Hinblick auf die Abgasgesetzgebung in Kombination mit der Einführung der „Real Driving Emissions“ Messung, sowie die in der EU strengen und mit hohen Strafzahlungen verbundenen CO<sub>2</sub> Flotten-Emissionsziele von 95 g/km ab 2021. Außerdem steigt der Wettbewerbsdruck durch die rein elektrischen Antriebsplattformen, weswegen in dieser Arbeit die Möglichkeiten der weiteren Steigerung der Effizienz und Emissionsreduzierung an Ottomotoren aufgezeigt werden soll. Trotz oder gerade wegen der voranschreitenden Elektrifizierung werden Ottomotoren vor allem in Kombination mit einer elektrischen Maschine in Form eines Hybridsystems für viele weitere Jahre eine hohe Bedeutung für den Mobilitätssektor behalten. Da jedoch auch für Hybridsysteme ein möglichst hoher Wirkungsgrad der Verbrennungskraftmaschine von Bedeutung ist, wird auch weiterhin die Entwicklung von höchst effizienten Verbrennungsmotoren ein wesentliches Ziel für die Konkurrenzfähigkeit des Gesamtsystems sein. Betrachtet man die Wirkungsgradkette eines Verbrennungsmotors wird ersichtlich, dass ein beträchtlicher Teil der durch den Kraftstoff zugeführten Energie mit dem heißen Abgas den Motor mehr oder weniger ungenutzt verlässt. Daher ist der Gedanke naheliegend ein System zu entwickeln, welches die sonst verlorene Energie nutzbar macht.

Ziel dieser Arbeit ist es, die Möglichkeiten der Kraftstoffreformierung zur Wirkungsgradsteigerung an einem Ottomotor einzusetzen. Der Versuchsträger wird dabei in einem kleinen Bereich des Kennfeldes betrieben, mit dem Ziel den effektiven Wirkungsgrad im Bestpunkt zu maximieren. Dies soll bei gleichzeitiger Beibehaltung des stöchiometrischen Betriebs ( $\lambda=1$ ) ermöglicht werden.

Die Arbeit gliedert sich in drei wesentliche Abschnitte. Im ersten Abschnitt werden die wichtigsten Methoden zur Effizienzsteigerung des Versuchsträgers, welche von Relevanz für die Implementierung eines Kraftstoffreformers sind, sowie die notwendigen Grundlagen zur Kraftstoffreformierung, behandelt. Diese Merkmale bestehen primär aus der Abgasrückführung, veränderten Ventilsteuerzeiten (Miller-/Atkinson-Zyklus) sowie einer zusätzlichen Wassereinspritzung. Diese sind mit einigen weiteren Maßnahmen ergänzt, da jede Einzelmaßnahme Einfluss auf die Wirksamkeit und das Betriebsverhalten des Kraftstoffreformers und damit der Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung hat.

Im zweiten Abschnitt wird die Methodik der Untersuchungen behandelt. Dabei werden der Versuchsträger sowie der Prüfstands Aufbau erläutert. Des Weiteren werden drei Möglichkeiten der Implementierung des Kraftstoffreformers in die AGR-Schleife aufgezeigt und deren Potential sowie Herausforderungen bei der Anpassung dargelegt. Weiters wird eine Möglichkeit zur Berechnung des Kraftstoffreformerwirkungsgrades

vorge stellt. Im Anschluss folgt die Beschreibung der untersuchten Messpunkte und das gewählte Vorgehen.

Der letzte Teil der Arbeit besteht aus den gewonnenen Ergebnissen und deren kritischer Diskussion. Dabei werden die wesentlichen Faktoren für das Betriebsverhalten des Kraftstoffreformers und dessen Wirksamkeit in den untersuchten Messpunkten behandelt. Der Fokus liegt auf der Ausführung als Hochdruck/Hochdruck Abgasrückführung.

## 2 Stand der Technik

Über die letzten Jahrzehnte wurden Ottomotoren schrittweise hinsichtlich deren Emissionsverhalten und in den letzten Jahren zunehmend auf Verbrauchsreduktion (CO<sub>2</sub>-Emissionsreduktion), bei gleichzeitiger Einhaltung der strengen Emissionsvorschriften, optimiert. Über die Zeit wurden verschiedene Verfahren zur Verbrauchsoptimierung und damit Wirkungsgradsteigerung entwickelt, welche im Folgenden genauer erläutert werden. Diese werden bei aktuellen Ottomotoren oft in Kombination verwendet, um die Einsparungspotentiale über einen möglichst großen Betriebsbereich zu gewährleisten und sich bietende Synergieeffekte zu nutzen. Darunter gibt es zudem auch jene des Magerbetriebs durch Schichtladungsbetrieb bei direkt einspritzenden Ottomotoren. Auf eine genauere Erörterung dieses Betriebs wird wegen dem forcierten Betrieb bei  $\lambda=1$ , aufgrund der einfacheren Abgasnachbehandlung, nicht näher eingegangen. Direkteinspritzende Ottomotoren werden grundsätzlich auch für die hier beschriebenen Konzepte verwendet, da diese hinsichtlich der Gemischaufbereitung und Verbrennungsqualität Vorteile bieten können.

Mit der Einführung der RDE-Abgasgesetzgebung bekommen aufgrund der höheren möglichen Dynamik und der auftretenden höheren Lasten, neben der Verbrauchseinsparung und damit CO<sub>2</sub>-Reduktion, vor allem jene Konzepte Bedeutung, die über weite Betriebsbereiche die Schadstoffemissionen unter das durch den Gesetzgeber festgelegte Maß reduzieren können. Zudem müssen übliche Verfahren wie Scavenging und Gemischanreicherung zum Bauteilschutz bei hohen Leistungen vermieden werden. Trotzdem sollen die Fahrzeugdynamik und das Ansprechverhalten nicht darunter leiden. [1]

Durch die RDE Gesetzgebung wird sich der Schwerpunkt der Entwicklung von der Reduktion des Verbrauchs und der Schadstoffe in den bekannten und relevanten Bereichen der Testzyklen, vor allem des Teillastbereiches des Ottomotors, hin zu einer über das gesamte Kennfeld optimierten Strategie entwickeln, welche in Summe dem Kunden zugutekommen sollte. [1]

### 2.1 Abgasrückführung

Die Abgasrückführung ist ein mittlerweile weit verbreitetes Verfahren bei Diesel- sowie Benzinmotoren, wobei diese zur Reduktion der Stickoxide (NO<sub>x</sub>) und weiters zur Kraftstoffverbrauchssenkung bei Benzinmotoren eingesetzt wird. [2] Erreicht wird dies durch die Beimischung von Abgas zum zugeführten Frischgas des Motors. Das zugemischte Abgas (Inertgas) führt dazu, dass sich die spezifische Wärmekapazität des angesaugten Gemisches leicht erhöht, wobei sich im gleichen Zug die gesamte Wärmekapazität des angesaugten Gemisches deutlich erhöht. Der Grund dafür ist, dass bezogen auf die Brennstoffmenge eine größere Gemischmasse zugeführt wird, wobei ein

Teil davon das inerte Abgas ist, welches nicht an der Verbrennung teilnimmt. Zudem wird durch das beigemischte Abgas die Brenndauer verlängert, wodurch trotz möglicher höherer Zylinderspitzen drücke niedrigere Brennraumtemperaturen erreicht werden können und damit die Klopfneigung effektiv reduziert werden kann. Zusätzlicher Vorteil niedrigerer Brennraumtemperaturen ist, dass die Wandwärmeverluste reduziert werden. [3, 4]

Prinzipiell können drei Arten der Abgasrückführung unterschieden werden. Die konstruktiv einfachste Form ist jene der inneren Abgasrückführung. Dabei wird durch entsprechende Auslegung der Ventilsteuerzeiten erreicht, dass ein Teil des verbrannten Abgases im Zylinder zurückbleibt. Diese Methode lässt sich allerdings nur schwer steuern und ist vor allem wegen der hohen Temperaturen des Restgases und möglicher vorhandener Radikale unerwünscht, denn diese führen zu einer höheren Klopfneigung bei Ottomotoren. [2]

Die zweite Form ist die Hochdruck-AGR. Diese verwendet den Abgasdruck vor der Turbine, um das Abgas über ein Bypassventil zum Saugrohr zu leiten [2], wobei ein AGR-Kühler zwischengeschaltet ist, um die Temperatur des Abgases zu reduzieren und somit höhere AGR-Raten und niedrigere Temperaturen des Gemisches zu ermöglichen. [3, 5] Bei der Hochdruck-AGR ist jedoch zu bedenken, dass sich je nach Abgasrückführ rate, der Massenstrom über die Turbine des Abgasturboladers verändert. [8] Die Hochdruck-AGR zeigt sich vor allem bei niedrigen Lasten als vorteilhaft da hier ein positiver Druckgradient zwischen Turbineneinlass und Saugrohr besteht und durch das Abgas die Pumpverluste des Motors reduziert werden können. Bei höheren Lasten und steigendem Ladedruck müsste der Abgasgegendruck zur Einstellung des erforderlichen Druckgefälles erhöht werden, um diese Form der Abgasrückführung zu verwenden, weshalb sich dafür die dritte Form, die Niederdruck-AGR anbietet. [5]

Bei der Niederdruck-AGR wird das Abgas erst nach der Abgasturbine bei niedrigerem Druck entnommen und vor dem Verdichter des Turboladers zur angesaugten Frischluft zugeführt, wobei auch hier wiederum ein AGR-Kühler zwischengeschaltet sein kann. Wegen der Gefahr einer Beschädigung des Verdichters durch Tropfenschlag soll eine Kondensation des Abgases vor dem Verdichter vermieden werden. Weiteres ist zu bedenken, dass sich die durch den Verdichter geförderte Gasmasse erhöht, was bei der Auslegung berücksichtigt werden sollte. Zudem muss der Druck im Saugrohr erhöht werden, um entsprechende Liefergrade bei zugemischtem Abgas zu erreichen. Bei der gekühlten Abgasrückführung muss außerdem die zusätzlich erforderliche Kühlleistung bedacht werden. Ein zentraler Vorteil der AGR bei hohen Lasten ist, dass schon bei relativ geringen Rückführ rates auf eine Anreicherung des Kraftstoff/Luft-Gemisches verzichtet werden kann, wodurch ein Betrieb bei  $\lambda=1$  über den gesamten Betriebsbereich ermöglicht wird. [3, 5]

Für niedrige Lastpunkte trägt die AGR also primär dazu bei die Pumpverluste aufgrund der Entdrosselung des Ottomotors zu reduzieren. Für hohe Lastpunkte bewirkt die

Abgasrückführung eine Erhöhung der Wärmekapazität des Gemisches im Zylinder und folglich geringere Spitzentemperaturen. Dies führt dazu, dass der Verbrennungsschwerpunkt zu optimaleren Werten (ca. 7-8° nach OT) verschoben werden kann. Eine Anreicherung des Gemisches aufgrund der Gefahr des Auftretens einer klopfenden Verbrennung und zum Bauteilschutz kann damit entfallen. Dies kann gerade bei hohen Abgastemperaturen im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen, notwendig sein. Diese Maßnahmen führen zu einer Reduktion des spezifischen Kraftstoffbedarfs und damit einhergehend zu einer Wirkungsgradsteigerung über weite Teile des Betriebskennfeldes des Motors. [3, 5]

Eine Folge der reduzierten Brennraumtemperaturen ist die eingangs genannte deutliche Reduktion der gebildeten Stickoxide. Im Gegenzug steigt jedoch aus dem selben Grund die Konzentration an unverbrannten Kohlenwasserstoffen leicht an. [4, 5]

Durch die Ladungsverdünnung kommt es im komprimierten Gas trotz höherer Absolutdrücken, zu geringeren Partialdrücken von Treibstoff und Sauerstoff. Daraus folgt eine geringere Reaktivität und damit eine Minderung der Klopfneigung. [7]

Eine weitere wesentliche Auswirkung der Abgasrückführung und damit einhergehender Ladungsverdünnung ist neben der Erhöhung der Wärmekapazität die Beeinflussung der gesamten Verbrennungsdauer. Zum einen erhöht sich der Zündverzug, was eine Anpassung des Zündzeitpunktes Richtung „früh“ notwendig macht und zum anderen erhöht sich auch die gesamte Brenndauer. [8] Eine längere Brenndauer hat jedoch einen negativen Einfluss auf die Klopfneigung. Dies liegt daran, dass bei längeren Brenndauern die Selbstzündungszeit leichter überschritten wird. Damit nimmt mit längeren Brenndauern die Klopfwahrscheinlichkeit zu. [9] Dadurch wird der positive Effekt der AGR auf die Klopfneigung etwas gedämpft. Der verlängerten Brenndauer kann mit Maßnahmen wie einer Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten im Zylinder (höhere Turbulenz) entgegengewirkt werden. [10] Eine längere Brenndauer führt außerdem zu einem geringeren Gleichraumanteil der Verbrennung und verringert damit den erreichbaren Wirkungsgrad.

Die zusätzliche Kühlung der Abgase bei externer AGR stellt einen wesentlichen Vorteil hinsichtlich einer verminderten Klopfneigung dar. Durch die Kühlung der Abgase können Radikale im Abgas reduziert werden. Damit wird die Wahrscheinlichkeit einer Niedertemperaturoxidation im Restgas und damit die Klopfneigung reduziert. [9]

Der Abgasrückführung sind jedoch Grenzen gesetzt. So können nicht beliebig hohe AGR-Raten ausgeführt werden, da es bei Überschreiten eines tolerierbaren Maßes, zu großen Variationen des Zylinderdrucks als Folge von unvollständiger Verbrennung oder Zündaussetzern kommen kann. Resultat wären ein rauer Motorlauf sowie erhöhte Rohemissionen. Dieser Umstand wird durch den Variationskoeffizienten des indizierten Mitteldrucks (COV<sub>pmi</sub>) ausgedrückt und darf einen gewissen Prozentsatz nicht überschreiten. [11]

## 2.2 Wassereinspritzung

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben besteht bei hochaufgeladenen Motoren mit hoher Leistungsdichte im Bereich der Vollast, aber auch schon darunter, die Gefahr des Auftretens von klopfenden Verbrennungen. Die dadurch notwendige spätere Zündung hat einen späteren Verbrennungsschwerpunkt zur Folge. Daher wird hier die Möglichkeit der Nutzung einer Wassereinspritzung anstatt einer Abgasrückführung beschrieben.

Die Wassereinspritzung ist an sich keine neue Entwicklung und wurde schon im Flugmotorenbau der 40er Jahre, oft als Gemisch aus Wasser und Methanol, verwendet. [12]

Prinzipiell lässt sich eine Wassereinspritzung an einem beliebigen Ort im Ansaugtrakt des Motors oder direkt im Brennraum als Direkteinspritzung realisieren, wobei diese nicht überall die gleichen Vorteile bietet. Die am besten geeigneten Konzepte sind die Saugrohreinspritzung, sowie die Direkteinspritzung, wobei bezüglich der möglichen Freiheitsgrade und erreichbaren Verbesserungen die Direkteinspritzung zu bevorzugen ist, sofern es der Bauraum erlaubt. [13]

Der Effekt der Wassereinspritzung beruht zum einen auf der hohen Verdampfungsenthalpie von Wasser ( $\Delta h \approx 2256 \text{ kJ/kg}$  bei 1 bar und  $100 \text{ °C}$  [14]). Diese liegt etwa 5,5-mal höher als jene des Ottokraftstoffes [15] und trägt zu einer unmittelbaren Kühlung der angesaugten bzw. im Brennraum befindlichen Luft respektive des Gemisches bei. Zusätzlich wirkt das verdampfte Wasser als Inertgas, welches die Ladungsmasse erhöht aber nicht an der Verbrennung teilnimmt. Im Vergleich überwiegt jedoch der Effekt der Kühlung durch Verdampfung, da sich bei üblichen Wasser/Kraftstoff-Verhältnissen der Anteil des Inertgases lediglich im einstelligen Prozentbereich bewegt. [13]

Anstatt der üblichen Maßnahme beim Auftreten von Klopfen, den Zündzeitpunkt in Richtung spät zu verschieben, kann Wasser in das Saugrohr oder den Brennraum eingespritzt werden. Damit kann ein besserer Verbrennungsschwerpunkt erreicht und Wirkungsgradeinbußen gemindert werden. Zudem können durch eine frühere Verbrennung die Abgastemperaturen vor der Turbine gesenkt werden. Dies kann zusätzlich durch Einspritzen von Wasser in den Verbrennungstakt bei direkter Wassereinspritzung unterstützt werden. [13, 15, 16]

Die Wassereinspritzung kann dafür genutzt werden, das Leistungsniveau in durch Klopfen limitierten Bereichen weiter zu erhöhen und das Anreichern des Gemisches bei hohen Lasten und Drehzahlen zum Bauteilschutz zu verhindern. Des Weiteren bietet sie im Hinblick auf Effizienzsteigerung die Möglichkeit das geometrische Verdichtungsverhältnis zu erhöhen, um den Effekt der Klopfreduktion über einen weiteren Betriebsbereich, bei gesteigertem Wirkungsgrad, zu nutzen. [5, 16]

## 2.3 Miller und Atkinson-Zyklus

Beide Zyklen, Miller als auch Atkinson, welcher auch als „Late-Miller“ bezeichnet wird, haben eine Abweichung zu den üblichen Ventilsteuerzeiten als Grundlage. Diese Änderung der Ventilsteuerzeiten kann entweder als frühes Einlassventil schließen, weit vor dem unteren Totpunkt (Miller) oder als spätes Einlassventil schließen weit nach dem unteren Totpunkt (Atkinson) ausgeführt sein. Grundsätzlich ermöglichen beide Varianten eine weitere Öffnung der Drosselklappe (Entdrosselung) und damit Verringerung der Ladungswechselarbeit des Motors. [17]

Beim frühen Schließen des Einlassventils vor UT wird die im Zylinder befindliche Ladung zusätzlich expandiert, wodurch sich die Temperatur der Ladung verringert und sich folglich niedrigere Spitzentemperaturen beim Verdichten ergeben. Dies trägt zum einen zur Reduktion von Stickoxiden bei oder kann im Bereich der Klopfgrenze für einen früheren Verbrennungsschwerpunkt genutzt werden, da die Klopfgefahr durch die geringere Spitzentemperatur reduziert ist. Durch das frühe Einlassschließen kann es jedoch zu verringerter Ladungsbewegung und in Folge höherem Zündverzug, sowie längeren Brenndauern kommen. [17, 18]

Das späte Schließen des Einlassventils führt zwar nicht zu einer Abkühlung durch Expansion der Ladung im Zylinder, trägt jedoch zur Reduktion der Ladungswechselverluste über eine weiter geöffnete Drosselklappe bei. Zu bedenken ist bei dieser Ausführung jedoch, dass ein Teil der Ladung das Einlassventil zweimal passiert und bei Aufladung eine Arbeit gegen den anliegenden Saugrohrdruck geleistet werden muss. [18, 19]

Beiden Ausführungen gemein ist die Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses bei gleichzeitiger Nutzung des gesamten Expansionsverhältnisses. Die Ausführungen mit diesen Steuerzeiten können bei Saugmotoren zu einer Reduktion der Leistungsfähigkeit führen. Beim Atkinson-Zyklus treten jedoch bei höheren Drehzahlen Nachladeeffekte durch die Massenträgheit des Gases auf, wodurch die Leistungsfähigkeit erhöht wird. Die negativen Effekte können aber auch durch Aufladung wie beim 2.0 TFSI Motor von Audi oder wie im Falle des Toyota Prius durch Hybridisierung kompensiert werden. Beide Ausführungen profitieren durch verbesserte Verbrennungsschwerpunkte im hohen Lastbereich, sowie von einer Verringerung der Drosselverluste im Teillastbereich. Die Nutzung der geänderten Steuerzeiten bietet jedenfalls die Möglichkeit auf eine Reduzierung des Verdichtungsverhältnisses aufgrund einer Aufladung zu verzichten. [19, 20]

Am effektivsten sind die genannten Zyklen im oberen Lastbereich in Kombination mit variablem Ventilhub, wobei der Haupteffekt nicht auf der Reduktion des effektiven Verdichtungsverhältnisses beruht, sondern vielmehr auf einer einfachen Darstellung eines vergrößerten Expansionsverhältnisses. Voraussetzung dafür ist ein hohes geometrisches Verdichtungsverhältnis. Durch das frühe Schließen des Einlassventils

kann beim Miller-Zyklus zudem vermieden werden, dass das Wastegate des Turboladers geöffnet werden muss und somit wertvolle Abgasenergie verloren geht. [21]

## 2.4 Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Zieht man für die Bewertung der Wirkungsgradverbesserung den Gleichraumprozess als idealen Vergleichsprozess heran, so kann grundsätzlich gesagt werden, dass eine Erhöhung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses immer mit einer Wirkungsgradsteigerung, mit Bezug auf Gleichung (1) [19], einhergeht.

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

$\eta_{th,V}$	Wirkungsgrad des Gleichraumprozess
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\kappa$	Isentropenexponent

Wie jedoch bekannt ist, kann das Verdichtungsverhältnis nicht beliebig gesteigert werden, da es beim Ottomotor sonst zum Auftreten von Klopfen kommt. Durch das höhere Verdichtungsverhältnis kommt es zu höheren Spitzentemperaturen und Spitzendrücken bei der Kompression, welche in Folge eine klopfende Verbrennung begünstigen. Dies führt wiederum dazu, dass Klopfen schon bei geringeren Lasten und effektiven Mitteldrücken auftritt und damit die Zündung zu späteren Zündzeitpunkten gestellt werden muss, um eine Beschädigung des Motors zu vermeiden. Dieses Spätstellen der Zündung und die damit einhergehende Verschiebung des Verbrennungsschwerpunktes reduziert den effektiven Wirkungsgrad. Daher ist eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses nur in Kombination mit Maßnahmen zur Klopfreduktion sinnvoll. Dies kann entweder über eine oder mehrere der in den vorangegangenen Abschnitten erwähnten Maßnahmen erfolgen oder über den Einsatz von klopfesteren Kraftstoffen. Vor allem der Einsatz von variablen Ventiltrieben in Kombination mit Miller-Zyklen kann die Nutzung von hohen geometrischen Verdichtungsverhältnissen ermöglichen. Des Weiteren werden immer wieder neue Lösungsvorschläge zur Änderung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses im Betrieb, zum Beispiel durch exzentrische Lagerungen der Kurbelwelle oder Multi-Link Systeme gemacht. Diese Lösungsansätze können aber im Hinblick der Modularität des Motorenbaukastens Nachteile aufweisen. [17, 21, 22]

Eine weitere Möglichkeit das geometrische Verdichtungsverhältnis zu variieren ist der Einsatz eines zweistufigen Teleskop-Pleuels wie von AVL propagiert. Dadurch kann ein hohes Verdichtungsverhältnis im Teillastbereich, sowie ein niedrigeres Verdichtungsverhältnis im Hochlastbereich des Motors, bei gleichzeitig hoher Modularität, ermöglicht werden. In Kombination mit einem variablen Ventiltrieb und Miller-

Zyklus lassen sich dadurch beträchtliche Kraftstoffeinsparungen erzielen. [21] Dieses Pleuel befindet sich allerdings noch im Versuchsstadium.

Ein sehr hohes Verdichtungsverhältnis in Kombination mit Miller-Zyklus kann aber auch zu einem Zusammenbruch des Tumblewirbels und generell eingeschränkter Ladungsbewegung führen und sich somit negativ auf die Klopfneigung auswirken. [17, 21]

Dabei führt das hohe geometrische Verdichtungsverhältnis bei hohen Mitteldrücken zu verstärktem Klopfen, welches ein Spätstellen der Zündung und schlechte Verbrennungseffizienz zu Folge hat. Dies führt zu einer Negativspirale mit erhöhtem Luftbedarf, Ladedruck, Abgasgegendruck und damit zu erhöhtem Restgasgehalt im Brennraum. All diese Punkte führen zu negativen Einflüssen auf die Klopfneigung. Als zusätzlicher negativer Effekt steigt durch das Spätstellen der Zündung die Abgastemperatur wodurch Maßnahmen zum Bauteilschutz, wie zum Beispiel Gemischanreicherung ergriffen werden müssen. [21]

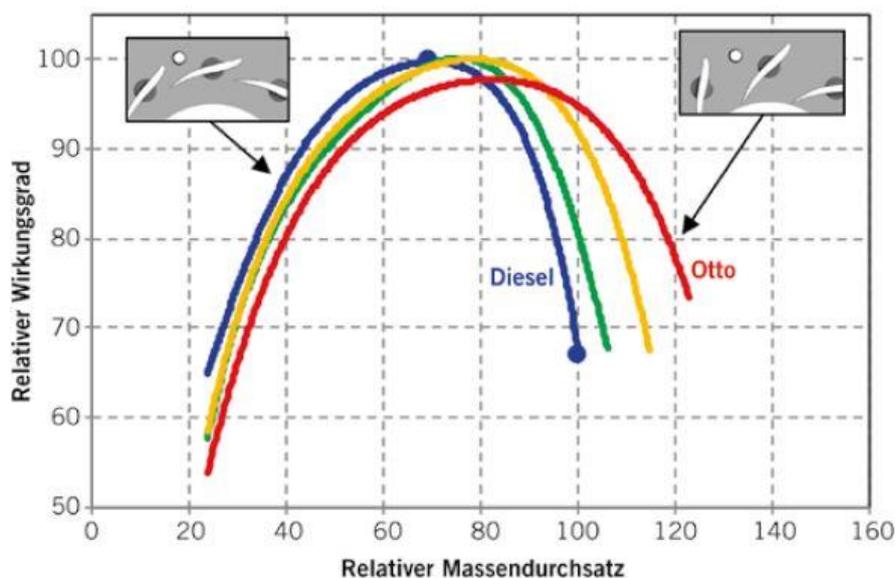
## 2.5 Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie

Der zukünftige Ottomotor mit Direkteinspritzung, Abgasturboaufladung und Miller-Zyklus wird vor allem durch die verwendeten Aufladesysteme in seinem Betriebsbereich hinsichtlich Klopfempfindlichkeit sowie Mitteldruck, wegen des niedrigen Liefergrades, beschränkt. Daher ist der nächste logische Schritt eine Optimierung der eingesetzten Aufladesysteme. [23]

Eine solche Optimierung kann durch den Einsatz eines Abgasturboladers mit variabler Turbinengeometrie (VTG) erreicht werden. Diese Technologie ist seit 1997 bei Dieselmotoren im Einsatz und stellt auch für moderne Ottomotoren den nächsten logischen Schritt zur Verbesserung der Gesamteffizienz, gerade in Kombination mit den in Abschnitt 2.3 genannten Zyklen, dar. In der Vergangenheit waren oft die hohen Abgastemperaturen bei Ottomotoren eine der Herausforderungen für den Einsatz von VTG-Turboladern. Durch Bauteil- und Materialoptimierung konnten hier jedoch große Fortschritte erzielt werden und Temperaturen im Bereich von über 950°C stellen kein wesentliches Problem mehr dar. [24]

Wesentliche Unterschiede des VTG-Turboladers zum bei Ottomotoren weit verbreiteten Wastegate-Turbolader ergeben sich daraus, dass beim VTG-Turbolader immer der gesamte Abgasmassenstrom die Turbine passiert und der Ladedruck über die Stellung der Leitschaufeln des VTG-Elementes eingestellt wird. Beim VTG-Turbolader wird durch die Verstellung der Leitschaufeln zum einen ein sehr hoher Wirkungsgrad im Nennleistungspunkt bei niedrigem Abgasgegendruck erreicht und zum anderen gute Drehmomenteigenschaften bei kleinen Drehzahlen erreicht, ohne das Abgasgehäuse wesentlich kleiner dimensionieren zu müssen. Damit ergibt sich ein großer Betriebsbereich mit guter Turbolader-Effizienz. [24, 25]

Die Auslegung der Leitschaufeln wird im Vergleich zum Dieselmotor weiter in den „geöffneten“ Bereich verschoben, da ein zu hoher Abgasgegendruck im Allgemeinen bei Ottomotoren wegen der dadurch gesteigerten internen Abgasrückführung und damit erhöhten Klopfneigung unerwünscht ist. In Abbildung 1 sind verschiedenen Wirkungsgradparabeln von VTG-Turboladern dargestellt, wobei hier der Unterschied zwischen einer Auslegung für Diesel- und Ottomotoren dargestellt ist. [24]



**Abbildung 1:** Wirkungsgradparabeln verschiedener VTG-Turbinen [24]

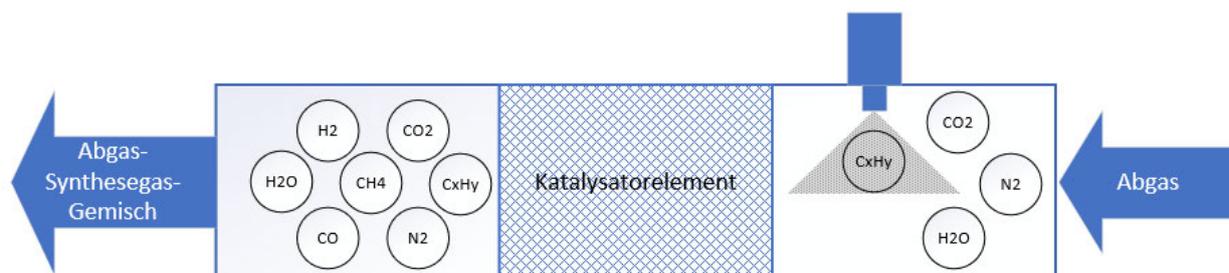
Weitere Steigerungen der Turboladereffizienz können zudem durch den Einsatz von kugelgelagerten Turbinen erreicht werden. Diese setzen sich dabei durch die Reduktion der Reibleistung sowie einer kleineren notwendigen Konturspalte zusammen. Außerdem kann durch eine Kugellagerung das Ansprechverhalten nochmals verbessert werden, was gerade im Hinblick auf den Verzicht von Betriebsbereichen mit Spülung, wegen der strengeren Abgasgesetzgebung, wichtig sein kann. [24, 25]

## 2.6 Kraftstoffreformierung mit Abgasenergie

### 2.6.1 Prinzip

Das Abgas eines Verbrennungsmotors enthält ungefähr ein Drittel [26] (je nach Lastpunkt) der dem Motor in Form von Kraftstoff zugeführten Energie als Abgasenthalpie und bietet daher großes Potential den Wirkungsgrad durch die Nutzung dieser Energie zu steigern. Das Prinzip der Kraftstoffreformierung mithilfe dieser Abgasenthalpie besteht im einfachsten Fall aus den in Abbildung 2 vereinfacht dargestellten Komponenten. Diese bestehen im Wesentlichen aus einem Verbrennungsmotor sowie dem Kraftstoffreformer mit separatem Kraftstoffinjektor.





**Abbildung 3:** Prinzipskizze eines Kraftstoffreformers

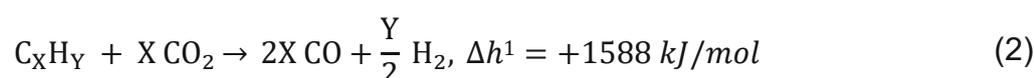
Primäres Ziel der Applikation des KSR ist hierbei nicht die reine Umwandlung der Kraftstoffkomponenten zu einem Synthesegas, sondern die damit verbundene Heizwertsteigerung des in den KSR eingespritzten Kraftstoffes.

## 2.6.2 Chemie

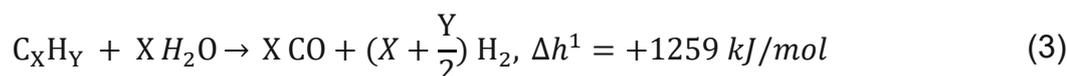
Im Reformer können grundsätzlich vier verschiedene Brutto-Reaktionspfade auftreten, die in den Gleichungen (2) bis (5) [27, 29] dargestellt sind. Eine weitere Reaktion, die auftreten kann, ist die autothermale Reformierung. Diese ist im Prinzip eine Kombination aus partieller Oxidation und Dampfreformierung sowie einer Wassergas-Shift-Reaktion [30] in Gleichung (6). [8, 29]

Daneben kann es, vor allem bei niedrigeren Temperaturen, zu einer Methanierung Gleichungen (7) und (8) kommen. [31]

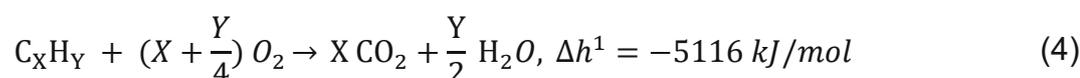
Trockenreformierung:



Dampfreformierung:

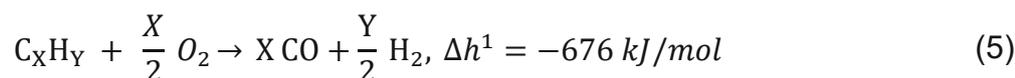


Vollständige Oxidation (Verbrennung):

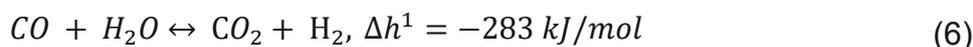


<sup>1)</sup> Basierend auf n-Oktan als Kraftstoff, Reaktanten und Produkte bei 25°C und 1 bar, Wasser gasförmig

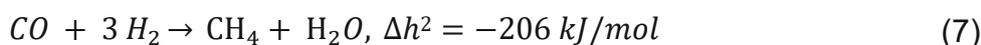
Partielle Oxidation:



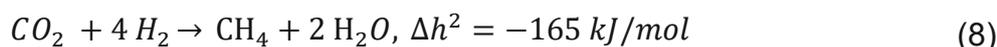
Wassergas-Shift Reaktion:



Methanierung I:



Methanierung II:



$C_X H_Y$	Kohlenwasserstoffverbindung
$H_2$	Wasserstoff
$H_2O$	Wasser
$CO$	Kohlenmonoxid
$CO_2$	Kohlendioxid
$X$	Stoffmenge in mol
$Y$	Stoffmenge in mol
$\Delta h$	Reaktionsenthalpie in kJ/mol

Die bei den Reaktionen freiwerdende/benötigte Reaktionsenthalpie ist in den Gleichungen als  $\Delta h$  ersichtlich. Ist diese negativ, handelt es sich um eine exotherme Reaktion bei der Energie frei wird. Bei positivem Wert handelt es sich um eine endotherme Reaktion und es muss folglich Energie zugeführt werden. Da die Abgasenergie und nicht die im Treibstoff gebundene Energie genutzt werden soll, ist es wichtig die endothermen Reaktionen zu fördern und exotherme Reaktionen zu verhindern. Das dabei entstehenden Synthesegas bestehend aus  $H_2$  und  $CO$  hat bei endotherm dominierten Reaktionen folglich einen höheren Heizwert als der dem Reformier zugeführte Kraftstoff. Dieser Ablauf wird auch als thermochemische Rekuperation bezeichnet. [8]

Der wegen nicht perfekter und damit unvollständiger Verbrennung des Kraftstoffes im Motor, vorhandene Restsauerstoff reagiert mit dem unverbrannten Kraftstoff im KSR. Diese Reaktion folgt den Gleichungen (4) und (5). Wegen der hohen negativen

<sup>2</sup> Basierend auf Isooktan als Kraftstoff, Reaktanten und Produkte bei 25°C und 1,3 bar, Wasser gasförmig

Reaktionsenthalpie tragen diese zur zusätzlichen Erwärmung des Katalysatorelements des KSR bei. [29, 32]

Die Wassergas-Shift Reaktion (6) tritt, erst später im Reformierungsprozess auf, nachdem eine genügend große Menge an CO gebildet wurde. [8] Untersuchungen von Tsolakis et al. [33] zeigten, dass wegen der Wassergas-Shift Reaktion die Konvertierung von CO thermodynamisch limitiert ist. Dies ist wegen der exothermen Reaktion von CO mit H<sub>2</sub>O zu CO<sub>2</sub> und H<sub>2</sub> vorteilhaft da sich sonst der Wirkungsgrad des Systems verschlechtern würde. Die Wassergas-Shift Reaktion tritt jedoch üblicherweise erst bei sehr hohen Temperaturen auf und stellt keinen wesentlichen Reaktionspfad der Kraftstoffreformierung dar. [34]

In diversen Arbeiten wurden schon Versuche mit unterschiedlichen Treibstoffen, vor allem jene mit „Zukunftspotential“ durchgeführt. Brusca et al. [35] haben die Auswirkungen und Potentiale von Glycerin zur Synthesegaserzeugung und Verbrennung in Ottomotoren untersucht. Weitere Untersuchungen anderer Autoren haben sich mit der Reformierung und dem Einsatz von Methanol als Kraftstoff für Ottomotoren und seines zukünftigen Potentials beschäftigt. Zudem weisen diese aus, dass Isooktan großes Potential zur Heizwertsteigerung durch Kraftstoffreformierung bietet. [36]

Der in dieser Arbeit behandelte Ansatz ist jener der Reformierung von Ottokraftstoff (ROZ95) durch Abgasenergie.

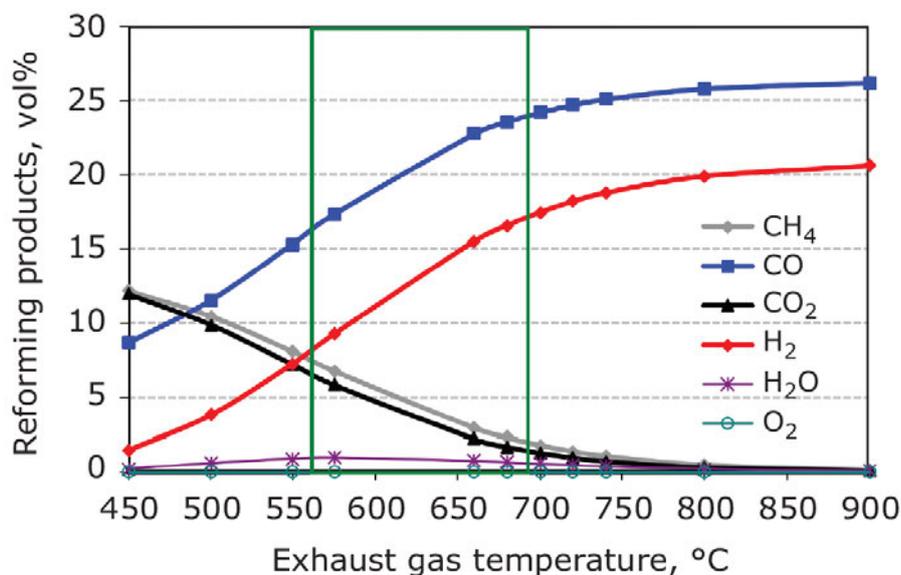
### 2.6.3 Wichtige Einflussfaktoren

Die Zusammensetzung des entstehenden Synthesegases hängt von einer Vielzahl von Faktoren ab. Einer der wesentlichsten ist die Temperatur des Kraftstoffreformers. Liegt diese zu niedrig, ist keine ausreichende Reaktivität der Moleküle gegeben und keine Umwandlung über das Katalysatormaterial möglich. Weitere wichtige Einflussfaktoren sind die verwendeten Materialien, das Design des Kraftstoffreformers, der verwendete Kraftstoff und die Abgaszusammensetzung vor dem KSR. [8]

Je nach Temperatur ändern sich die Umsetzungsraten und dominierenden Effekte der Synthesegasentstehung. [8] Übliche Abgastemperaturen von Ottomotoren liegen im Bereich von 550°C bis 750°C, können für Hochlastpunkte aber auch über 900°C erreichen. Bei diesen Temperaturen sind grundsätzlich keine wesentlichen Beschränkungen der chemischen Gleichgewichtszustände oder der endothermen Reaktionskinetik zu erwarten. [27]

Berechnungen zur Zusammensetzung des Synthesegases bei chemischem Gleichgewicht von Tsolakis et al. [27] legen nahe, dass eine komplette Umwandlung von Benzin (C<sub>6,4</sub>H<sub>11,7</sub>) schon ab 450°C auftritt. Für die Berechnungen wurde ein STANJAN Solver verwendet. Die thermodynamischen Daten der Komponenten wurden aus den NIST-JANAF Tabellen entnommen. Die dabei entstehenden Komponenten sind in Abbildung 4 über der Reformereingangstemperatur dargestellt. Schon bei 450°C wird laut

den Berechnung der gesamte Restsauerstoff sowie der vorhandene Wasserdampf aufgebraucht. CO und H<sub>2</sub> wird bereits in geringeren Mengen produziert. Der Großteil der, den Reformer verlassenden Komponenten, besteht jedoch aus CO<sub>2</sub> und CH<sub>4</sub>. Die Bildung von CH<sub>4</sub> wird dabei auf das Cracken von Kohlenwasserstoffen und die Methanierung von CO und H<sub>2</sub> zurückgeführt. Mit steigender Temperatur nehmen die Anteile von H<sub>2</sub> und CO sukzessive zu, bis bei etwa 800°C eine vollständige Konvertierung erfolgt.



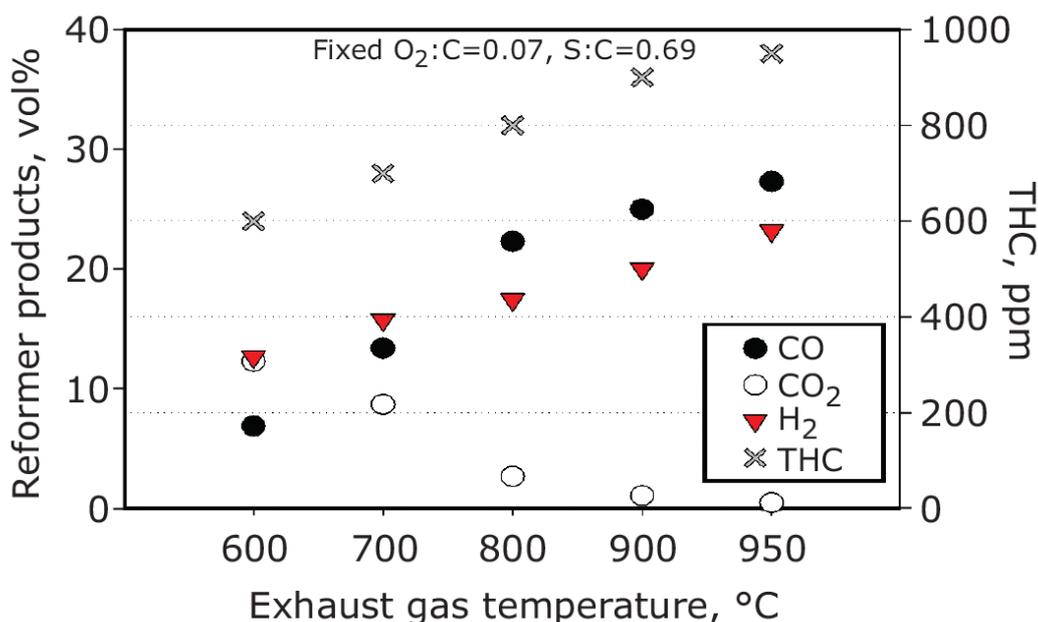
**Abbildung 4:** Gaszusammensetzung bei chemischem Gleichgewicht über der Reformer-eingangstemperatur [27]

Untersuchungen eines kleinen extern beheizten Reformermodells, konnten die in Abbildung 4 gezeigten Verläufe in Abhängigkeit der Temperatur trendmäßig bestätigen. Es zeigte sich jedoch (siehe [Abbildung 5](#)), dass zum einen bei allen Temperaturniveaus kleine Mengen (600-1000 ppm) an nicht konvertierten Kohlenwasserstoffen vorhanden sind. Diese werden auf endothermes Cracken von langkettigen Kohlenwasserstoffen zurückgeführt. Zum anderen sind zwei unterschiedliche Bereiche der Konzentrationsverläufe zu erkennen. Dieser Umstand wird von den Autoren darauf zurückgeführt, dass die Reaktion im Kraftstoffreformer unter 750°C durch Dampfreformierung dominiert wird. Diese ist durch ein stöchiometrisches H<sub>2</sub>:CO-Verhältnis von 1,92 gekennzeichnet. Für Temperaturen über 750°C sind die Reaktionen durch Trockenreformierung dominiert, mit einem stöchiometrischen H<sub>2</sub>:CO-Verhältnis von 0,92. [27]

Basierend auf thermodynamischen Berechnungen (Minimierung der freien Gibbs Energie) mit Isooktan konnten Bion et al. [31] zeigen, dass die optimale Temperatur für die H<sub>2</sub>-Produktion bei 770°C liegt. Als Grund wird die Dominanz der Trockenreformierung bei höheren Temperaturen, die durch höhere CO-Produktion und geringeren H<sub>2</sub>O-Verbrauch gekennzeichnet ist, genannt. Allerdings ist auch eine Beteiligung der Wassergas-Shift Reaktion nicht auszuschließen. Des Weiteren ist die H<sub>2</sub>-Produktion bei

niedrigeren Temperaturen durch die Methanierung beschränkt. Im Experiment Anhand eines realen Katalysators konnte jedoch beobachtet werden, dass die H<sub>2</sub>- und CO-Raten sehr nahe an den erwarteten Berechnungen lagen. Der CH<sub>4</sub>-Anteil war jedoch bei weitem geringer. Der Anstieg des CO-Anteils mit der Temperatur konnte in diversen Untersuchungen beobachtet werden. [8, 28, 32]

Zudem zeigen die Berechnungen, dass die Dampfreformierung empfindlich auf Druck im Reaktor reagiert. Mit steigendem Druck sinkt die produzierte H<sub>2</sub>-Menge. Bei einer Differenz von 0,3 bar kann die produzierte H<sub>2</sub>-Menge um 10 % reduziert sein. [31]



**Abbildung 5:** Synthesegaszusammensetzung über die Reformertemperatur [27]

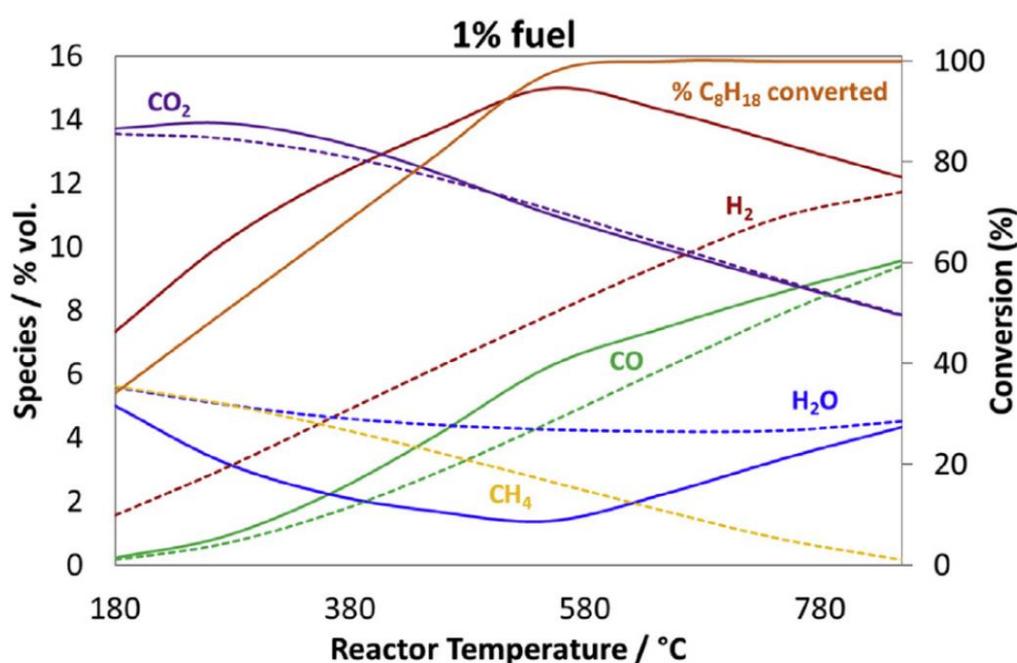
Neben der Temperatur ist das Verhältnis von Wasserdampf im Abgas zum Kohlenstoffanteil des eingespritzten Kraftstoffes als wesentliche Größe zur Beurteilung der Reformereigenschaften relevant. Dieses Verhältnis, wird in englischsprachiger Literatur als Steam/Carbon-Ratio (S/C) bezeichnet. Es gibt die Menge der dem Reformer zugeführten Wassermoleküle im Abgas, zur Anzahl vorhandener Kohlenstoffatome, die über den Kraftstoff zugeführt werden, in Mol/Mol an. Ein S/C von 1 bedeutet folglich, dass pro H<sub>2</sub>O-Molekül ein C-Atom im Reformer vorhanden ist. [8, 28, 32]

Untersuchungen von Martin et al. [32] auf Basis von zwei verschiedenen Katalysatorzusammensetzungen wurden bei S/C-Verhältnissen von 1,2, 2,1 und 4,2 durchgeführt. Als Kraftstoff wurde n-Oktan verwendet. Die Abgaszusammensetzung (siehe Tabelle 1) wurde repräsentativ für das Rohabgas eines Ottomotors gewählt.

**Tabelle 1:** Abgaszusammensetzung für Reformieruntersuchungen [32]

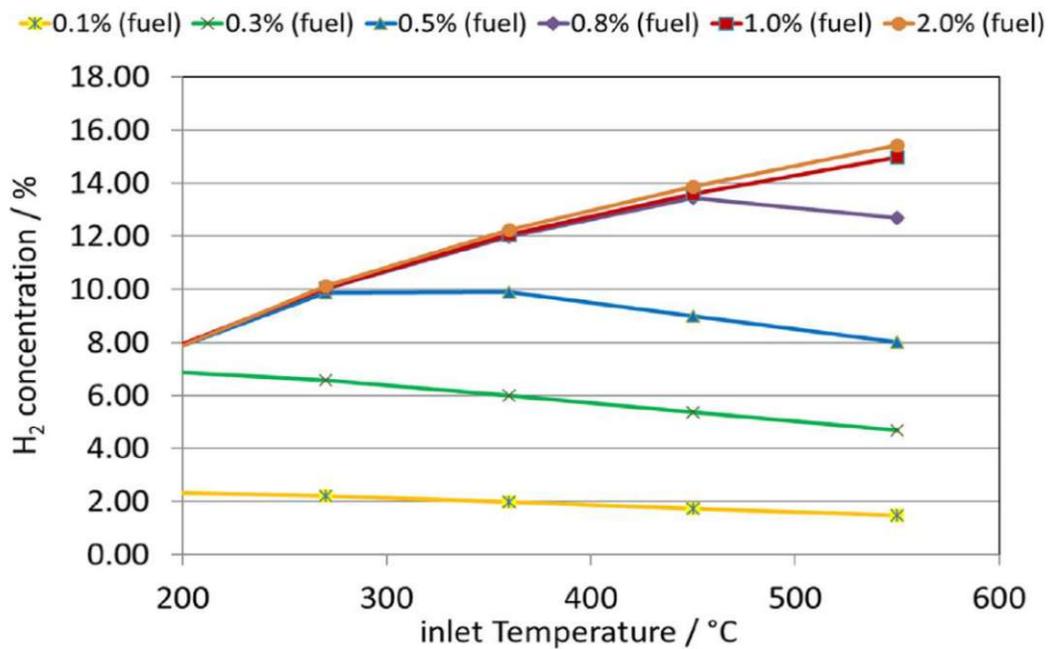
Komponente	Konzentration (Vol.-%)
H <sub>2</sub> O	10%
CO <sub>2</sub>	10%
CO	2%
O <sub>2</sub>	1%
N <sub>2</sub>	77%

Die Simulation des Kraftstoffreformers basiert auf einem adiabaten Reaktor, unter der Annahme thermodynamischen Gleichgewichts. Als Simulationswerkzeug wurde ein *Aspen Plus* Simulator verwendet. Dabei zeigte sich, dass bei Temperaturen über 580°C der gesamte eingebrachte Kraftstoff in Synthesegaskomponenten umgewandelt werden kann ( $S/C = 1,2$  entspricht 1 Vol.-% n-Oktan). Die Konzentrationen der einzelnen Komponenten abhängig von der Temperatur sind in Abbildung 6 dargestellt. Dabei stellen die strichlierten Linien die Simulation unter Berücksichtigung möglicher CH<sub>4</sub>-Formation dar. Die durchgezogenen Linien entsprechen den Werten, bei denen eine CH<sub>4</sub>-Bildung ausgeschlossen ist. Basis dieser Annahme ist, dass eine Hydrierung von CO zwar thermodynamisch möglich, kinetisch jedoch sehr unwahrscheinlich ist. [32]

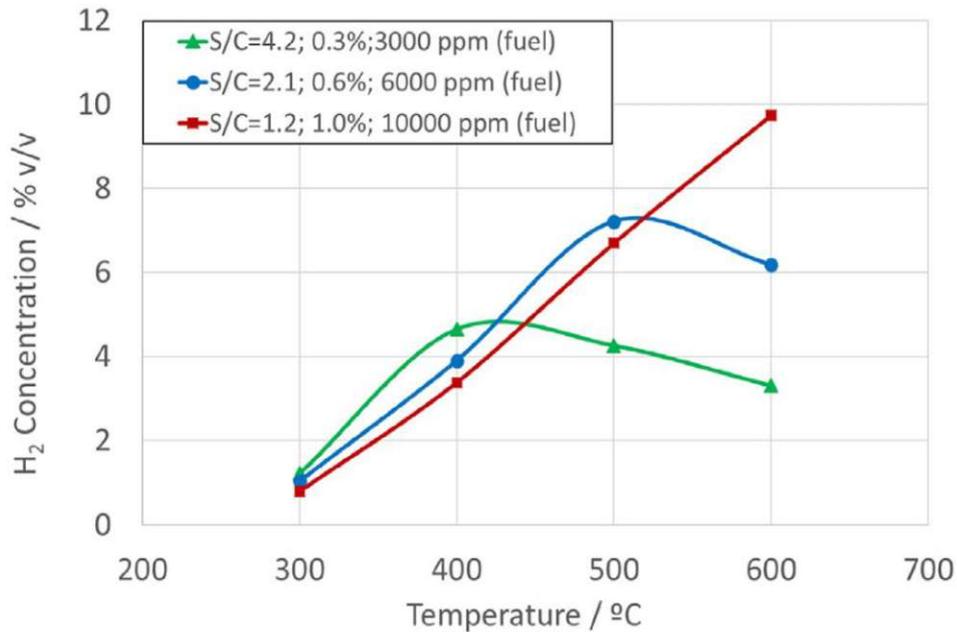
**Abbildung 6:** Vorhersage der Synthesegaszusammensetzung über der Temperatur bei 1 Vol.-% n-Oktan [32]

Berechnungen mit verschiedenen S/C-Verhältnissen konnten die Abhängigkeit der Wasserstoffkonzentration von der eingespritzten Kraftstoffmenge aufzeigen (siehe Abbildung 7). Grund für die Abnahme der H<sub>2</sub>-Konzentration mit steigender Temperatur bei niedrigen Kraftstoffmengen ist laut den Autoren die Gleichgewichtslage der

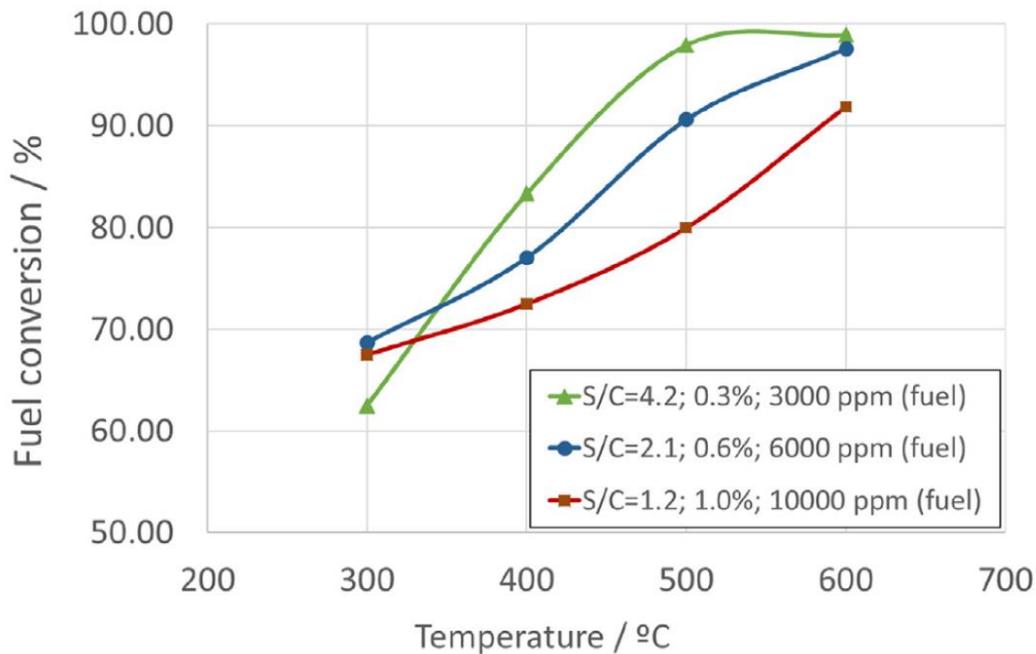
Wassergas-Shift-Reaktion, welche die Bildung von  $\text{CO}_2$  begünstigt. Zu hohe Kraftstoffmengen führen andererseits zu einem zu niedrigen S/C-Verhältnis. Damit wird der verfügbare Wasserdampf zum limitierenden Faktor für die Dampfreformierung des Kraftstoffes. Untersuchungen an einem Reformerkatalysator lieferten schließlich die in Abbildung 8 dargestellten Ergebnisse. Des Weiteren weisen die Autoren darauf hin, dass bei niedrigen Temperaturen die Reaktionen im Reformier zu langsam ablaufen und sich nie der Zustand des thermodynamischen Gleichgewichtes einstellt. Diese Umwandlungsraten sind in Abbildung 9 über der Temperatur und den unterschiedlichen S/C-Verhältnisse dargestellt. [32]



**Abbildung 7:** Vorhersage der Wasserstoffkonzentration über der Temperatur für verschiedene Kraftstoffmengen in Vol.% [32]



**Abbildung 8:** Wasserstoffproduktion eines Reformers von Johnson Matthey über der Reformertemperatur bei unterschiedlichen S/C-Verhältnissen [32]



**Abbildung 9:** Kraftstoffkonvertierung eines Reformerkatalysatorelements bei verschiedenen S/C-Verhältnissen über der Reformertemperatur [32]

Berechnungen des chemischen Gleichgewichts mit Isooktan von Ashida et al. [28] bei einem S/C-Verhältnis von 4 ergaben, dass der Stoffmengenanteil von H<sub>2</sub> ab 600°C etwa 6% beträgt. Dieser Wert liegt in einem ähnlichen Bereich wie der von Martin et al. [32] für das entsprechende S/C-Verhältnis.

Für entsprechend hohe Umsetzungsraten des Kraftstoffes sind also Temperaturen über 600°C anzustreben. Tiefere Temperaturen führen im Betrieb zu geringerer Reaktivität

und damit weniger Ausbeuten an Synthesegas. Daraus folgen höhere Konzentrationen von Kohlenwasserstoffen in der AGR-Schleife. Diese haben einen negativen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Reformers. Mit steigenden Temperaturen steigt zudem der CO-Gehalt im Synthesegas an. [8, 28, 32]

## 2.6.4 Theoretisches Potential der Heizwertsteigerung durch Reformierung

Um einen möglichst hohen Wirkungsgradgewinn über den KSR zu erreichen ist es wichtig viel Kraftstoff über den KSR zu führen. Wesentlich dabei ist, dass dieser auch umgewandelt werden kann. Dies macht wiederum einen hohen Abgasmassenstrom und damit hohe AGR-Raten notwendig. [32]

Der Wirkungsgrad des Kraftstoffreformers  $\eta_{\text{KSR}}$  lässt sich über das Verhältnis des Energieinhaltes der Komponenten nach, zu jenen vor dem Reformer berechnen. Ein Wirkungsgrad kleiner als 1 bedeutet, dass ein Teil des zugeführten Kraftstoffes anhand von exothermer Reaktionen verloren geht. Ist der Wirkungsgrad größer als 1 dominieren endotherme Reaktionen. Das den KSR verlassende Synthesegas hat folglich einen höheren Heizwert als der dem KSR zugeführte Kraftstoff. Die Berechnung kann nach Gleichung (9) [37] erfolgen. Die Berechnung beinhaltet dabei neben den zu erwartenden brennbaren Produkten  $\text{H}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{CH}_4$  auch den Anteil der Kohlenwasserstoffe (als Kraftstoff) die den Reformer unverändert verlassen.

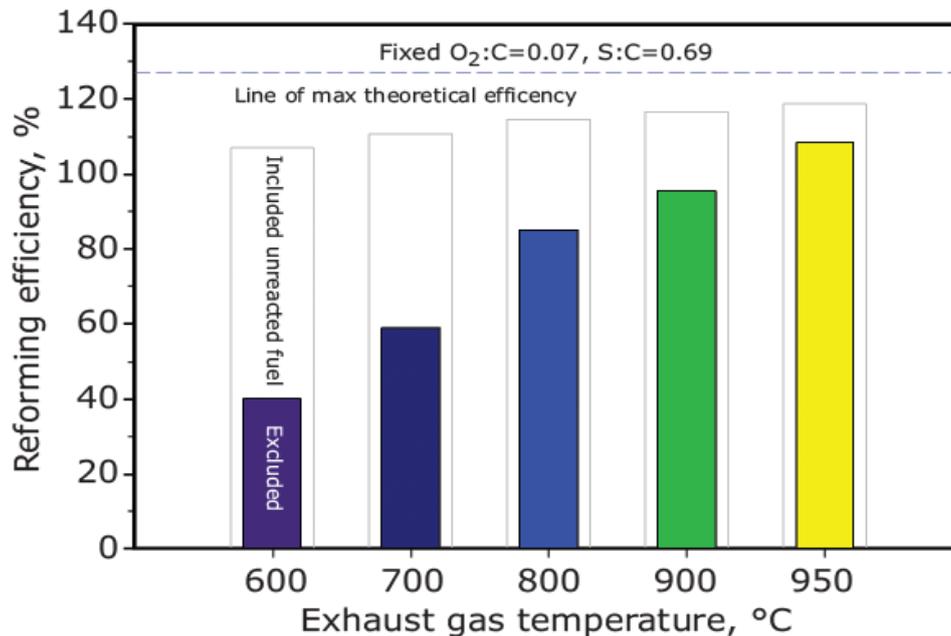
$$\eta_{\text{KSR}} = \frac{(\text{LHV}_{\text{H}_2} * \dot{m}_{\text{H}_2} + \text{LHV}_{\text{CO}} * \dot{m}_{\text{CO}} + \text{LHV}_{\text{CH}_4} * \dot{m}_{\text{CH}_4} + \text{LHV}_{\text{g}} * \dot{m}_{\text{g,out}})}{\text{LHV}_{\text{g}} * \dot{m}_{\text{g,in}}} \quad (9)$$

$\text{LHV}_{\text{g}}$	Unterer Heizwert des eingespritzten Kraftstoffes in MJ/kg
$\text{LHV}_i$	Unterer Heizwert von Komponente i in MJ/kg
$\dot{m}_i$	Massenstrom der Komponente i in kg/s
$\dot{m}_{\text{g,in}}$	Dem Reformer zugeführter Kraftstoffmassenstrom in kg/s
$\dot{m}_{\text{g,out}}$	Massenstrom des Kraftstoffes der Reformer unverändert verlässt in kg/s

Teilweise ist der Reformereffizienzgrad auch als Anteil der umgewandelten Kohlenwasserstoffe definiert. Dabei wird kein Wert auf die Zusammensetzung gelegt. Es wird nur bewertet wie groß der Anteil des umgewandelten Kraftstoffes bezogen auf den gesamt zugeführten Massenstrom ist. Damit wären 100 % das Optimum mit vollständiger Kraftstoffumwandlung. [32]

Wie in den vorangegangenen Abschnitten erwähnt, ist die Konzentration der Synthesegaskomponenten stark temperaturabhängig. Damit wird auch der Wirkungsgrad des Reformers mit der Temperatur schwanken. Basierend auf Reformeruntersuchungen in künstlicher Umgebung (beheizter Ofen) gehen Tsolakis et al. [27] davon aus, dass ein Reformereffizienzgrad auf Basis des unteren Heizwertes von 107 % bei 600°C

erreichbar ist. Bei 950°C soll ein Reformierwirkungsgrad von 119 % möglich sein. Diese so ermittelten Wirkungsgrade sind in Abbildung 10 dargestellt. Dabei stellen die gefüllten Balken den Wirkungsgrad dar, der sich ergeben würde, wenn nur H<sub>2</sub> und CO als Output aus dem Reformer berücksichtigt werden würden. Die grauen Balken geben den Wirkungsgrad analog zu Gleichung (9) an. Die strichlierte Linie gibt den Wert für den theoretisch maximalen Wirkungsgrad basierend auf stöchiometrischem Gleichgewicht mit 127 % an. Dieser liegt nahe an jenem von Martin et al. [32] propagiertem Wert einer Heizwertsteigerung von 28 % bei vollständiger Umwandlung.



**Abbildung 10:** Reformierwirkungsgrad über der Temperatur eines Versuchskatalysators [27]

Als sinnvoll erweist sich die Wirkungsgradberechnung des Reformers über den gesamten Heizwert der erzeugten Synthesegaskomponenten nach dem Reformer, bezogen auf den Heizwert des zugeführten Kraftstoffes zum KSR. In der Literatur ist zum Teil eine Unterscheidung in eine Berechnung unter Berücksichtigung der unverbrannten Kohlenwasserstoffe und eine Berechnung in der nur die Komponenten CO, H<sub>2</sub> und CH<sub>4</sub> betrachtet werden, anzutreffen ist. [27]

## 2.7 Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung (RAGR)

In Abschnitt 2.6 wurden die Funktion sowie der Einsatzbereich eines Kraftstoffreformers genauer beschrieben. Es wurden die wichtigsten Einflussfaktoren für die Umwandlung der Kohlenwasserstoffe zu Reformergaskomponenten beschrieben. Zudem wurde aufgezeigt, wie die Funktion des Kraftstoffreformers bewertet werden kann. Da der KSR in der vorliegenden Arbeit direkt gekoppelt mit einem Ottomotor betrieben wird, werden im folgenden weitere Punkte im Zusammenhang mit dem Einsatz eines Kraftstoffreformers ausgeführt.

Das Konzept der Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung sieht einen Kraftstoffreformer in der AGR-Schleife vor, welcher das Abgas mit  $H_2$ ,  $CO$  und  $CH_4$  anreichert. Dieses Gasgemisch wird in den Ansaugtrakt geleitet und nimmt dort folglich wieder an der innermotorischen Verbrennung teil. Neben der möglichen Heizwertsteigerung der Kraftstoffreformierung und der sich daraus ergebenden Verbrauchsreduktion, bieten  $H_2$  und  $CO$  zusätzliche Vorteile in Bezug auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems.

### 2.7.1 Auswirkungen der RAGR auf die innermotorische Verbrennung

Der Einfluss von  $H_2$  und  $CO$  auf die innermotorische Verbrennung ist Gegenstand mehrerer Untersuchungen. In diversen Arbeiten konnten positive Auswirkungen auf den Variationskoeffizienten (COV) des Mitteldrucks beobachtet werden. Des Weiteren konnte durch die Zugabe dieser Komponenten die AGR-Toleranz für die Verbrennung gesteigert werden. Dies eröffnet wiederum Möglichkeiten zur Optimierung der Verbrennung bei jenen Betriebspunkten, die von höheren AGR-Raten profitieren können. [8, 28, 37, 38] So konnten Tsolakis et al. zeigen, dass durch die Synthesegaskomponenten die AGR-Rate von 17 % auf 26,6 % bei mittleren Lasten erhöht werden konnte. Des Weiteren konnte bei seinen Untersuchungen einer AGR-Rate von 19 % bei 105 Nm und 2100 U/min die Brenndauer (MFB 10-90 %) um 3°KW gegenüber reiner AGR reduziert werden. [37]

Fennel et al. [8] führen an, dass sich durch einen Anstieg von  $H_2$  und  $CO$  im rückgeführten Abgas (Verhältnis 3:1) vor allem die Zündverzugszeit (MFB 0-10 %) gegenüber jener von AGR ohne Reformat reduzieren lässt. Dies wird auf den Umstand zurückgeführt, dass der dominierende Effekt in diesem Bereich die laminare Flammgeschwindigkeit ist, welche bei Wasserstoff deutlich höher ist. Eine Reduktion der Dauer der Hauptverbrennung (MFB 10-90 %) konnte auch beobachtet werden, jedoch ist diese nicht so ausgeprägt. Die Brenndauer mit RAGR liegt immer unter jener mit reiner AGR. Werte auf dem Niveau der Verbrennung ohne Ladungsverdünnung konnten jedoch nie erreicht werden. Bei höheren AGR-Raten konnte eine Stabilisierung der Verbrennung (anhand des COV) durch das Reformergas beobachtet werden. Dies ermöglichte eine höhere AGR-Toleranz von 28 % gegenüber 21 % bei reiner AGR.

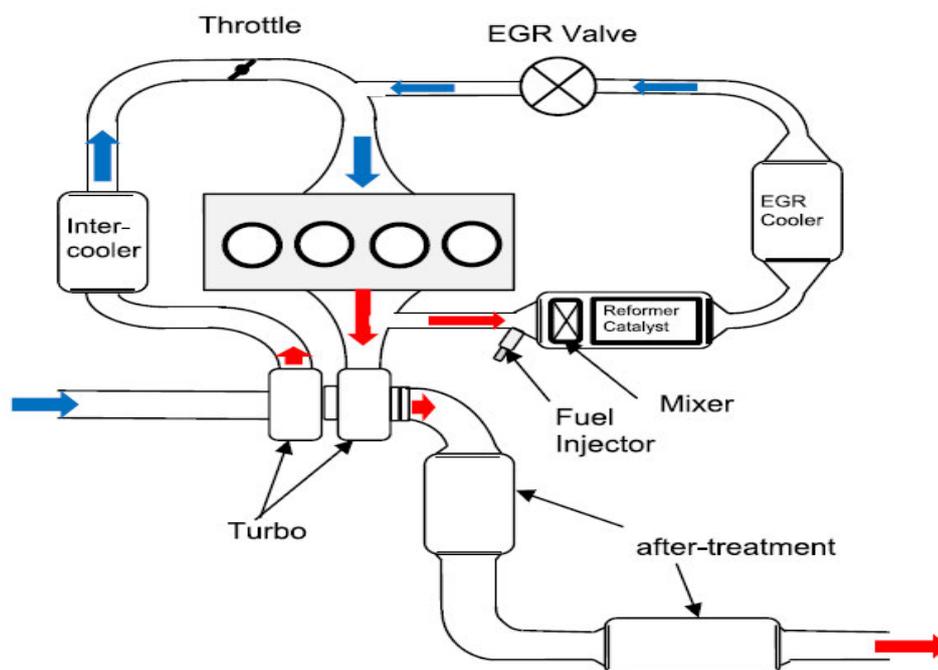
Berechnungen von Ashida et al. [28] konnten ebenfalls zeigen, dass eine Steigerung der laminaren Flammgeschwindigkeit um 18,3 % bei einem Anteil von  $H_2$  von 10 % des gesamten Heizwertes zu erwarten ist.  $CO$  steigert die laminare Flammgeschwindigkeit ebenfalls und  $CH_4$  reduziert diese leicht, wobei die Auswirkungen der beiden zuletzt genannten Komponenten kaum merkbar sein sollten. Untersuchungen an einem Einzylinder-Versuchsmotor konnten zeigen, dass  $H_2$  in der Lage ist die AGR-Toleranz deutlich zu erhöhen. Bei Zugabe von  $CO$  konnte kein solcher Effekt beobachtet werden, obgleich dadurch auch die laminare Flammgeschwindigkeit erhöht wird. Des Weiteren

zeigte sich, dass der Effekt von  $H_2$  dominiert. Es konnten kaum Unterschiede zwischen reinem  $H_2$  und einer Mischung aus  $H_2$ ,  $CO$  und  $CH_4$  bezüglich der AGR-Toleranz festgestellt werden.

Neben der Erhöhung der laminaren Flammgeschwindigkeit durch  $H_2$  werden die Zwischenreaktionen bei der Kraftstoffoxidation durch die höhere Menge an verfügbaren H-Radikalen erleichtert. [38]

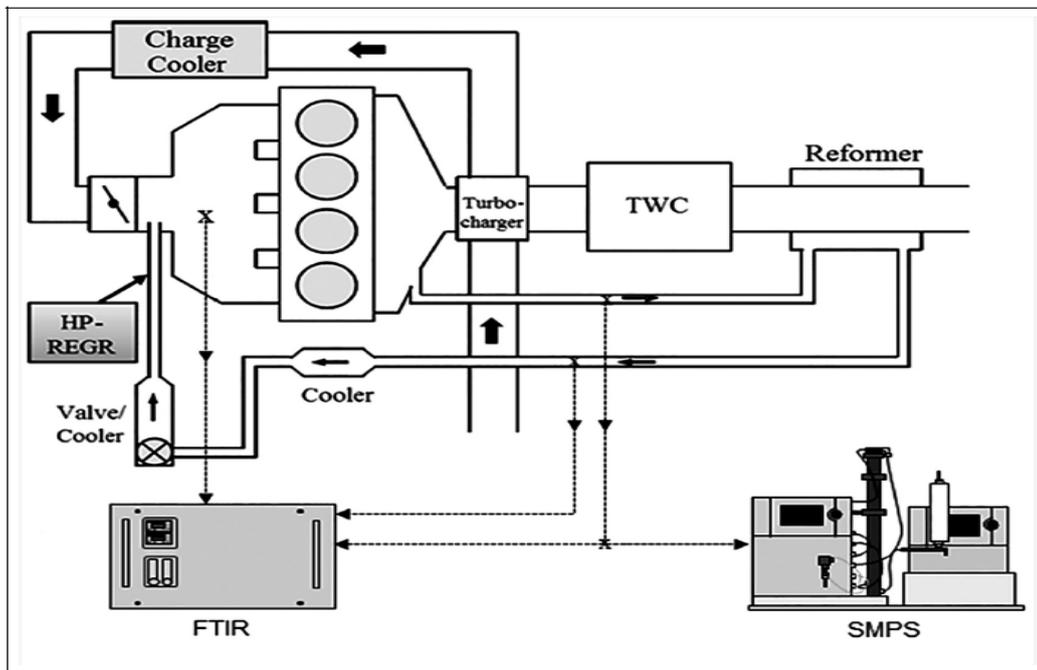
## 2.7.2 Anordnung des Kraftstoffreformers

Die Anordnung des Kraftstoffreformers in der AGR Schleife ist von großer Bedeutung. Die am häufigsten verwendete Art der Abgasrückführung in Kombination mit der Kraftstoffreformierung ist die Hochdruck-AGR. [8, 28, 32, 37] Diese bietet sich aufgrund der Einfachheit und der höheren Temperaturen durch eine Positionierung nahe am Motor an (Abbildung 11). Bei Entnahme des Abgases vor dem Drei-Wege-Katalysator hilft das Rohabgas zudem durch exotherme Reaktionen bei der Erwärmung des KSR. Wegen des notwendigen Druckgefälles zwischen Auslass- und Einlassseite kann es jedoch zu Einschränkungen bei hohen Lastpunkten kommen. Dieser Umstand ist vor allem bei turboaufgeladenen Motoren relevant, da hier bei höheren Lasten im Normalfall kein Druckgefälle in Richtung der Saugrohrseite besteht. Dies ist wohl mit ein Grund, warum sich bisherige Untersuchungen primär auf niedrige und mittlere Lastpunkte beschränkt haben. Mit zunehmendem Abstand vom Motor sinkt die Temperatur des Abgases. Die Temperatur ist jedoch ein treibender Faktor für die Erreichung von hohen Kraftstoffkonversionsraten und damit zur Heizwertsteigerung des eingesetzten Kraftstoffes.



**Abbildung 11:** Aufbau einer RAGR-Strecke in der Konfiguration HD/HD [32]

Bei dem in Abbildung 11 gezeigten Aufbau trägt nur der entnommene Abgasmassenstrom zur Beheizung des KSR bei. Um die gesamte Abgasenergie bei verschiedenen RAGR-Raten zu nutzen, könnte der KSR über einen Wärmetauscher mit dem restlichen Abgasstrang gekoppelt werden (Abbildung 12).



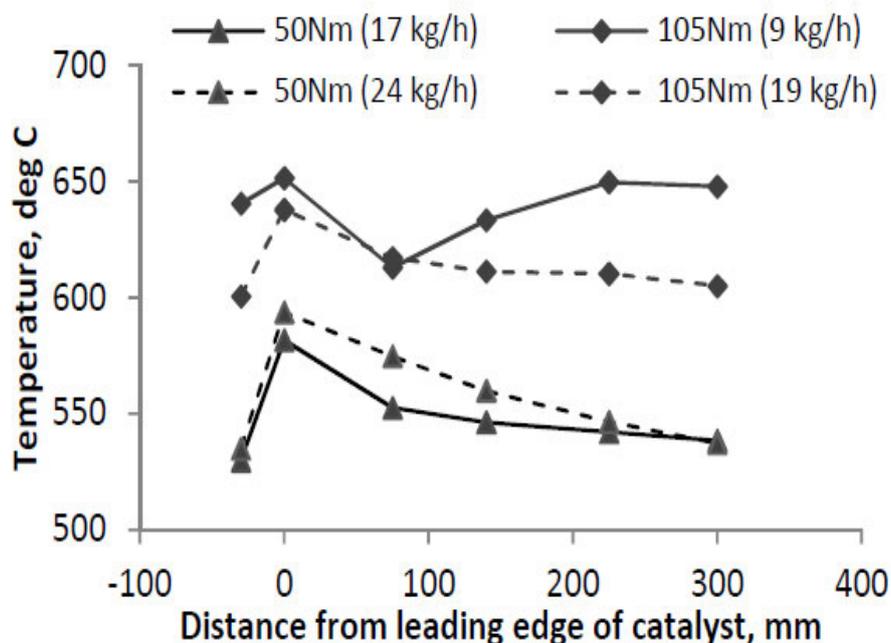
**Abbildung 12:** Versuchsaufbau eines Kraftstoffreformers im Abgasstrang eines Ottomotors mit zusätzlicher Beheizung durch den Gesamtabgasstrom [37]

Die in der vorliegenden Arbeit in Betracht gezogenen Anordnungen sind in Abschnitt 3.6 genauer dargestellt und erläutert.

### 2.7.3 Zusammenspiel von Motor und Kraftstoffreformer

Anhand eines 2L Benzinmotor mit Direkteinspritzung und gekoppeltem Kraftstoffreformer innerhalb einer Hochdruck-AGR Schleife (Abbildung 12) konnten Fennel et al. [29] zeigen, wie sich unterschiedliche Abgasmassenströme und Kraftstoffkonzentrationen auf das Temperaturprofil über den KSR auswirken. Die untersuchten Lastpunkte wurden mit 4 bar pme (50 Nm) bei 3000 U/min und 7,2 bar pme (105 Nm) bei 2100 U/min, mit dem Fokus auf die Abbildung von typischen NEFZ Bereichen, gewählt. Zur Reformierung wurde 1 Vol.% Benzin (bezogen auf den Abgasstrom im Reformer) verwendet. Bei hoher Last und damit höherer Abgastemperatur und geringen RAGR-Raten (9 kg/h) kann ein deutlicher Knick im Temperaturverlauf beobachtet werden. Die Autoren führen dies auf eine vollständige Umwandlung des Kraftstoffs mit anschließender Wiedererwärmung zurück. Dies ist jedoch nur aufgrund der speziellen Bauweise mit im Katalysator integriertem KSR möglich, da hier alle Abgase zur Beheizung des Systems beitragen. Es

ist dadurch anzunehmen, dass der KSR mehr Kraftstoff umwandeln könnte. Der Temperaturanstieg an der Vorderkante des Katalysatorelements kommt durch exotherme Reaktionen des Restsauerstoffes mit dem Kraftstoff zustande. Außerdem weisen die Autoren darauf hin, dass sich der Bereich endothermer Reaktionen mit steigender RAGR-Rate weiter über den Katalysator erstreckt.

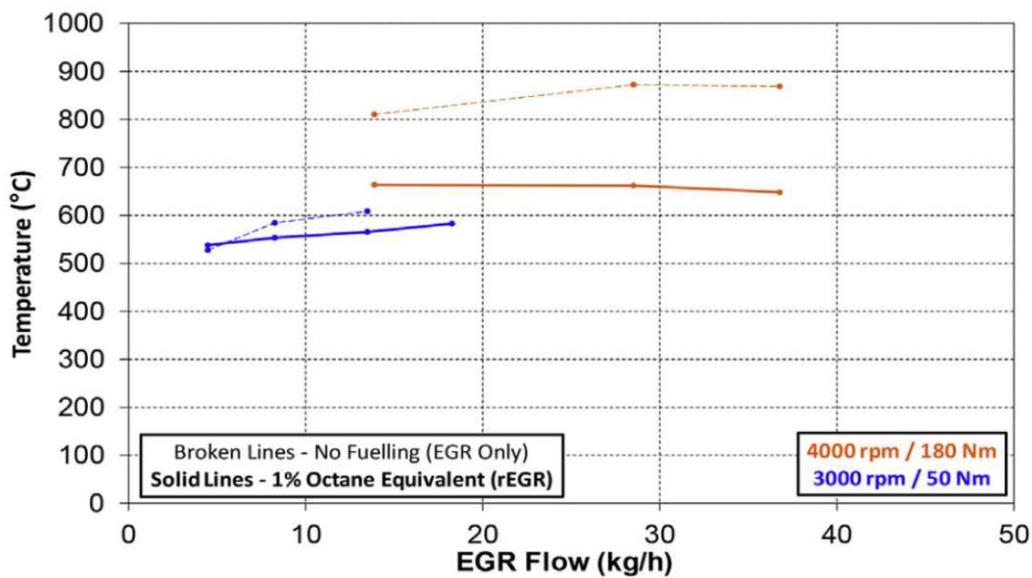


**Abbildung 13:** Temperaturprofil über die Länge eines Kraftstoffreformers bei unterschiedlichen Lastpunkten und AGR-Raten [29]

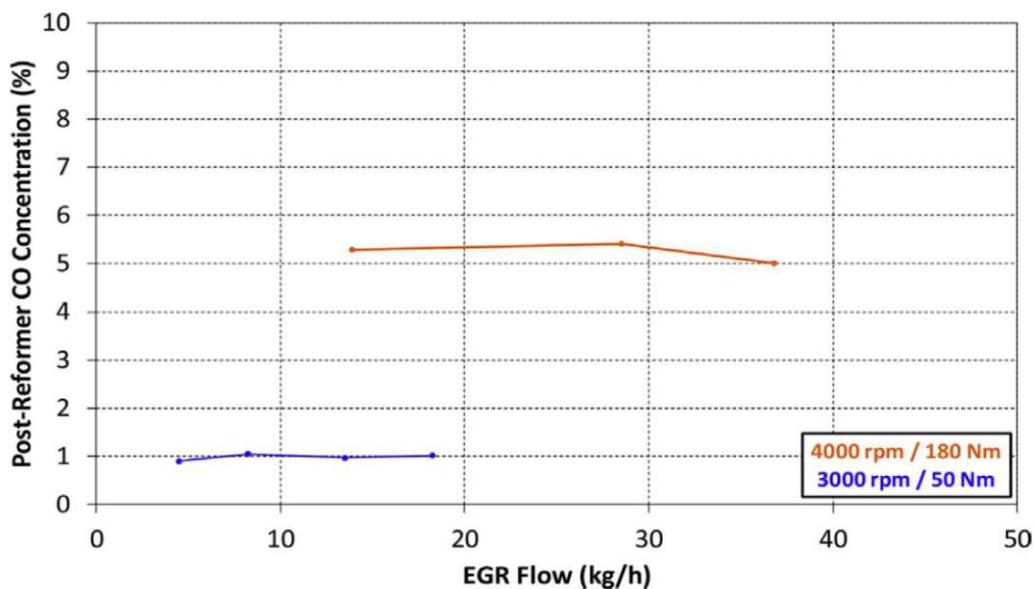
Bei weiterführenden Untersuchungen konnte zudem bei 105 Nm und 2100 U/min mit einer Reformereinlasstemperatur von 615°C ein Reformierwirkungsgrad (siehe Gleichung (9)) von 104 % erreicht werden. Die RAGR-Rate betrug dabei 19 % und es wurde 1 Vol.% Benzin (entspricht 13,9 % des gesamten Kraftstoffes) eingespritzt. Dabei wurden 7,3 Vol.% H<sub>2</sub> und 3,2 Vol.% CO erzeugt. Der Wirkungsgrad des Gesamtsystems konnte um 0,7 % gegenüber reinem AGR-Betrieb gesteigert werden. Die Autoren weisen zudem darauf hin, dass vor allem Betriebspunkte von der Abgasreformierung (auch bei Reformierwirkungsgraden < 1) profitieren, bei denen dadurch höhere AGR-Raten, verbesserte Verbrennungseigenschaften und geringere Drosselverluste ermöglicht werden. [37]

Martin et al. [32] führten Untersuchungen eines Reformerkatalysators an einem 2L Turbo-Benzinmotor durch. Dabei wurde die Reformierfunktion in zwei Lastpunkten untersucht. Ein Lastpunkt bei 180 Nm und 4000 U/min, ein weiterer bei 50 Nm und 3000 U/min. Es wurden beide Lastpunkte mit reiner AGR und mit RAGR untersucht. Die Kraftstoffkonzentration im Abgas lag bei 1 Vol.% Oktan bezogen auf das Abgasvolumen am Kraftstoffreformereintritt. Die bei verschiedenen Abgasmassenströmen aufgenommenen Temperaturniveaus sind in [Abbildung 14](#) dargestellt. Die Messstelle

befindet sich 10 mm nach der Vorderkante des Reformerelements. Aufgrund des großen Temperaturunterschieds zwischen dem Betrieb mit reiner AGR und RAGR bei dem hohen Lastpunkt, ist eine gute endotherme Kraftstoffreformierung zu erwarten. Im Gegenzug zeigt der niedrigere Lastpunkt kaum Zeichen einer effektiven endothermen Reaktion. Dieser Umstand führte zu den erwarteten großen Unterschieden in der CO-Konzentration nach dem KSR (Abbildung 15). Die dabei erwarteten H<sub>2</sub>-Konzentrationen sind ungefähr doppelt so hoch. Bei höheren Abgasmassenströme konnte zudem eine Reduktion der Kraftstoffumwandlungsrate beobachtet werden. Diese wurde durch die Messung der Kohlenwasserstoffe vor und nach dem Reformerkatalysator bestimmt. Als Grund führen die Autoren die erhöhte Raumgeschwindigkeit und die damit verkürzte Kontaktzeit mit dem Reformerkatalysator an.



**Abbildung 14:** Temperaturen am Reformerkatalysator mit (durchgezogene Linie) und ohne (strichlierte Linie) Kraftstoffeinspritzung in den KSR [32]



**Abbildung 15:** CO-Konzentration nach dem Kraftstoffreformer abhängig von Betriebspunkt und RAGR-Rate [32]

Des Weiteren wird darauf hingewiesen, dass durch die Kraftstoffreformierung die AGR-Toleranz erhöht werden kann. Dies führt zu gesteigerten RAGR-Raten, die damit ermöglichen, dass ein größerer Teil des Kraftstoffes über den KSR geführt werden kann. Der Heizwertvorteil wird dadurch erhöht, vorausgesetzt der Wirkungsgrad des KSR ist größer als 1. Die sinkenden Umwandlungsraten mit höheren AGR-Massenströmen stellen hierbei ein mögliches Hemmnis dar. Bei einer Kraftstoffkonversionsrate von ungefähr 75 % konnten 8 % des gesamten Kraftstoffes über den KSR geführt werden. Dabei wurde der spezifische Kraftstoffverbrauch im Vergleich zum Betrieb mit reiner AGR um 1 % gesenkt. [32]

Für den erfolgreichen Einsatz eines Kraftstoffreformers in der AGR-Schleife eines Ottomotors sind wie erwähnt möglichst hohe Temperaturen über einen großen Betriebsbereich erwünscht. Im Zusammenhang mit der Gesetzgebung der letzten Jahre und aus fertigungstechnischen Gründen werden jedoch immer mehr Motoren mit in den Zylinderkopf integrierten Abgaskrümmern ausgeführt. Diese Entwicklung trägt zwar wesentlich zur Reduktion der Abgasspitzentemperaturen bei, um eine Anreicherung nahe der Volllast zum Bauteilschutz zu vermeiden, ist jedoch aus dem Blickpunkt der Kraftstoffreformer-Integration in den Abgasstrang kontraproduktiv. Zudem lässt sich durch den Einsatz der Abgasrückführung beim Ottomotor die Temperatur des Abgases ebenfalls wirksam reduzieren, wodurch diese Maßnahme an Bedeutung verlieren sollte.

#### **2.7.4 Potential zur Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems**

Das Potential zur Wirkungsgradsteigerung durch Einbindung eines KSR in das AGR-System ist von mehreren Faktoren abhängig. Zum einen wird die Wirksamkeit der Maßnahme wesentlich durch den Wirkungsgrad des Kraftstoffreformers beeinflusst. Dieser wird neben der Temperatur aber auch durch das verfügbare Abgas und damit stark durch die AGR-Raten beschränkt. Höhere AGR-Raten ermöglichen höhere Kraftstoffmassenströme über den KSR und damit erhöhten Reformergasgehalt im Saugrohr und Zylinder. Die Steigerung der AGR-Rate führt jedoch auch zu einer Reduktion der Abgastemperaturen. Damit verbunden ist wiederum eine Abnahme der Reformereffizienz.

Existieren im Betrieb Lastpunkte, die wegen der Verbrennungsstabilität keine weitere Steigerung der AGR-Rate zulassen, bietet die Zugabe von Reformergas eine Möglichkeit diese Grenze zu erweitern. Dies kann gerade im angedrosselten Betrieb eine weitere Maßnahme zur Entdrosselung und Steigerung des Wirkungsgrades sein.

Die Zugabe von Reformergas bei AGR führt zu einer verkürzten Brenndauer im Vergleich zu reinem AGR-Betrieb. Eine schnellere Verbrennung sollte sich demnach ebenso positiv auf den Gesamtwirkungsgrad auswirken.

Kann bei klopflimitierten Lastpunkten eine spät Stellung der Zündung durch höhere AGR-Raten verhindert werden, so kann die Zugabe von Reformergas hier ebenso zu einer Steigerung des Wirkungsgrades beitragen. Die RAGR ermöglicht somit die Vorteile der AGR bei gleichzeitiger Reduzierung der Nachteile, wie verlangsamte Verbrennung, zu kombinieren.

## 3 Methodik

### 3.1 Versuchsträger

Beim zugrunde liegenden Motor handelt es sich um einen 1,5 l TSI Motor der Baureihe EA211<sub>evo</sub> mit einer Nennleistung von 96 kW, VTG-Abgasturbolader und Kolben mit erhöhtem Verdichtungsverhältnis von 13,5:1. Des Weiteren verfügt das Aggregat über Phasensteller an Ein- und Auslassnockenwelle und wird über das gesamte Basiskennfeld in einem ausgeprägten Millerzyklus betrieben.

**Tabelle 2:** Motorkenndaten

Zylinderzahl	4
Nennleistung	96 kW
Nennmoment	200 Nm
Hubraum	1498 cm <sup>3</sup>
Verdichtungsverhältnis	13,5:1
Abgasturbolader	VTG

### 3.2 Kühlkreislauf

Der standardmäßige Kühlkreislauf wurde um einen AGR-Kühler und die Kühlung des Reformereinjektors erweitert. Der Reformereinjektor wird dabei mit dem Rücklauf des AGR-Kühlers gekühlt.

### 3.3 Kraftstoffsystem

Die Kraftstoffversorgung wird über eine Kraftstoffwaage (AVL fuel mass flow meter 7351 ST) und Kraftstoffkonditionierung (AVL fuel temperature control 753C) gewährleistet. Zur Bestimmung des Kraftstoffanteils, der über den Reformer zugeführt wird, wurde zusätzlich zur Kraftstoffwaage ein Coriolis-Massendurchflussmesser vom Typ SITRANS FC MASS 2100 vor dem Injektor des Reformers installiert.

### 3.4 Messtechnik

Für die Messung und Analyse der Motorparameter wurden eine Vielzahl an Sensoren und Messgeräten appliziert (siehe Abbildung 17 bis Abbildung 19). Die dabei verwendeten Elemente sind Typ K Thermoelemente (NiCr-Ni), piezoresistive Drucksensoren der Fa. Keller, sowie Breitband-Lambdasonden vor dem KAT.

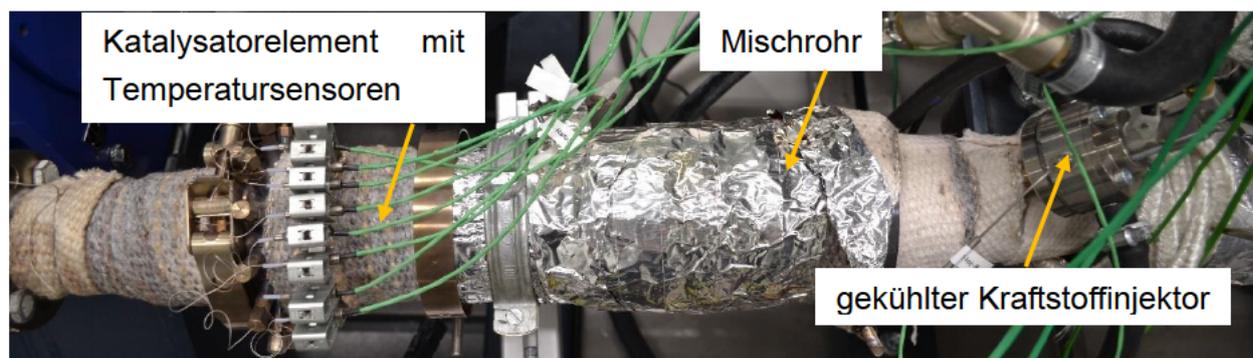
Zur Messung der Rohemissionen vor KAT, der CO<sub>2</sub>-Konzentrationen im Saugrohr sowie der Abgaszusammensetzung nach dem Kraftstoffreformer, wurden die in Tabelle 3 angegebenen Messsysteme verwendet.

**Tabelle 3:** Abgasmessgeräte mit Messprinzip für die Abgaskomponenten

Emissionen	Messgerät	Messprinzip
O <sub>2</sub>	Siemens Oxymat 6	Magnos System
CO <sub>2</sub>	Siemens Ultramat 6	Ultrarot – Absorption
CO	Siemens Ultramat 6	Ultrarot – Absorption
NO <sub>x</sub>	ECO Physics – CLD 700 ELH	Chemolumineszenz
HC	TESTA – FID 120 – Modul	Flammenionisation
H <sub>2</sub>	Rosemount Analytical NGA 2000	Wärmeleitfähigkeit
CH <sub>4</sub>	Rosemount Analytical NGA 2000	Infrarot - Absorption

### 3.5 Kraftstoffreformer

Der verwendete Kraftstoffreformer (Abbildung 16) besteht aus einem 80 mm langen Katalysatorelement. Dieses ist mit acht Thermoelementen, die längs des Bricks in Abständen von 10 mm angebracht sind, ausgestattet. Der Katalysator selbst ist in ein Edelstahlrohr eingesetzt. Vor dem Katalysator befindet sich der Kraftstoffinjektor, der über ein Mischrohr mit dem Katalysatorelement verbunden ist. Der gesamte Abgasstrang wurde isoliert, um die Wärmeverluste auf ein möglichst geringes Maß zu beschränken.



**Abbildung 16:** Kraftstoffreformer und Kraftstoffinjektor

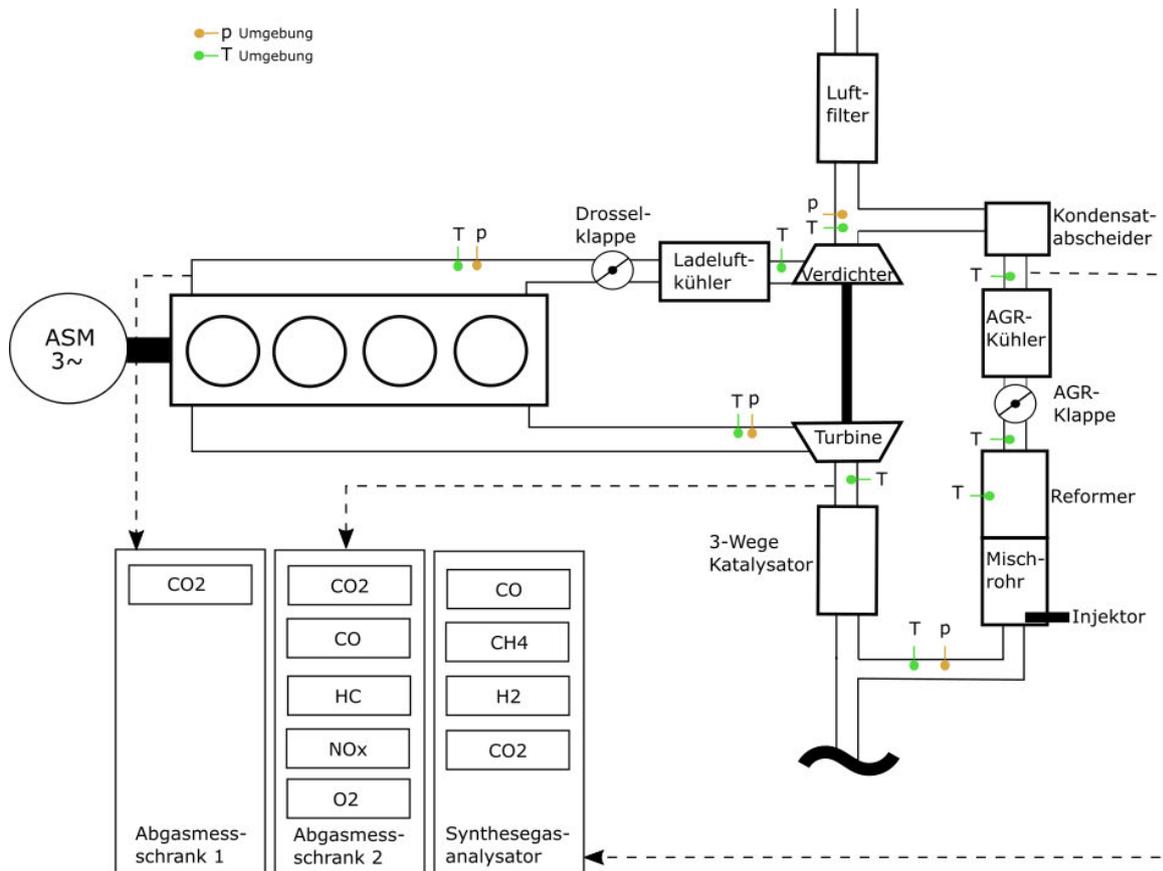
## 3.6 RAGR Schleife

Im folgenden Abschnitt ist der schematische Aufbau mit den relevanten Komponenten dargestellt. Für die Untersuchungen wurde der Prüfstand in den Konfigurationen ND-Entnahme/ND-Rückführung, HD-Entnahme/ND-Rückführung und HD-Entnahme/HD-Rückführung betrieben.

### 3.6.1 Niederdruck/Niederdruck – RAGR

In Abbildung 17 ist der schematische Prüfsandaufbau in ND-Entnahme/ND-Rückführung dargestellt. Die Entnahme des Abgases erfolgt nach dem 3-Wege Katalysator. Dem Abgas wird vor dem Mischrohr Kraftstoff über eine Einspritzdüse beigemischt und anschließend dem Reformerkatalysator zugeführt. Nach dem Kraftstoffreformer befindet sich die AGR-Klappe mit anschließendem AGR-Kühler. Zwischen AGR-Kühler und Verdichter befindet sich ein Kondensatabscheider. Dieser ist notwendig, um eine Beschädigung des Verdichters durch Tropfenschlag zu verhindern. Über den Verdichter mit nachgeschaltetem Ladeluftkühler wird schließlich das Gemisch aus Frischluft, Abgas und Synthesegas dem Saugrohr zugeführt.

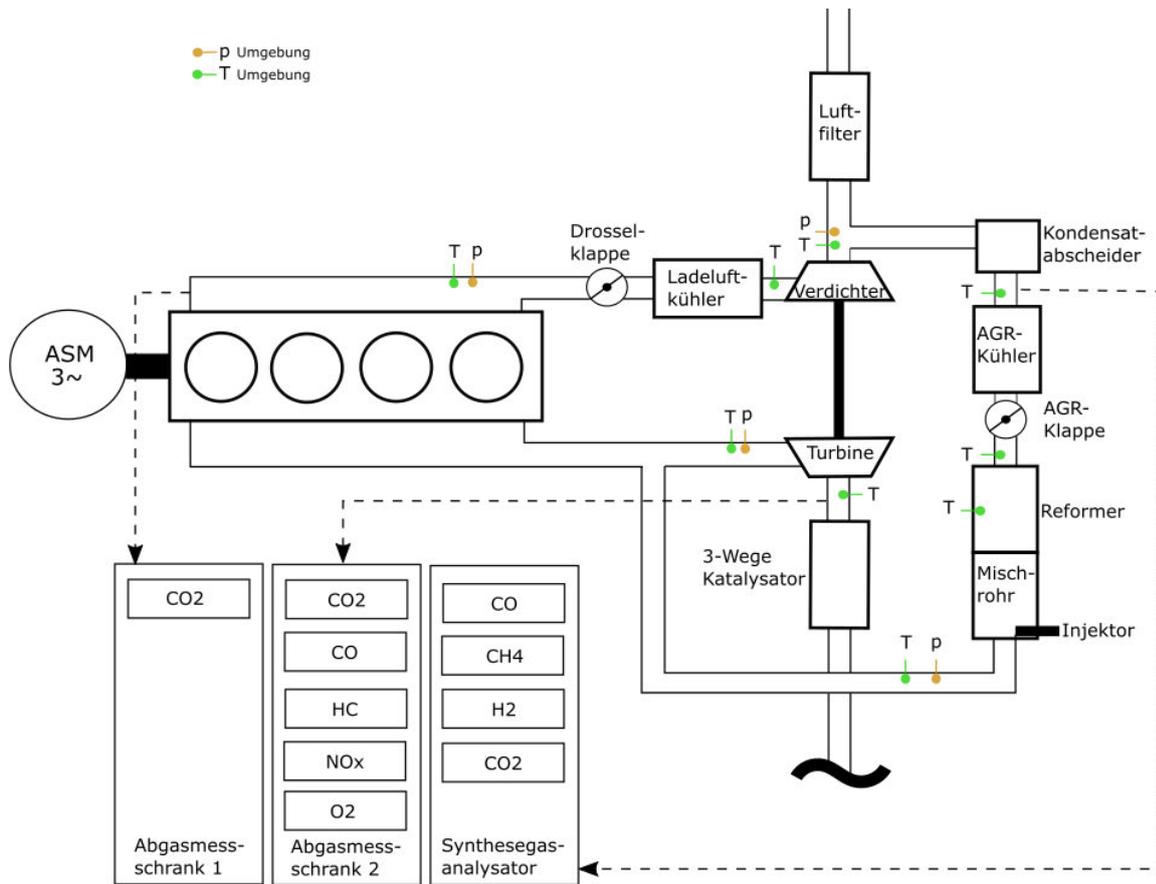
Vorteil dieser Ausführung ist die zu jedem Zeitpunkt ausreichende Bereitstellung des Abgasmassenstromes für den Abgasturbolader, sowie die hohen erreichbaren AGR-Raten bei höheren Lastpunkten. Die Anordnung ist nicht durch das Druckverhältnis vor ATL und dem Saugrohr begrenzt. Daher kann der Motor unverändert mit Miller Steuerzeiten betrieben werden. Der Nachteil liegt vor allem in den niedrigeren Abgastemperaturen vor und im Kraftstoffreformer, da über die Turbine des Turboladers entsprechend Enthalpie abgebaut wird und der Weg des Abgases relativ lange ausfällt. Zudem verhindert die Entnahme des Abgases nach dem 3-Wege-Katalysator eine Erwärmung des KSR durch exotherme Reaktionen des Rohabgases. Außerdem besteht die Möglichkeit, dass im Kondensatabscheider mit dem Kondensat auch brennbare Komponenten wie unkonvertierte HCs abgeschieden werden.



**Abbildung 17:** Schematischer Prüfstands Aufbau mit ND-Entnahme und ND-Rückführung der Abgase

### 3.6.2 Hochdruck/Niederdruck – RAGR

Der in [Abbildung 18](#) dargestellte schematische Prüfstands Aufbau der Hochdruck-Entnahme mit Niederdruck-Rückführung des Abgasmassenstromes bietet hinsichtlich der Eignung für die Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung einige Vorteile. Hier sind der kürzere Weg bis zum Kraftstoffreformer, die höheren erreichbaren Temperaturen in diesem und die zumindest theoretische Möglichkeit der unveränderten Nutzung des Miller Prozess wie bei der ND/ND-Anordnung zu nennen. Da bei dieser Anordnung jedoch ein Teil des Abgasmassenstroms vor der Turbine des Abgasturboladers entnommen wird und dieser Abgasmassenstrom zudem zusätzlich über den Verdichter zurückgeführt wird ergibt sich eine höhere nötige Verdichterleistung bei gleichzeitig reduzierter Antriebsleistungsbereitstellung durch die Turbine. Dies führt zu einer Begrenzung der erreichbaren Ladedrücke und damit einer Einschränkung der realisierbaren AGR-Raten respektive Mitteldrücke. Die Reformerstrecke ist im Vergleich zur [Abbildung 17](#) abgesehen von der Abgasentnahmestelle unverändert.



**Abbildung 18:** Schematischer Prüfstands Aufbau mit HD-Entnahme und ND-Rückführung der Abgase

### 3.6.3 Hochdruck/Hochdruck – RAGR

Die in [Abbildung 19](#) dargestellte Form der Abgasrückführung mit Hochdruck Entnahme und Rückführung direkt in das Saugrohr ist jene die in der Literatur am häufigsten anzutreffen ist. [32, 36] Hierbei wird der Abgasmassenstrom für die AGR-Schleife vor der Turbine des ATL entnommen, über den ansonsten unveränderten Aufbau der Reformerstrecke geleitet und anschließend direkt in das Saugrohr des Motors zugeführt. Hierbei wurde auf den Kondensatabscheider verzichtet, da durch etwaige Kondensattropfen keine Bauteile beschädigt werden können. Zudem wurde eine Umschaltbox für die Abgasentnahme installiert, um die Komponenten des Abgases nach dem KSR dem Abgasmessschrank zuzuführen. Dies ermöglichte die Messung unverbrannter Kohlenwasserstoffe, sowie eine Datenerfassung der CO-Konzentration. Vorteil dieser Anordnung ist hier ebenfalls der kürzere Weg und die höheren Temperaturen im Reformer im Vergleich zur Niederdruck-Entnahme des Abgases. Wesentlicher Punkt dieser Anordnung ist jedoch, dass für die Funktion ein Druckgefälle von der Abgasseite vor der Turbine zum Saugrohr notwendig ist. Dies ist vor allem für niedrige Lastpunkte, in welchen der Motor als Saugmotor arbeitet der Fall. Für hohe Lastpunkte wird damit die Abgasrückführung erschwert.

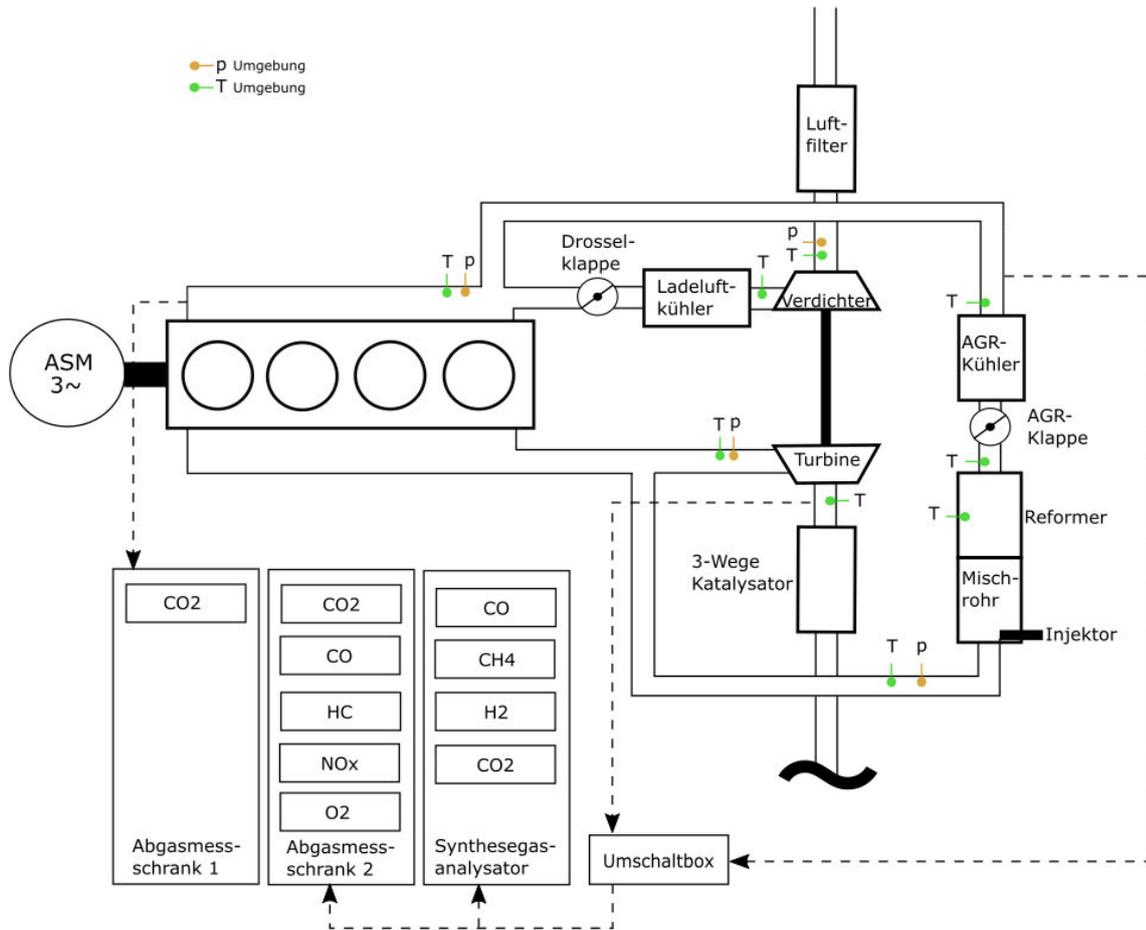


Abbildung 19: Schematischer Prüfstands Aufbau mit HD-Entnahme und HD-Rückführung

### 3.7 Berechnung des Reformerwirkungsgrades

Der Wirkungsgrad über den Kraftstoffreformer ergibt sich nach Gleichung (9) unter Berücksichtigung der gesamten Heizwerte inklusive der unverbrannten Kohlenwasserstoffe. Die für die Reformerwirkungsgradberechnung in dieser Arbeit verwendete Formel ist in Gleichung (10) angeführt. Hierbei wird der mit dem Reformergas abgeführte Heizwert, dem durch den Kraftstoff zugeführten Heizwert gegenübergestellt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Rohabgase der innermotorische Verbrennung wegen des stöchiometrischen Betriebs des Motors am Reformer mit dem Restsauerstoff reagieren. Dadurch tragen sie zwar zu einer Erwärmung des Reformerkatalysators bei, erhöhen den Heizwert des Reformergases jedoch nicht.

$$\eta_{\text{KSR}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}} * Hu_{\text{CO}} + \dot{m}_{\text{H}_2} * Hu_{\text{H}_2} + (\dot{m}_{\text{HC}} - \dot{m}_{\text{CH}_4}) * Hu_{\text{KS}} + \dot{m}_{\text{CH}_4} * Hu_{\text{CH}_4}}{\dot{m}_{\text{KS\_Refo}} * Hu_{\text{KS}}} \quad (10)$$

$\dot{m}_{\text{CO}}$  CO-Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer

$\dot{m}_{\text{H}_2}$  H<sub>2</sub>-Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer

$\dot{m}_{\text{CH}_4}$	CH <sub>4</sub> -Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer
$\dot{m}_{\text{HC}}$	HC-Massenstrom nach dem Kraftstoffreformer
$\dot{m}_{\text{KS\_Refo}}$	Kraftstoffmassenstrom zum Kraftstoffreformer
$H_{\text{uCO}}$	Heizwert Kohlenmonoxid
$H_{\text{uH}_2}$	Heizwert Wasserstoff
$H_{\text{uCH}_4}$	Heizwert Methan
$H_{\text{uKS}}$	Heizwert Kraftstoff (ROZ95)

Die Berechnung der dafür notwendigen Massenströme sind im Folgenden beschrieben. Die Stoffwerte der bei der Kraftstoffreformierung teilnehmenden und entstehenden Stoffe sind in Tabelle 4 angeführt.

**Tabelle 4:** Stoffeigenschaften der Reformergaskomponenten [34, 39]

Komponente	Heizwert (MJ/kg)	Molmasse <sup>3</sup> (kg/kmol)
N <sub>2</sub>	-	28,0134
O <sub>2</sub>	-	31,999
CO <sub>2</sub>	-	44,0098
H <sub>2</sub> O	-	18,015
H <sub>2</sub>	120	2,0158
CO	10,104	28,0104
CH <sub>4</sub>	50	16,0427
Benzin	41,746	97,744
HC	41,746	13,96

Der verwendete Ottokraftstoff setzt sich aus 13,5 m% Wasserstoff, 85,5 m% Kohlenstoff und 0,4 m% Sauerstoff zusammen. Mit den in Tabelle 4 angeführten Molmassen, kann daraus der Stoffmengenanteil der Komponenten des Kraftstoffes ermittelt werden. Dies ist exemplarisch für eine Komponente in Gleichung (11) dargestellt.

$$v_{\text{iKS}} = \frac{\frac{x_i}{M_i}}{\frac{x_{\text{H}}}{M_{\text{H}}} + \frac{x_{\text{C}}}{M_{\text{C}}} + \frac{x_{\text{O}}}{M_{\text{O}}}} \quad (11)$$

$v_{\text{iKS}}$	Stoffmengenanteil der Komponente i im Kraftstoff
$x_i$	Massenanteil der Komponente i im Kraftstoff
$x_{\text{H}}$	Massenanteil Wasserstoff im Kraftstoff
$x_{\text{C}}$	Massenanteil Kohlenstoff im Kraftstoff
$x_{\text{O}}$	Massenanteil Sauerstoff im Kraftstoff
$M_i$	Molmasse der Komponente i

<sup>3</sup> Bei 0°C und 1,01325 bar

$M_H$	Molmasse von Wasserstoff
$M_C$	Molmasse von Kohlenstoff
$M_O$	Molmasse von Sauerstoff

Mit den berechneten Stoffmengenanteilen des Kraftstoffs lässt sich der verwendete Kraftstoff auch als  $C_7H_{13.17}O_{0.025}$  schreiben. Damit kann die Molmasse des vorliegenden Kraftstoffes mit Gleichung (12) [34] berechnet werden.

$$M_{KS} = H_{KS} * M_H + C_{KS} * M_C + O_{KS} * M_O \quad (12)$$

$M_{KS}$	Molmasse des Kraftstoffes
$H_{KS}$	Mol H pro Mol Kraftstoff
$C_{KS}$	Mol C pro Mol Kraftstoff
$O_{KS}$	Mol O pro Mol Kraftstoff

Aus den gemessenen Gaskomponenten kann die durchschnittliche Molmasse des Reformergases (Gleichung (13)) berechnet werden. Die Konzentrationen der Gaskomponenten mit Ausnahme von  $H_2O$  und  $N_2$  wurden direkt gemessen. Der Wassergehalt wurde durch die Auswertung der Abgase vor dem Katalysator berechnet. Stickstoff stellt die Residualgröße der Konzentrationen dar.

$$M_{RG} = v_{H_2O} * M_{H_2O} + v_{CO_2} * M_{CO_2} + v_{CO} * M_{CO} + v_{H_2} * M_{H_2} + v_{HC} * M_{HC} + v_{N_2} * M_{N_2} \quad (13)$$

$v_i$	Konzentration der Komponente i im Reformergas
$M_i$	Molmasse der Komponente i

Die notwendigen Massenströme für die Reformierwirkungsgradberechnung werden aus den gemessenen Konzentrationen nach dem KSR sowie dem Verhältnis der Molmassen nach Gleichung (15) berechnet. Bei gegebenem Kraftstoffmassenstrom über den Reformier kann des Weiteren das aktuelle S/C-Verhältnis nach Gleichung (18) mit Hilfe der Gleichungen (16) und (17) berechnet werden.

$$\dot{m}_{RAGR} = AGR * \dot{m}_{Abg} + \dot{m}_{KS\_KSR} \quad (14)$$

$$\dot{m}_{i\_RG} = v_i * \frac{M_i}{M_{RG}} * \dot{m}_{RAGR} \quad (15)$$

$$\dot{n}_{AGR} = \frac{\dot{m}_{AGR}}{M_{Abg}} \quad (16)$$

$$\dot{n}_{\text{KS\_Refo}} = \frac{\dot{m}_{\text{KS\_KSR}}}{M_{\text{KS}}} \quad (17)$$

$$\frac{S}{C} = \frac{v_{\text{H}_2\text{O}} * \dot{n}_{\text{AGR}}}{C_{\text{KS}} * \dot{n}_{\text{KS\_KSR}}} \quad (18)$$

$\dot{m}_{\text{AGR}}$	Massenstrom in AGR-Schleife
$\dot{m}_{\text{Abg}}$	Massenstrom vom gesamten Abgas
$\dot{m}_{\text{KS\_KSR}}$	Massenstrom vom Kraftstoff über Reformereinjektor
AGR	AGR-Rate
$M_{\text{Abg}}$	Molmasse des Abgases
$\dot{n}_{\text{AGR}}$	Stoffmengenstrom in AGR-Schleife
$\dot{n}_{\text{KS\_KSR}}$	Stoffmengenstrom über Reformereinjektor
$v_{\text{H}_2\text{O}}$	Stoffmengenanteil von H <sub>2</sub> O im Abgas

Da einige Messgeräte die Gaskomponenten trocken messen ist eine Korrektur mit dem Wassergehalt des Gases notwendig. [34] Es sei an dieser Stelle erwähnt, dass aufgrund der Reaktionen im Kraftstoffreformer ein Teil des Wassers durch Dampfreformierung aufgebraucht wird. Der Wassergehalt im Abgas wird jedoch nicht gemessen. Daher wird mit steigendem Anteil der Reformergaskomponenten die Korrektur der Gaskonzentrationen etwas konservativer. Denn diese basiert auf der Annahme eines konstanten Wasserdampfgehalts im Abgas. Sinkt der Wasserdampfgehalt im Reformergas wird dieser somit etwas überproportional berücksichtigt. Damit wird die Wirkungsgradberechnung des Reformers etwas konservativer. Mit den korrigierten Gaskonzentrationen kann der Reformierwirkungsgrad nach Gleichung (10) berechnet werden.

### 3.8 Betriebspunkte und Messdurchführung

Mit dem Ziel der Erreichung eines maximalen Wirkungsgrades wurde der Versuchsträger zunächst in der Konfiguration ND-Entnahme mit ND-Rückführung mit KSR in Betrieb genommen. In dieser Konfiguration konnten im AGR-Betrieb die besten Ergebnisse hinsichtlich des Wirkungsgrades erreicht werden. Die Herausforderung dabei stellte die Temperaturerreichung in Kraftstoffreformer dar. Bei ersten Versuchen im optimalen Betriebsbereich konnten lediglich Temperaturen von 450°C bis 500°C erreicht werden. Untersuchungen an ähnlichen Katalysatoren haben jedoch gezeigt, dass für Umwandlungsprozesse zur Erzeugung von H<sub>2</sub> und CO im Reformer, Temperaturen über 600°C erforderlich sind. [32]

Wegen der geringen Temperaturen im Kraftstoffreformer war die erste Priorität eine Reduzierung der Wärmeverluste im Abgasstrang. Durch zusätzliche Isoliermaßnahmen

am Abgasstrang und der AGR-Schleife wurde die hohe gemessene Temperaturdifferenz des Abgases zwischen Turbineneintritt und Reformereintritt reduziert.

Es wurden Versuche bei hohen Lastpunkten von 12 bar, 14 bar und 15 bar Mitteldruck bei 3250 U/min, 3750 U/min und 4000 U/min durchgeführt. Die AGR-Raten lagen dabei im Bereich von 0 bis 16 %. Die eingespritzte Kraftstoffmenge über den Kraftstoffreformer wurde variiert. Die gemessenen stationären Punkte sind in Tabelle 5 wiedergegeben.

**Tabelle 5:** Gemessene stationäre Lastpunkte für ND/ND Konfiguration

Drehzahl (U/min)	Mitteldruck (bar)	RAGR-Rate (%)
3250	12	15
	14	16
3750		5
	15	10
		15
4000	15	10

Die Variante der HD-Entnahme mit ND-Rückführung stellt wie in 3.6.2 beschrieben eine vielversprechende Variante hinsichtlich möglicher Betriebspunkte mit hoher AGR-Rate bei gleichzeitig möglichst hoher Temperatur am KSR dar. Bei der Applikation und Erprobung dieser Anordnung stellte sich jedoch heraus, dass die notwendigen Ladedrücke bei höheren AGR-Raten nicht erreicht werden können. Die Temperaturen am KSR lagen jedoch um etwa 100°C über jenen der ND-Entnahme bei gleicher AGR-Rate. Die Limitierung hinsichtlich der erreichbaren Last führte dazu, dass in dieser Konfiguration kein Betrieb im angestrebten Kennfeldbereich möglich war. Den limitierenden Faktor stellte hierbei der Abgasturbolader dar. Daher wurde diese Konfiguration für das vorliegende Setup ausgeschlossen.

Sowohl die Niederdruck- als auch die Hochdruck-Entnahme mit ND-Rückführung des Abgases haben einen entscheidenden Nachteil hinsichtlich des Betriebs bei unvollständiger Kraftstoffkonvertierung. Durch den notwendigen Kondensatabscheider besteht die Möglichkeit nicht konvertierte HCs gemeinsam mit dem Kondensat vor dem Verdichter abzuscheiden. Die Konsequenz daraus wäre ein Verlust an Kraftstoff und ein damit verbundener höherer Kraftstoffverbrauch des Versuchsträgers. Das Auskondensieren von Kraftstoff über den Kondensatabscheider konnte durch Treibstoffgeruch im Kondensat bestätigt werden. Bei geringerer Kühlung des Abgases kann zwar das Kondensieren vor dem Verdichter verhindert werden, es erhöht sich dadurch jedoch der Volumenstrom über den Verdichter. Zudem kann es zu einer Kondensation im Ladeluftkühler kommen. Wird die Ansaugluft weniger stark gekühlt hat dies jedenfalls negative Auswirkungen auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

Während der Betrieb in der Niederdruckanordnung ohne Einschränkungen hinsichtlich der Steuerzeiten des Motors möglich ist, macht der Einsatz des KSR als Hochdruck RAGR eine Anpassung unabdingbar. Um eine Druckdifferenz für die Abgasrückführung in hohen Lastpunkten zu ermöglichen wurden die Basissteuerzeiten (Millerzyklus) auf ein späteres Einlass schließen kurz vor UT geändert. Dies hatte Wirkungsgradeinbußen zur Folge, war jedoch auf Grund der Druckverhältnisse, um eine Funktion des Aufbaus und damit Untersuchungen des Kraftstoffreformers zu ermöglichen, notwendig. Die RAGR-Raten konnten in den meisten Fällen jedoch nicht über 10 % gesteigert werden. Dazu trägt auch die Ausführung des Abgasturboladers als VTG-Turbolader bei, da dieser den Abgasgedruck weiter reduziert. Dies ist hinsichtlich der notwendigen Druckdifferenz kontraproduktiv.

Zur Untersuchung der Funktion des Kraftstoffreformers wurde bei festgelegtem Lastpunkt und unveränderter AGR-Rate die eingespritzte Kraftstoffmenge über den Reformer variiert, wobei die gesamte zugeführte Kraftstoffmasse zum Motor entsprechend konstant für  $\lambda=1$  war. Die stationären Lastpunkte wurden bei 3750 U/min, sowie ein Messpunkt bei 4500 U/min mit unterschiedlichen AGR-Raten aufgenommen. Zudem wurden einige Punkte mit zusätzlicher Wassereinspritzung ins Saugrohr vermessen, um die Auswirkungen von zusätzlich verfügbarem Wasser in der AGR-Schleife beurteilen zu können. Die H<sub>2</sub>O-Rate bezieht sich auf den gesamten Kraftstoffmassenstrom. Die so ermittelten stationären Betriebspunkte sind in Tabelle 6 aufgelistet.

**Tabelle 6:** Gemessene stationäre Lastpunkte in HD/HD-Konfiguration

Drehzahl (U/min)	Mitteldruck (bar)	AGR-Rate (%)	H2O-Rate (%)
3750	9,5	5	5
		10	0
		15	5
		20	0
		20	0
	11,5	5	0
		10	0
		10,3	0
		15	0
		19,5	0
	13,5	5	0
		5	5
		20	40
		40	20
		9,5	20
4500	14,5	10	0
		10	5
		5,5	40
		12,5	0
		12,5	0

Abschließend wurde bei einigen definierten Lastpunkten mit festgelegtem Kraftstoffmassenstrom über den Reformer (konstantem S/C) die Einspritzung bei bestimmten Temperaturniveaus des Reformers zu- beziehungsweise weggeschaltet und die dabei auftretenden CO-Konzentrationsspitzen und Verläufe bis zum Erreichen des stationären Betriebsverhaltens aufgezeichnet. Es wurden pro Messpunkt vier Temperaturniveaus gemessen, wobei diese in ungefähr gleichen Abständen zwischen maximaler Temperatur (keine Einspritzung in Reformer) und stationärer Temperatur mit Einspritzung eingestellt wurden. Der Wert KS-Reformer gibt den prozentuellen Kraftstoffmassenstrom über den Reformer, bezogen auf den gesamten dem Motor zugeführten Kraftstoffmassenstrom an. In Tabelle 7 ist eine Übersicht der nach diesem Vorgehen gemessenen Punkte.

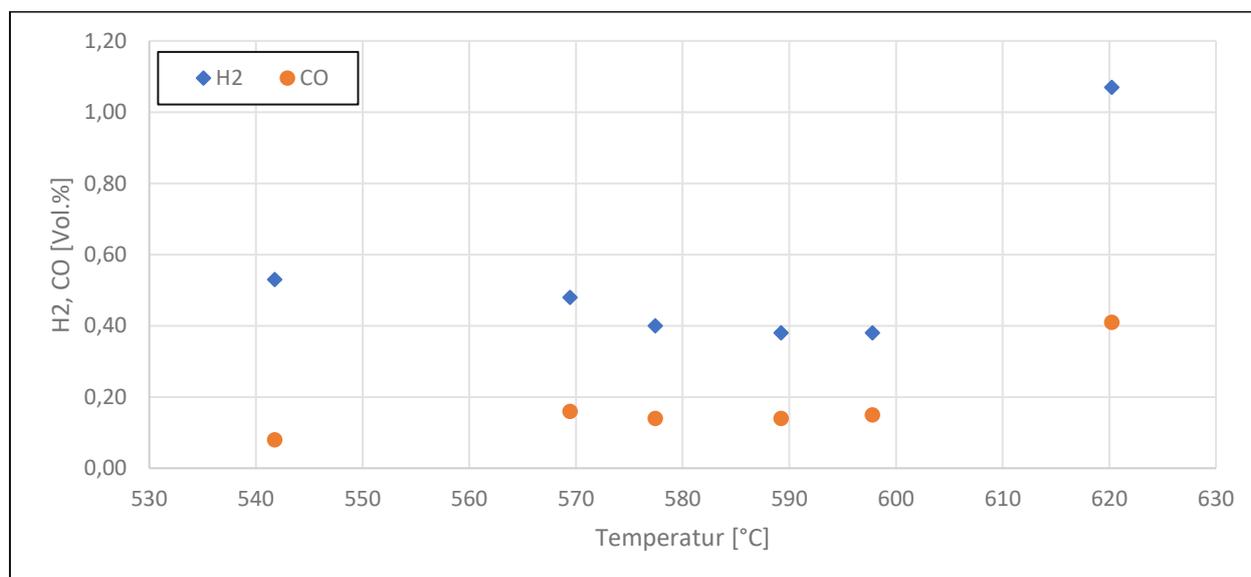
**Tabelle 7:** Messpunkte für dynamische Temperatur- und CO-Verläufe

<b>Drehzahl (U/min)</b>	<b>Mitteldruck (bar)</b>	<b>AGR-Rate (%)</b>	<b>KS-Reformer (%)</b>
3750	11,5	10	4
			6,2
	13,5	10	4
			5,7

## 4 Ergebnisse und Diskussion

### 4.1 Ergebnisse Niederdruck/Niederdruck Anordnung

Trotz der sehr hoch gewählten Lastpunkte konnten bei der Ausführung als Niederdruck-RAGR keine ausreichend hohen Temperaturen für eine gute Kraftstoffkonvertierung erreicht werden. Die Reformertemperaturen (20 mm nach der Vorderkante des Reformerkatalysators) für einen effektiven Mitteldruck von 15 bar liegen bei 10 % RAGR-Rate nur im Bereich von 625°C. In Abbildung 20 sind die maximalen Konzentrationen von H<sub>2</sub> und CO über der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Reformerkatalysators) aufgetragen. Das S/C-Verhältnis der Messpunkte liegt im Bereich um 2,3. Die Gaskonzentrationen liegen für alle Messpunkte unter 600°C auf sehr niedrigem Niveau. Der Messpunkt bei 620°C zeigt eine leicht steigende Tendenz, jedoch sind die erreichten Gaskonzentrationen viel zu niedrig, um hierbei von einem positiven Effekt des KSR auf den Versuchsträger auszugehen. Kleinere Unterschiede der Reformergaskonzentrationen können sich durch die unterschiedlichen RAGR-Raten ergeben, wobei davon auszugehen ist, dass der dominierende Effekt für eine effektive Kraftstoffkonvertierung die Temperatur am Reformerkatalysator ist.



**Abbildung 20:** H<sub>2</sub>- und CO-Konzentrationen über der Reformertemperatur (20 mm nach der Vorderkante des Reformerkatalysators) bei S/C≈2,3; Niederdruck RAGR

Wegen der eingeschränkten Möglichkeit, die Temperatur in dieser Anordnung weiter zu erhöhen, erweist sich die Konfiguration der Niederdruck RAGR als nicht geeignet für den Betrieb in Kombination mit einem Kraftstoffreformer an diesem Versuchsträger. Um höhere Temperaturen im KSR zu ermöglichen und das Potential der Kraftstoffreformierung zu beurteilen ist es daher notwendig eine Hochdruck Entnahme des Abgases zu verwenden.

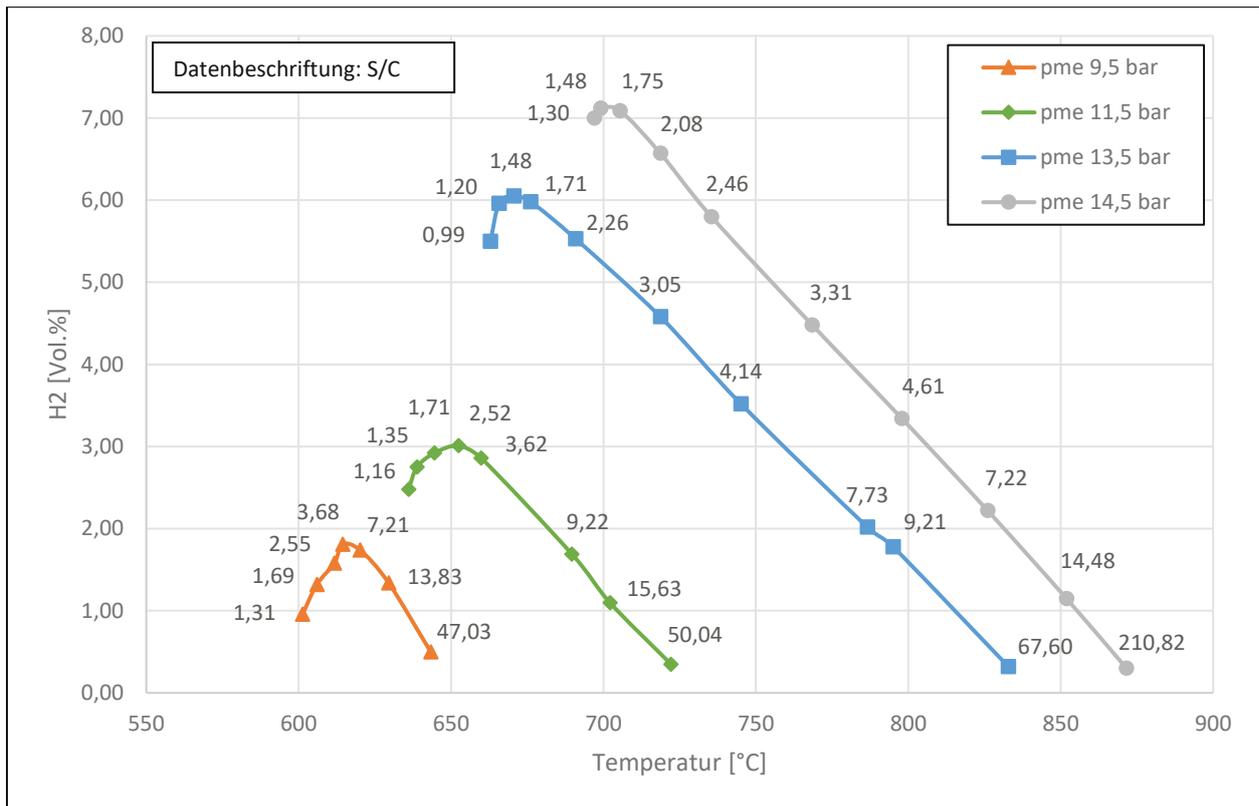
## 4.2 Ergebnisse Hochdruck/Hochdruck-Anordnung

### 4.2.1 Auswirkung von Temperatur und S/C auf die Gaskonzentrationen nach dem Kraftstoffreformer

Um die Auswirkungen der Temperatur und des S/C-Verhältnisses auf die Gaskonzentrationen von H<sub>2</sub> und CO aufzuzeigen, sind 4 Betriebspunkte mit ähnlichen RAGR-Raten dargestellt. In diesen Betriebspunkten wurde der Kraftstoffmassenstrom über den KSR variiert. Die minimalen und maximalen Kraftstoffmassenströme (absolut und relativ - bezogen auf den gesamten, dem Motor zugeführten Kraftstoffmassenstrom) sowie das zugehörige, berechnete S/C-Verhältnis sind in Tabelle 8 angegeben. In Abbildung 21 ist die H<sub>2</sub>-Konzentration über der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelements des KSR) dargestellt. Abbildung 22 zeigt die CO-Konzentration über der gleichen Temperatur. Zusätzlich ist den Messpunkten das nach Gleichung (18) aus der eingespritzten Kraftstoffmenge berechnete S/C-Verhältnis zugeordnet. Dabei zeigt sich für alle Messpunkte ein zunächst annähernd linearer Anstieg der Konzentrationen, bis das individuelle Maximum erreicht wird. Die H<sub>2</sub>-Konzentrationen sind bis zu einem S/C von ungefähr 7 auf ähnlichem Niveau. Kleinere Unterschiede können sich durch die Temperaturunterschiede bedingten Änderungen der Gleichgewichtszusammensetzung ergeben. Mit der weiteren Steigerung der Kraftstoffzufuhr zum KSR (S/C wird kleiner) zeigt sich für niedrigere Temperaturen bereits eine Limitierung der Gaskonzentrationen. Der wahrscheinlichste Grund dafür ist die eingeschränkte Reaktivität bei niedrigen Temperaturen, wodurch sich nie ein thermodynamisches Gleichgewicht einstellen kann.

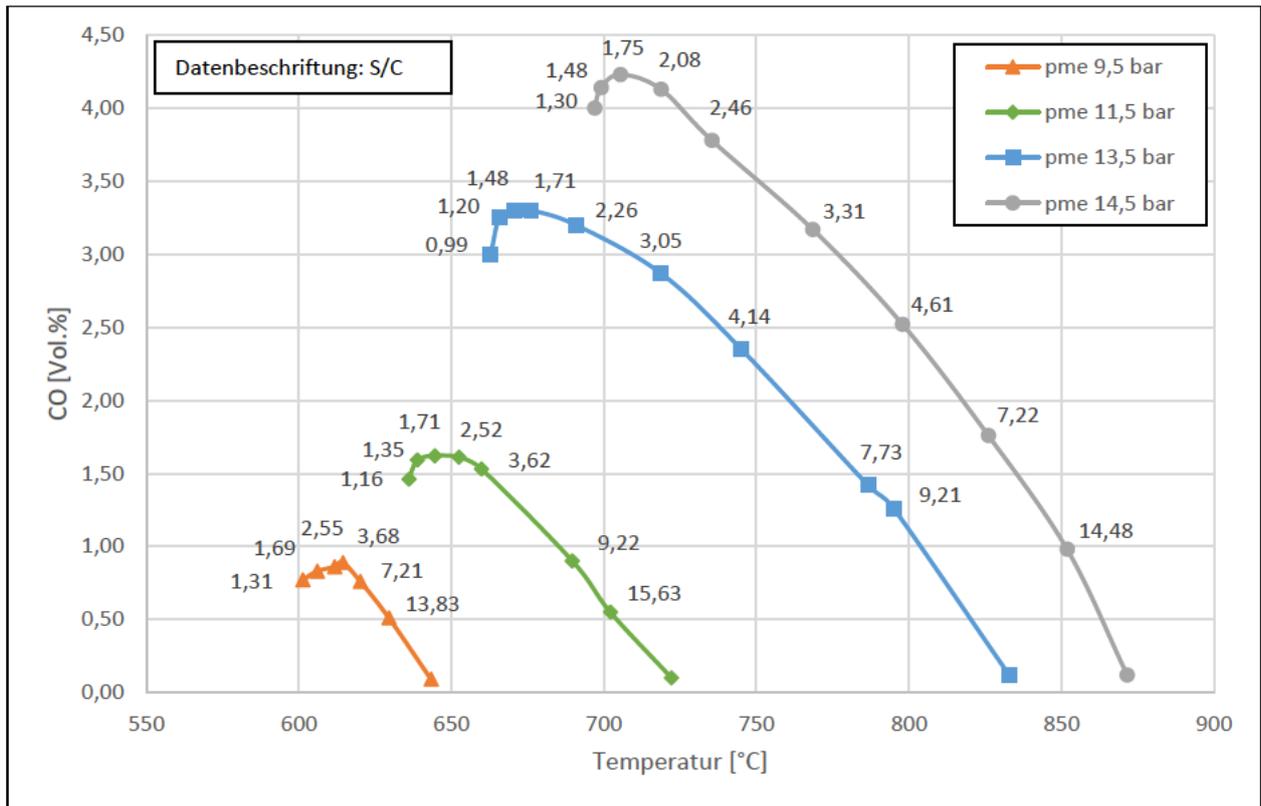
**Tabelle 8:** Minimale und maximale Kraftstoffmassenströme der Betriebspunkte über den Reformer mit zugeordneten S/C-Verhältnissen

pme (bar)	Kraftstoffmassenstrom Reformer - absolut (kg/h)	Kraftstoffmassenstrom Reformer - relativ (%)	S/C- Verhältnis
<b>9,5</b>	0,02	0,20	47,03
	0,68	6,98	1,31
<b>11,5</b>	0,02	0,19	50,04
	0,97	8,00	1,16
<b>13,5</b>	0,02	0,14	67,60
	1,37	9,20	0,99
<b>14,5</b>	0,02	0,05	210,82
	1,72	8,60	1,30

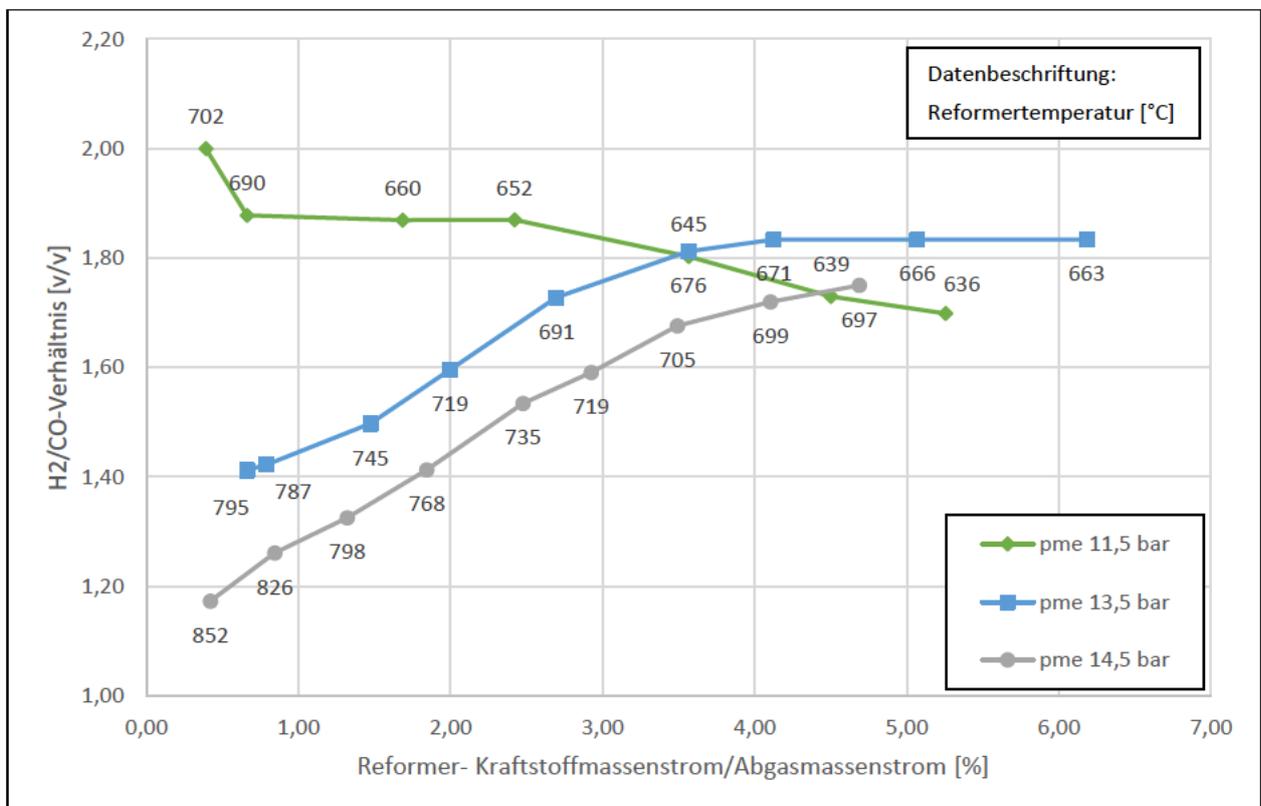


**Abbildung 21:** Vergleich der H<sub>2</sub>-Konzentrationen über der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelementes) mit zugehörigem S/C (Datenpunkte) bei verschiedenen Betriebspunkten; n=3750 U/min, AGR=10%, pme=9,5 bar, 11,5 bar, 13,5 bar; n=4500 U/min, AGR=12,5%, pme=14,5 bar

Der Verlauf der CO-Konzentrationen folgt im Wesentlichen dem gleichen Schema wie jener der H<sub>2</sub> Konzentrationen. Es ist bei hohen S/C-Verhältnissen (wenig Kraftstoff im Abgas) und hohen Temperaturen eine höhere CO-Konzentration festzustellen. Ein möglicher Grund dafür ist die Lage des Wassergasgleichgewichts bei kleinen Kraftstoffmengen, die eine Bildung von CO<sub>2</sub> begünstigt. Wahrscheinlicher ist jedoch, dass es bei höheren Temperaturen bevorzugt zur Trockenreformierung kommt die durch einen höheren CO-Anteil gekennzeichnet ist. Dieser Umstand ist in [Abbildung 23](#) dargestellt. Bei kleinen Kraftstoffmassen im Abgasmassenstrom und hohen Temperaturen ist das H<sub>2</sub>/CO-Verhältnis deutlich kleiner als für niedrigere Temperaturen und höhere Kraftstoffmengen.



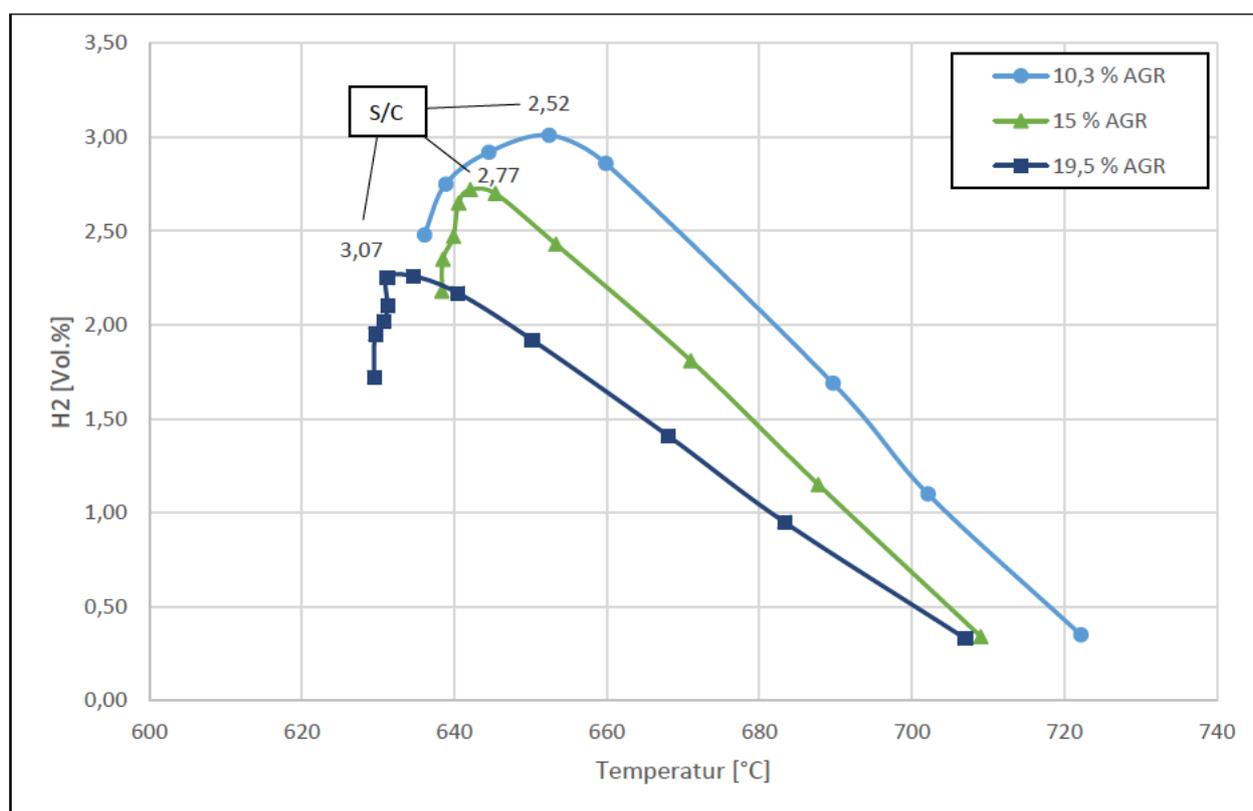
**Abbildung 22:** Vergleich der CO-Konzentrationen über der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelementes) bei verschiedenen Betriebspunkten; n=3750 U/min, AGR=10%, pme=9,5 bar, 11,5 bar, 13,5 bar; n=4500 U/min, AGR=12,5%, pme=14,5 bar



**Abbildung 23:** Vergleich des H<sub>2</sub>/CO-Verhältnis über dem Verhältnis von Kraftstoffmassenstrom zu Abgasmassenstrom durch den Kraftstoffreformer und der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelementes) bei verschiedenen Betriebspunkten; n=3750 U/min, AGR=10%, pme=11,5 bar, 13,5 bar; n=4500 U/min, AGR=12,5%, pme=14,5 bar

## 4.2.2 Auswirkungen der RAGR-Raten auf den Kraftstoffreformer

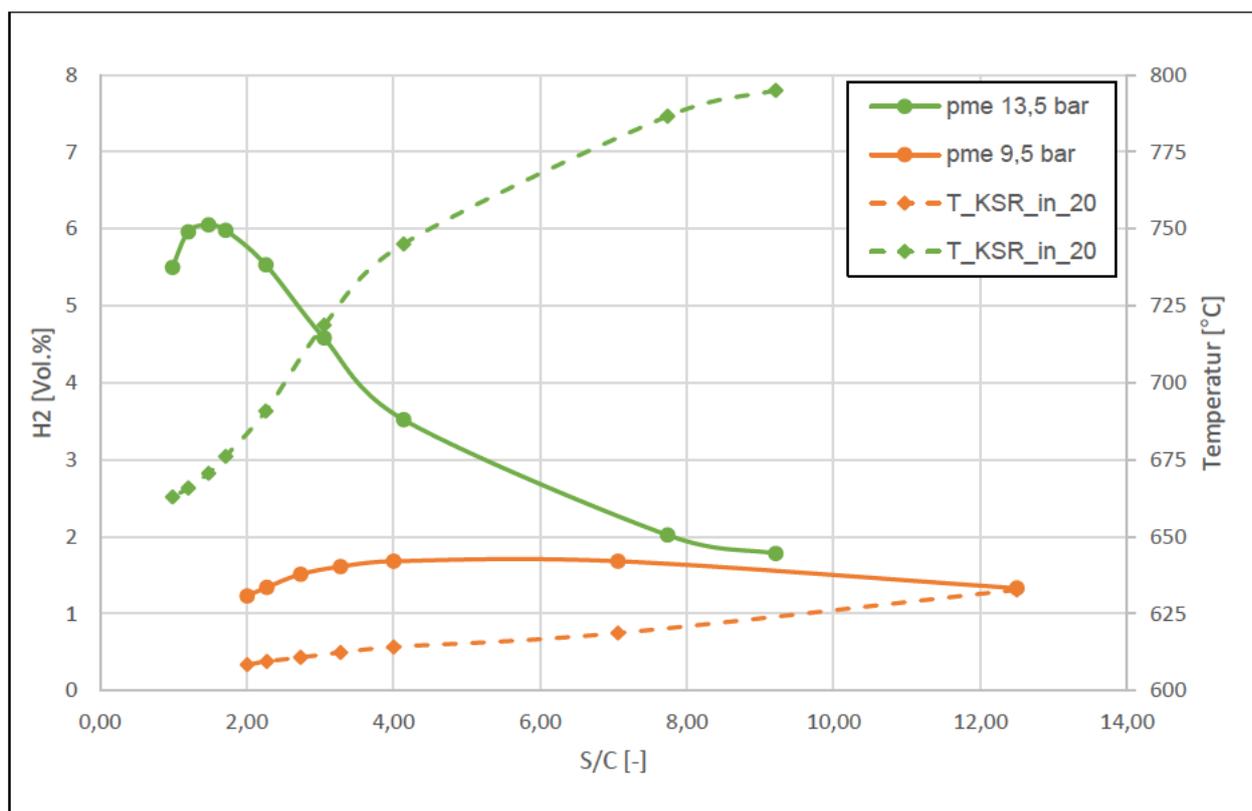
Eine höhere RAGR-Rate ermöglicht grundsätzlich eine Steigerung des Kraftstoffmassenstroms über den KSR und damit die Produktion größerer Mengen an Reformergas die in Folge dem Motor zugeführt werden können. Die Erhöhung der RAGR-Rate reduziert im gleichen Zug aber auch die Abgastemperatur. Die Abgastemperatur hat jedoch, wie schon gezeigt wurde, den größten Einfluss auf die Wirksamkeit des Kraftstoffreformers. Die in [Abbildung 24](#) dargestellten Verläufe der H<sub>2</sub>-Konzentrationen zeigen die gleichen Lastpunkte bei verschiedenen RAGR-Raten. Die größten RAGR-Raten führen demnach zu den niedrigsten Temperaturen im KSR. Für die gleichen S/C-Verhältnisse ist bei einer Steigerung der Abgasmasse eine Erhöhung der Kraftstoffmasse erforderlich. Dies führt zu einer weiteren Abkühlung des Gases vor dem KSR und einer verminderten Reaktivität. Der dritte Effekt eines höheren Abgasmassenstromes ist die verminderte Kontaktzeit der Gase mit dem Katalysatorelement und damit eine weiter verminderte Kraftstoffkonvertierung.



**Abbildung 24:** Vergleich der H<sub>2</sub>-Konzentrationen über der Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelementes) bei verschiedenen RAGR-Raten, S/C bei maximaler H<sub>2</sub> Konzentration; n=3750 U/min, pme=11,5 bar, AGR=10,3 %; 15 %; 19,5 %

Um den Effekt der Temperatur zu unterstreichen zeigt [Abbildung 25](#) zwei Lastpunkte mit gleichem AGR-Massenstrom (22 kg/h) über den KSR bei unterschiedlichen Temperaturniveaus mit dem dazugehörigen S/C-Verhältnis. Auf der rechten Achse ist die Temperatur zu den auf der linken Achse aufgetragenen H<sub>2</sub>-Konzentrationen dargestellt.

Es zeigt sich, dass für Temperaturen im Bereich von 620°C keine Steigerung der Synthesegaskonzentrationen mit einer Erhöhung der Kraftstoffzufuhr erreicht werden konnte. Schon bei geringsten Kraftstoffmassenströmen über den KSR zeigte sich der Effekt aufgrund des Temperaturunterschieds. Bei einem S/C-Verhältnis von ungefähr 4 konnte bei 614°C lediglich eine H<sub>2</sub>-Konzentration von 1,68 Vol.% gemessen werden. Im Vergleich dazu wurde bei 745°C eine H<sub>2</sub>-Konzentration von 3,52 Vol.% gemessen, was mehr als einer Verdoppelung entspricht.



**Abbildung 25:** Vergleich der H<sub>2</sub>-Konzentrationen über dem S/C-Verhältnis mit zugehöriger Temperatur (20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelementes) bei einem Abgasmassenstrom von 22 kg/h über den KSR; n=3750 U/min, pme=9,5 bar, AGR=15 %; pme=13,5 bar, AGR=10 %

### 4.2.3 Auswirkungen der RAGR auf die Verbrennung

Die Auswirkungen der Reformergaskomponenten H<sub>2</sub> und CO auf die Brenndauer sind in Tabelle 9 mit den zugehörigen AGR-Raten aufgetragen. Es handelt sich hierbei um die maximalen Gaskonzentrationen des jeweiligen Messpunktes. Für den Vergleich wurde die Brenndauer (MFB10-90) ohne Einspritzung in den KSR, mit der bei maximaler Gaskonzentration der Komponenten des jeweiligen Messpunktes verglichen. Es zeigt sich, dass schon geringe Konzentrationen des Reformergases eine schnellere Verbrennung ermöglichen. Es ist jedoch offensichtlich, dass der Effekt mit höheren RAGR-Raten zunimmt. Dies liegt an der durch die Ladungsverdünnung verlangsamte Verbrennung der mit dem Reformergas zum Teil entgegengewirkt werden kann. Zudem

führt eine Steigerung der RAGR-Rate bei gleicher Konzentration des Reformergases in der AGR-Schleife zu einer höheren Menge an Reformergas im Brennraum.

**Tabelle 9:** Auswirkungen von H<sub>2</sub> und CO auf die Brenndauer (MFB10-MFB90) bei verschiedenen RAGR-Raten im stationären Betrieb

<b>pme (bar)</b>	<b>AGR (%)</b>	<b>H<sub>2</sub> (Vol.%)</b>	<b>CO (Vol.%)</b>	<b>ΔBrenndauer (°KW)</b>
<b>11,5</b>	<b>10,3</b>	3,01	1,61	1,07
	<b>15</b>	2,72	1,60	1,27
	<b>19,5</b>	2,26	1,37	1,42
<b>13,5</b>	<b>5</b>	6,14	3,22	0,61
	<b>10</b>	6,05	3,3	3,07
<b>14,5</b>	<b>12,5</b>	7,09	4,23	5,22

Für stationäre Messpunkte bei konstant gehaltenem Zündzeitpunkt konnte zudem eine Verkürzung der Zündverzugszeit (MFB10) sowie eine Verbesserung des Verbrennungsschwerpunktes (MFB50) beobachtet werden. Tabelle 10 zeigt Messpunkte (Abschnitt 3.8) mit den gemessenen Gaskonzentrationen nach dem KSR und deren Auswirkungen auf MFB10 und MFB50. Hierbei wurden Messpunkte mit und ohne zusätzlicher Wassereinspritzung verglichen. Es zeigt sich wieder, dass schon geringe Konzentrationen von H<sub>2</sub> und CO ausreichen, um die Verbrennung positiv zu beeinflussen. Zudem ist die frühere Lage von MFB10 und MFB50 beim zweiten Messpunkt trotz leicht geringerer Gaskonzentrationen stärker ausgeprägt als beim letzten Messpunkt mit reiner AGR. Das liegt an der zusätzlichen verlangsamten Verbrennung durch Wassereinspritzung, die durch das Reformergas ebenfalls abgemildert werden kann.

**Tabelle 10:** Auswirkungen von H<sub>2</sub> und CO auf MFB10 und MFB50 im stationären Betrieb bei konstantem Zündwinkel

<b>pme (bar)</b>	<b>AGR (%)</b>	<b>H<sub>2</sub>O (%)</b>	<b>H<sub>2</sub> (Vol.%)</b>	<b>CO (Vol.%)</b>	<b>ΔMFB10 (°KW)</b>	<b>ΔMFB50 (°KW)</b>
<b>9,5</b>	<b>10</b>	5	2,44	1,18	0,75	1,34
<b>13,5</b>	<b>10</b>	5	6,48	3,55	1,99	3,62
<b>14,5</b>	<b>12,5</b>	0	7,09	4,23	1,58	3,3

Die frühere Verbrennungslage bei gleichem Zündwinkel und die verkürzte Brenndauer können damit einen positiven Beitrag zur Reduktion des Kraftstoffverbrauchs und folglich Steigerung des Wirkungsgrades liefern. Diese Steigerung des effektiven Wirkungsgrades ist in Tabelle 11 für die drei in Tabelle 10 aufgeführten Punkte dargestellt. Dieser Effekt überlagert sich mit einer etwaigen Steigerung des Heizwertes durch den KSR. Durch das Reformergas ist es allerdings auch möglich, dass bei Punkten ohne Heizwertsteigerung

zu einer Verbesserung des Wirkungsgrades durch eine schnellere, vorverlagerte Verbrennung kommt.

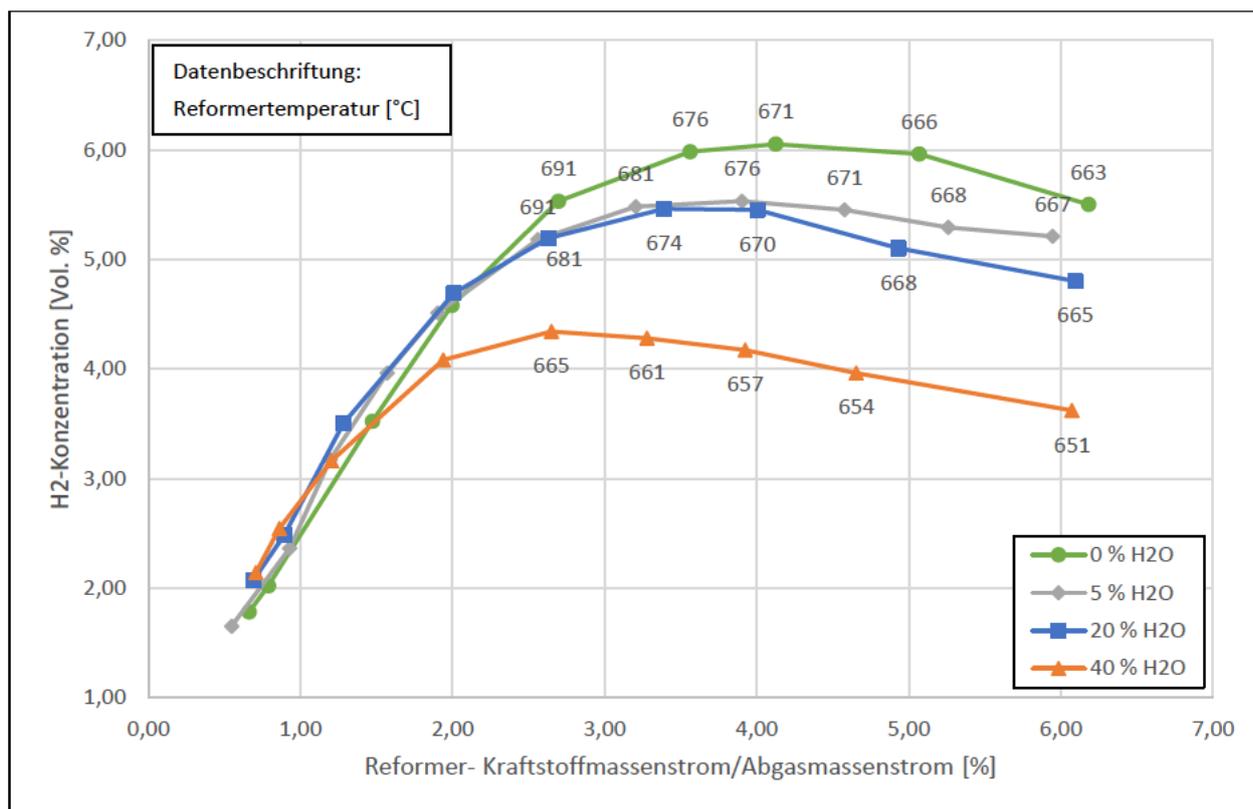
**Tabelle 11:** Auswirkungen von H<sub>2</sub> und CO auf den effektiven Wirkungsgrad im stationären Betrieb bei konstantem Zündwinkel

<b>pme (bar)</b>	<b>AGR (%)</b>	<b>H<sub>2</sub>O (%)</b>	<b>H<sub>2</sub> (Vol.%)</b>	<b>CO (Vol.%)</b>	<b>Δη<sub>e</sub> (%)</b>	<b>ΔHu (%)</b>
<b>9,5</b>	<b>10</b>	5	2,44	1,18	0,21	-0,01
<b>13,5</b>	<b>10</b>	5	6,48	3,55	1,24	0,14
<b>14,5</b>	<b>12,5</b>	0	7,09	4,23	1,4	0,5

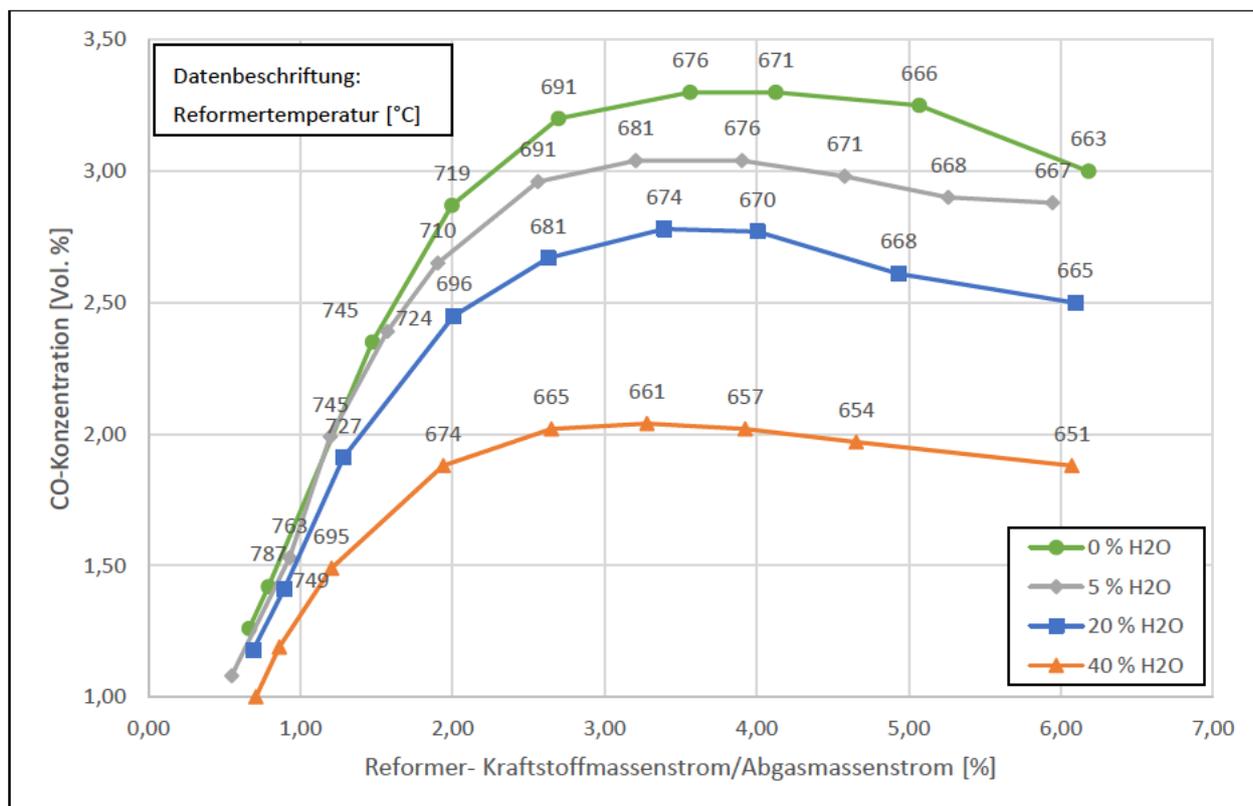
#### 4.2.4 Kraftstoffkonvertierung bei zusätzlicher Wassereinspritzung

Für die Kraftstoffkonvertierung bei zusätzlicher Wassereinspritzung ins Saugrohr des Motors ergeben sich für die H<sub>2</sub>-und CO-Konzentrationen nach dem KSR, die in [Abbildung 26](#) und [Abbildung 27](#) gezeigten Verläufe. Die Konzentrationen sind über das Verhältnis des Kraftstoffmassenstromes bezogen auf den AGR-Massenstrom dargestellt (indirekt proportional zu S/C). Den Messpunkten ist die jeweilige Temperatur am Katalysatorelement (20 mm nach der Vorderkante) des KSR zugeordnet.

Es zeigt sich, dass durch die gesteigerte Wasserkonzentration im Abgas kein positiver Effekt auf die Kraftstoffkonvertierung in die wesentlichen Reformergaskomponenten auftritt. Für alle Messpunkte ist die zusätzliche Einspritzung von Wasser mit keiner Steigerung der Synthesegaskomponenten verbunden. Es zeigt sich abermals der dominierende Effekt der Temperatur auf die Reaktionen im KSR. Positive Auswirkungen der Wassereinspritzung konnten nicht beobachtet werden. Daher ist anzunehmen, dass in keinem dieser Messpunkte H<sub>2</sub>O der limitierende Faktor der Kraftstoffkonvertierung ist.



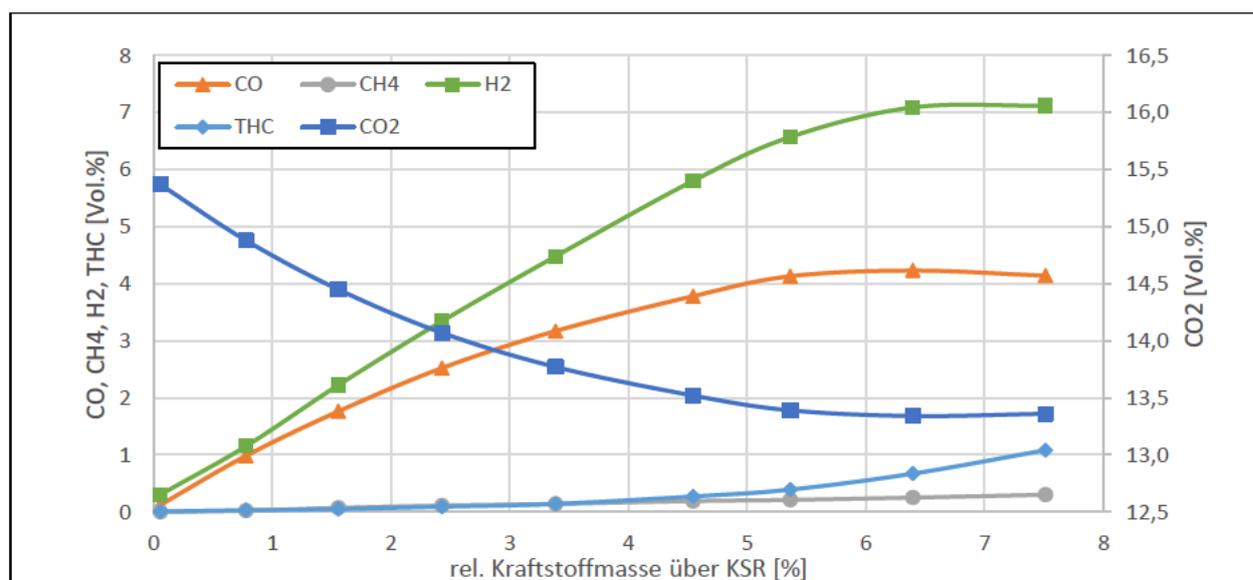
**Abbildung 26:** H<sub>2</sub>-Konzentration nach dem Kraftstoffreformer über der eingespritzten Kraftstoffmenge bezogen auf den Abgasmassenstrom mit zugeordneter Temperatur am KSR (20 mm nach der Vorderkante des Katalysatorelements); p<sub>me</sub>=13,5 bar, n=3750 U/min, AGR=10 %; H<sub>2</sub>O=0 %; 5 %; 20 %; 40 %



**Abbildung 27:** CO-Konzentration nach dem Kraftstoffreformer über der eingespritzten Kraftstoffmenge bezogen auf den Abgasmassenstrom mit zugeordneter Temperatur am KSR (20 mm nach der Vorderkante des Katalysatorelements); p<sub>me</sub>=13,5 bar, n=3750 U/min, AGR=10 %; H<sub>2</sub>O=0 %; 5 %; 20 %; 40 %

## 4.2.5 Potential des Gesamtsystems im stationären Betrieb

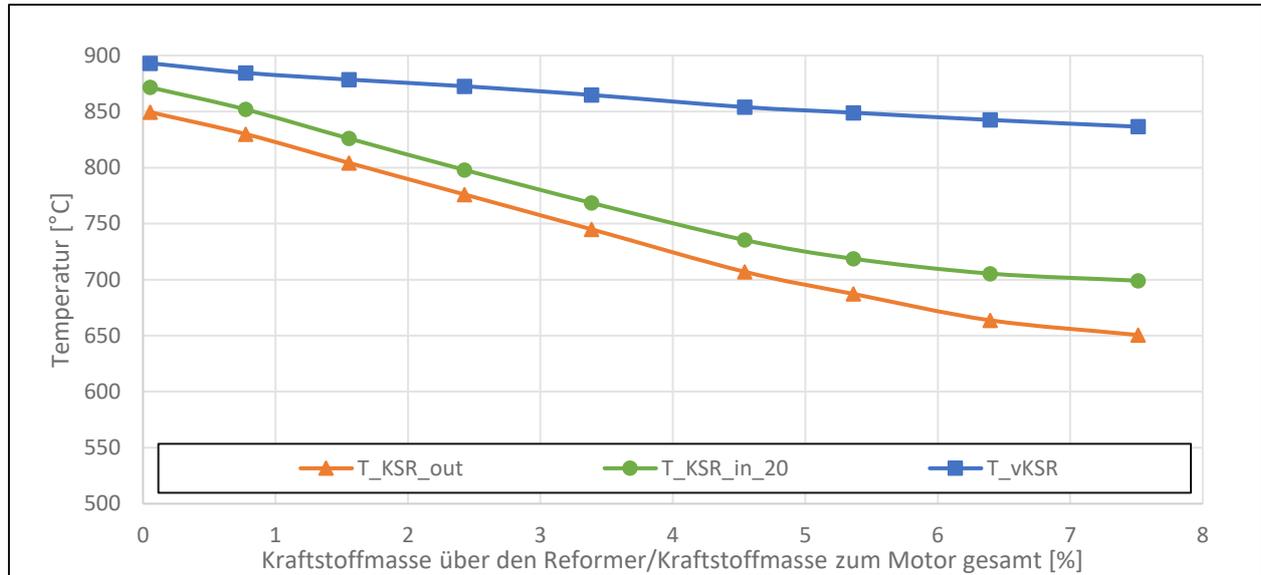
Um das Potential des KSR bei hohen Temperaturen im stationären Betrieb beurteilen zu können, wurde der höchste Lastpunkt ( $p_{me}=14,5$  bar,  $n=4500$  U/min) der Versuchsreihe ausgewählt. Dieser ermöglichte durch die HD-AGR eine maximale AGR-Rate von 12,5 %. Die Grenze stellte dabei das begrenzte Druckgefälle zwischen Abgaskrümmer und Saugrohr dar. In [Abbildung 28](#) sind die Verläufe der Gaskonzentrationen nach dem Reformier dargestellt. Die Steigerung der Kraftstoffmenge über den KSR führt zunächst zu einer annähernd linearen Zunahme der Reformergaskomponenten und zu einer Abnahme der  $CO_2$ -Konzentrationen. Im Bereich um 6 % relativer Kraftstoffmenge bezogen auf den Kraftstoffmassenstrom zum Motor (entspricht ungefähr einem S/C von 2) kommt es zu keiner weiteren Steigerung von  $H_2$  und  $CO$ . Die  $CH_4$ -Konzentration steigt weiterhin linear an. Der zunächst ebenfalls annähernd lineare Verlauf der Kohlenwasserstoffe nimmt in diesem Bereich stark zu. Es ist jedoch offensichtlich, dass die erreichten Konzentrationen bei weitem nicht an die nach den chemischen Gleichgewichtsrechnungen möglichen herankommen.



**Abbildung 28:** Gaskonzentrationen nach dem Kraftstoffreformer bei Steigerung der Kraftstoffmenge über den Kraftstoffreformer bezogen auf den gesamten Kraftstoffmassenstrom zum Motor;  $p_{me}=14,5$  bar;  $n=4500$  U/min;  $AGR=12,5$  %

Der zugehörige Temperaturverlauf des Kraftstoffreformers ist in [Abbildung 29](#) dargestellt. Dabei stellt  $T_{vKSR}$  die Temperatur vor dem Kraftstoffinjektor,  $T_{KSR\_in\_20}$  die Temperatur 20 mm nach der Vorderkante des Katalysatorelements und  $T_{KSR\_out}$  die Temperatur am Ende des Katalysatorelements dar. Mit steigender Kraftstoffmasse über den KSR steigt auch die Temperaturdifferenz des Abgases vor dem Injektor zu jener am Katalysatorelement. Es ist daher davon auszugehen, dass ein beträchtlicher Teil der Abgasenergie für die Erwärmung und Verdampfung des zugeführten Kraftstoffes

verwendet wird. Um dies zu quantifizieren sind in Tabelle 12 zwei Punkte des vorliegenden Betriebspunktes angeführt. Hierbei ist zum einen die notwendige Leistung für die Verdampfung und Erwärmung des Kraftstoffes [34] und zum anderen die chemische Leistung auf Basis der Steigerung von  $H_u$  angeführt. Dabei zeigt sich, dass nur geringfügig weniger Energie für die Verdampfung und Erwärmung des Kraftstoffes notwendig ist, als zur Heizwertsteigerung genutzt werden konnte.



**Abbildung 29:** Temperaturverläufe vor und am Kraftstoffreformer,  $T_{KSR\_out}$ : Temperatur am Ende des Katalysatorelements;  $T_{KSR\_in\_20}$ : Temperatur 20mm nach der Vorderkante des Katalysatorelements;  $T_{vKSR}$ : Temperatur des Abgases vor dem Kraftstoffinjektor;  $p_{me}=14,5$  bar;  $n=4500$  U/min;  $AGR=12,5$  %

**Tabelle 12:** Benötigte Wärmeleistung  $\dot{Q}_{Kraftstoff}$  für die Erwärmung und Verdampfung sowie chemische Leistung  $P_{Chem}$  auf Basis der Steigerung von  $H_u$  für zwei ausgewählte Messpunkte

Rel. KS-Masse (%)	S/C	$\dot{Q}_{Kraftstoff}$ (W)	$P_{Chem}$ (W)
2,4	4,6	366	433
6,4	1,75	831	1151

Die erreichte  $H_2$ -Konzentration von 6,57 Vol.%, bei 5,4 % relativer Kraftstoffmasse (S/C von 2,1) liegt dabei im Bereich der von Martin et al. [32] (Abbildung 8) erwartbaren Konzentrationen des untersuchten Katalysatorelements. Mit der Steigerung der relativen Kraftstoffmasse auf 6,4 Vol.% (S/C=1,75) konnte zunächst noch eine weitere Erhöhung der  $H_2$ -Konzentrationen auf 7,1 Vol.% erreicht werden. Die erwarteten Wasserstoffkonzentrationen von ungefähr 10 Vol.% bei S/C von 1,2 bei weiterer Steigerung der Kraftstoffmasse, konnte jedoch nie erreicht werden. Vielmehr wurde bei S/C von 1,3 nurmehr eine  $H_2$ -Konzentration von 7 Vol.% gemessen.

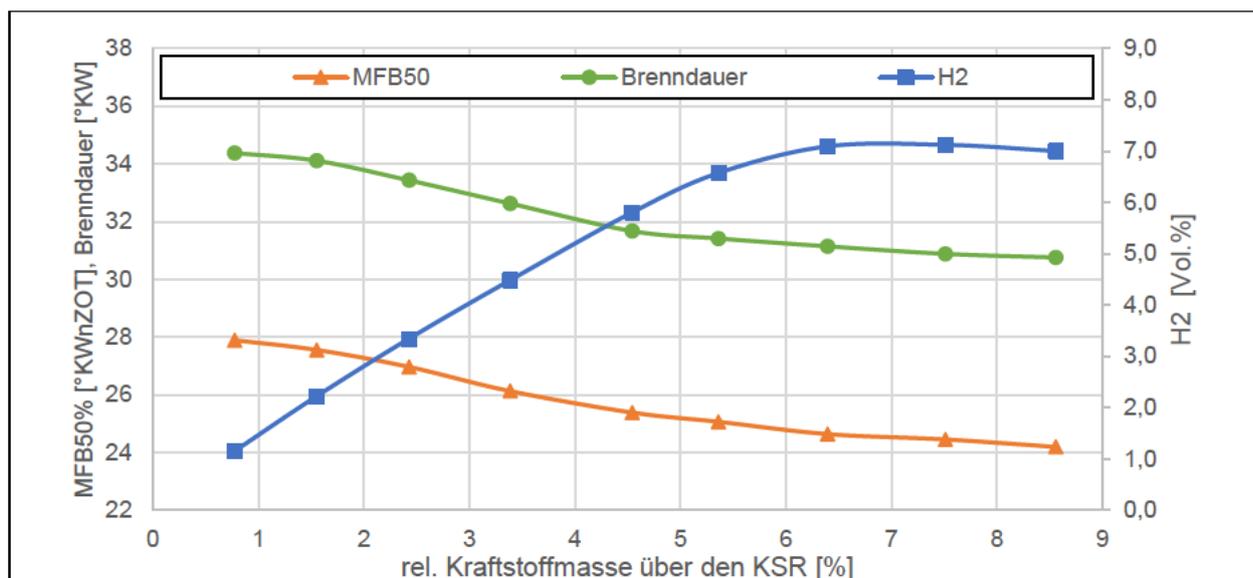
Der nach Gleichung (10) berechnete Wirkungsgrad des KSR ist für vier unterschiedliche S/C-Verhältnisse in Tabelle 13 angegeben. Zusätzlich ist die Heizwertsteigerung bezogen auf den gesamten, dem Motor zugeführten Kraftstoff angeführt.

**Tabelle 13:** Wirkungsgrad und Heizwertsteigerung des Kraftstoffreformers;  $p_{me}=14,5$  bar;  $n=4500$  U/min;  $AGR=12,5$  %

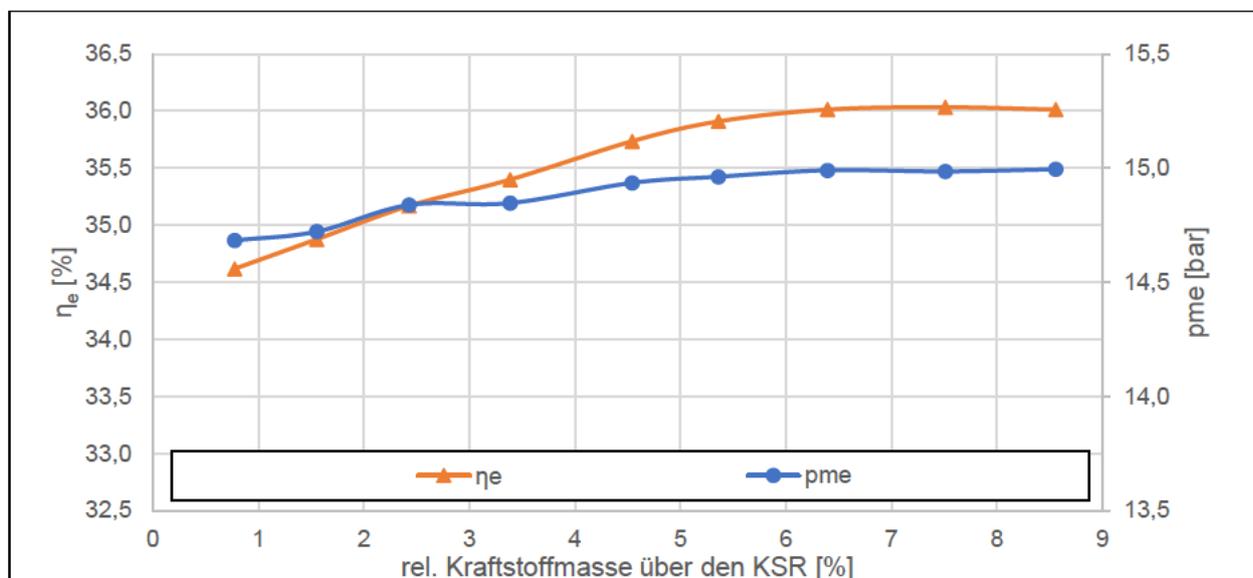
Rel. KS-Masse (%)	S/C	$\eta_{KSR}$ (%)	$\Delta Hu$ (%)
2,4	4,6	107,6	0,18
5,4	2,1	106,2	0,33
6,4	1,75	107,7	0,50
7,5	1,5	109,3	0,70

Trotz der möglichen Heizwertsteigerung im vorliegenden Betriebspunkt durch den Kraftstoffreformer, sind die Auswirkungen auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems stark begrenzt. Eine deutliche Steigerung des Heizwertes wäre nur durch eine Erhöhung der Kraftstoffmasse über den Reformer bei gleichzeitig hohen Konvertierungsraten möglich. Diese erfordern jedoch eine höhere AGR-Rate, die in den hohen Lastpunkten nicht ohne eine Anpassung des Versuchsträgers möglich ist. Des Weiteren ist zu bedenken, dass eine Erhöhung der AGR-Rate eine Absenkung der Abgastemperatur und folglich Auswirkungen auf den Kraftstoffreformer hat.

Die positiven Effekte des Reformergases auf den Betrieb mit Abgasrückführung können schon bei geringen Konzentrationen der Synthesegaskomponenten beobachtet werden. Bei unverändertem Zündwinkel ist schon bei kleinen zudosierten Kraftstoffmengen in den Reformer ein Effekt auf den Verbrennungsschwerpunkt und die Brenndauer (Abbildung 30) zu erkennen. Es ist davon auszugehen, dass  $H_2$  den größten Effekt auf die verkürzte Brenndauer aufgrund der hohen laminaren Flammgeschwindigkeit hat. Die Brenndauer verkürzt sich dabei um bis zu  $3,6^\circ KW$ . Die Vorverlagerung des Verbrennungsschwerpunktes beträgt dabei bis zu  $3,7^\circ KW$ . Durch diesen positiven Effekt auf die innermotorische Verbrennung kommt es in Folge der früheren Verbrennung bei gleichem Zündwinkel zu einer Steigerung des effektiven Mitteldrucks und einer Reduktion des Kraftstoffverbrauchs. Daraus folgt eine Wirkungsgradsteigerung des Gesamtsystems (Abbildung 31).



**Abbildung 30:** Auswirkungen der Reformergaskomponenten auf den Verbrennungsschwerpunkt und die Brenndauer (MFB10-90) bei fixiertem Zündwinkel ( $8,5^\circ\text{KWvOT}$ );  $p_{me}=14,5\text{ bar}$ ;  $n=4500\text{ U/min}$ ;  $\text{AGR}=12,5\%$



**Abbildung 31:** Auswirkungen des Reformergases auf den effektiven Mitteldruck sowie den effektiven Wirkungsgrad bei konstantem Zündwinkel;  $n=4500\text{ U/min}$ ;  $\text{RAGR}=12,5\%$

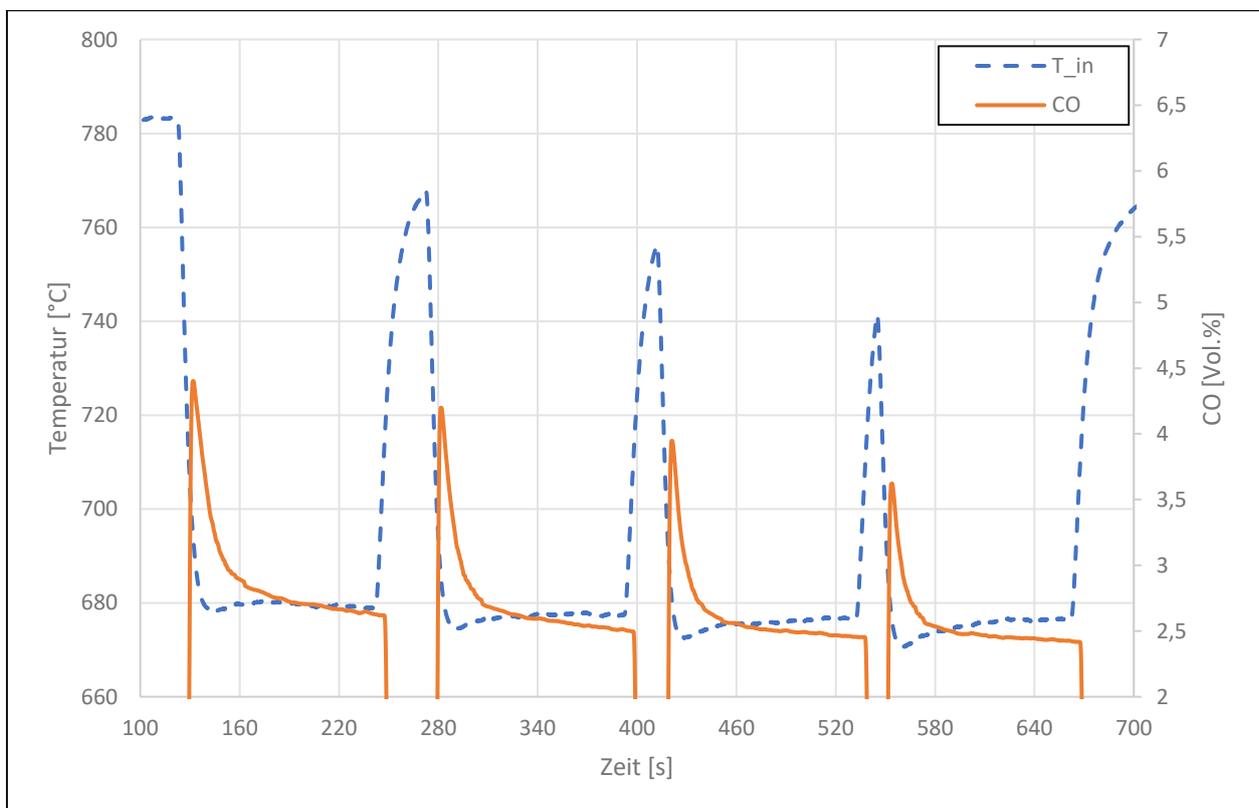
Durch das vorhandene Reformergas im rückgeführten Abgas konnte damit der effektive Wirkungsgrad um bis zu 1,6 %-Punkte gesteigert werden. Hier zeigt sich das mögliche Potential, neben der möglichen Heizwertsteigerung durch die RAGR. Es ist eine verkürzte Brenndauer erreichbar. Diese hat eine verbesserte Schwerpunktlage zur Folge. Damit lässt sich eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks und des Wirkungsgrades erreichen.

#### 4.2.6 Ergebnisse dynamischer Messungen

Wegen der ohne großen Zeitverzug möglichen Erfassung der  $\text{CO}$ -Konzentrationen sind diese hier als Referenz für das Potential des KSR bei den vorhandenen Temperaturen und zugehörigen S/C-Verhältnissen dargestellt. Es kann davon ausgegangen werden,

dass die  $H_2$ -Konzentrationen zumindest um den Faktor 1,5 über denen der CO-Konzentrationen liegen. [33] Durch das schrittweise Zuschalten der Einspritzung in den KSR konnten die Auswirkungen auf die Konzentrationsspitzen bei definiertem S/C-Verhältnis in Abhängigkeit der Temperatur am Reformerkatalysator (Vorderkante des Katalysatorelements) demonstriert werden. Es zeigt sich ein nahezu linearer Abfall der Konzentrationsspitzen mit sinkender Spitzentemperatur am Katalysatorelement. Zudem ist der signifikante Unterschied zwischen dem sich einstellenden Stationärpunkt bei niedrigerem Temperaturniveau und der maximalen Konzentration erkennbar.

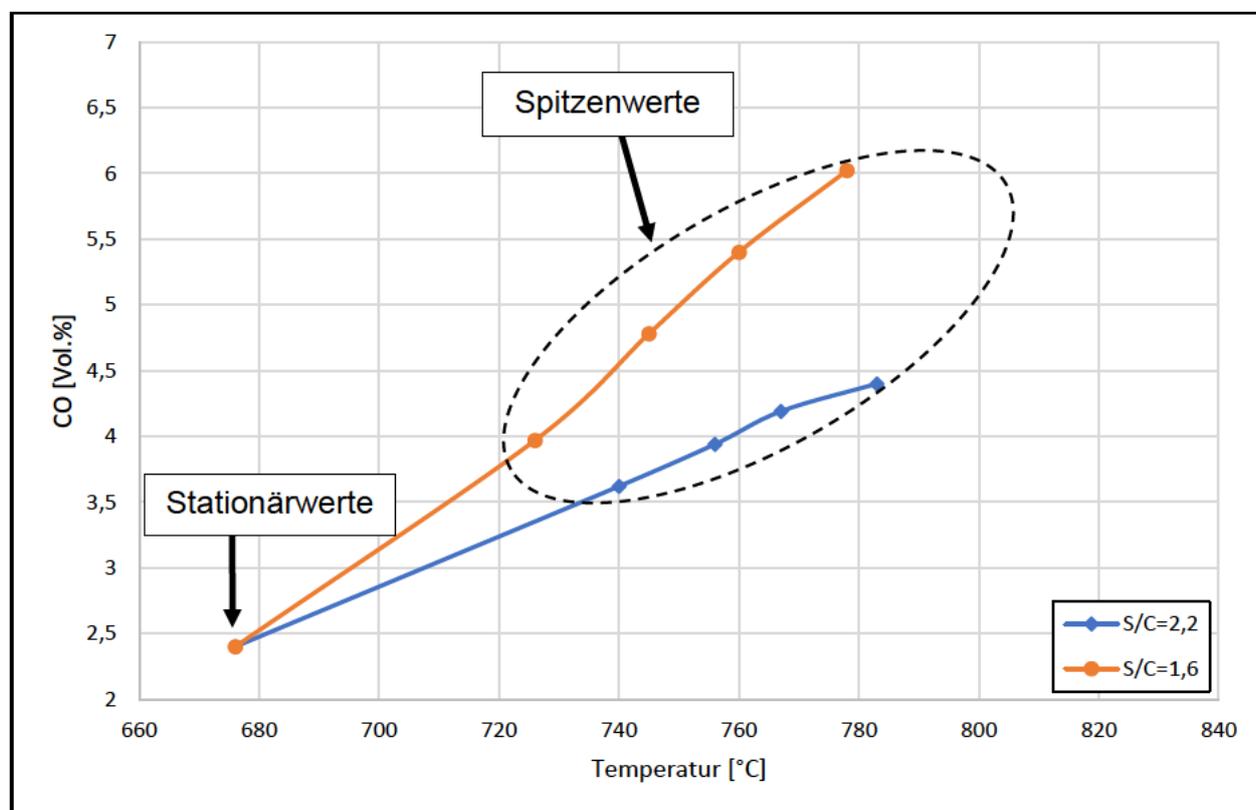
**Abbildung 32** zeigt den Temperatur und CO-Verlauf der Messung bei 3750 U/min mit 10 % RAGR und einem effektiven Mitteldruck von 11,5 bar. Dabei wurde ein S/C von 2,2 verwendet.



**Abbildung 32:** CO-Konzentration über der Temperatur-(Vorderkante des Reformerkatalysators) der dynamischen Messreihe;  $n=3750$  U/min, RAGR=10 %,  $p_{me}=11,5$  bar, S/C=2,2

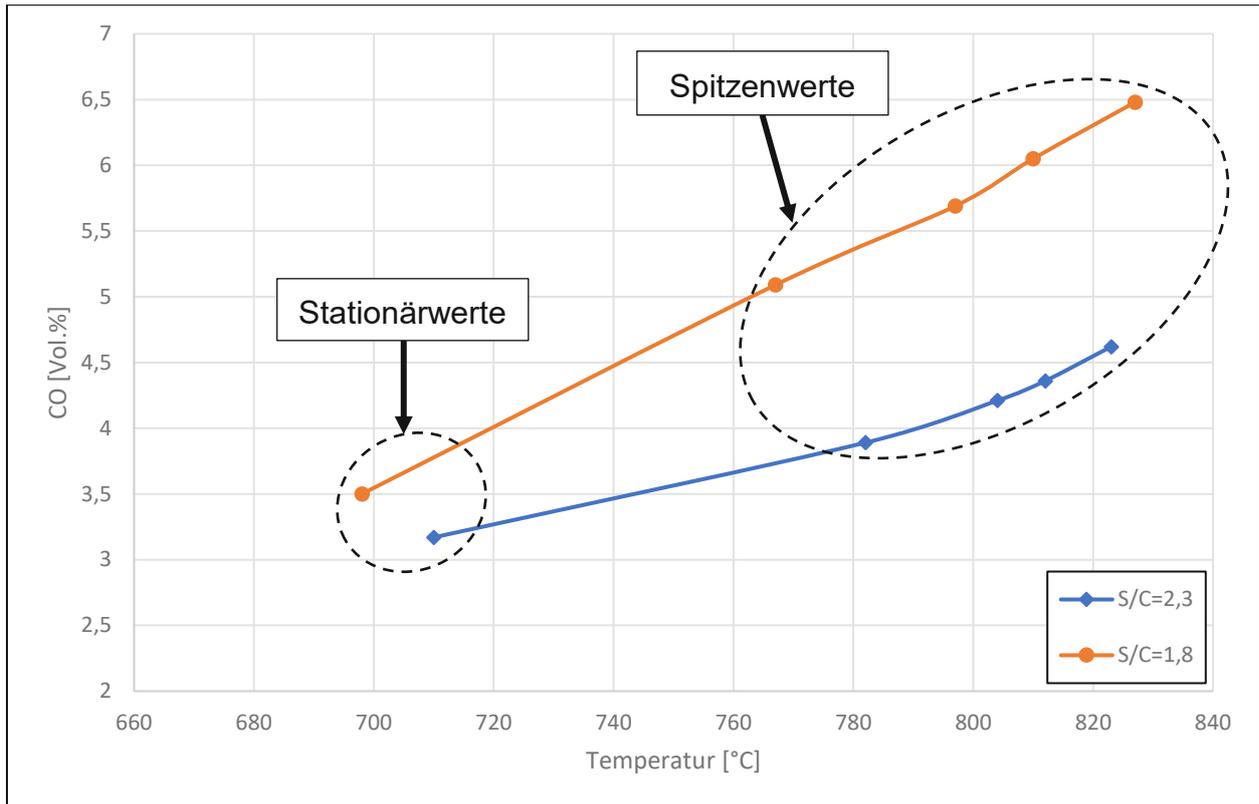
Die Temperatur vor der Eindosierung des Kraftstoffes lag bei 783°C. Die dabei maximal gemessene CO-Konzentration beträgt 4,36 Vol.%. Mit der Kraftstoffzufuhr in den KSR fällt die Temperatur am Katalysatorelement ab. Die Temperatur stabilisiert sich bei etwa 680°C. Die dabei gemessene CO-Konzentration liegt im Bereich von 2,4 Vol.%, was fast einer Halbierung bei einer Reduktion der Temperatur um 100°C entspricht. Bei Verringerung der Temperatur am KSR um etwa 20°C kommt es in Folge nurmehr zu einer maximalen CO-Konzentration von 4,2 Vol.%. Dieser Trend setzt sich mit weiterer Reduzierung der Temperatur fort.

In [Abbildung 33](#) sind die maximalen und stationären CO-Konzentrationen mit der zugehörigen Temperatur an der Vorderkante des Reformerkatalysators für den Betriebspunkt bei 3750 U/min, 10% RAGR, 11,5 bar pme dargestellt. Das Vorgehen der Messung ist analog zu jenem in [Abbildung 32](#). Es zeigt sich, dass die Erhöhung der verfügbaren Kraftstoffmasse bei höheren Temperaturen einen positiven Effekt auf die CO-Konzentrationen hat. Bei einer Temperatur von 777°C an der Vorderkante des Katalysatorelements kann dadurch eine maximale CO-Konzentration von 6 Vol.% gemessen werden. Die CO-Konzentration beim Erreichen der stationären Temperatur von 677°C, liegt mit 2,3 Vol.% jedoch unter jener die bei einem S/C von 2,2 und ähnlicher Temperatur erreicht wurde. Damit ist wiederum ersichtlich, dass die Erhöhung des Kraftstoffmassenstromes über den Reformier nur bei entsprechend hohen Temperaturen zu einer Steigerung der Reformergaskomponenten genutzt werden kann.



**Abbildung 33:** CO-Konzentration über der Temperatur-(Vorderkante des Reformerkatalysators) der dynamischen Messreihen;  $n=3750$  U/min, RAGR=10 %, pme=11,5 bar

Die Temperaturen an der Vorderkante des Reformerkatalysators und die stationären und maximalen CO-Konzentration für den Betriebspunkt bei 3750 U/min, 10 % RAGR, 13,5 bar pme sind in [Abbildung 34](#) für die S/C-Verhältnisse von 2,3 und 1,8 dargestellt. Eine annähernd lineare Abnahme der CO-Konzentrationsspitzen mit sinkender Starttemperatur kann auch hier beobachtet werden.



**Abbildung 34:** CO-Konzentration über der Temperatur-(Vorderkante des Reformerkatalysators) der dynamischen Messreihen;  $n=3750$  U/min, RAGR=10 %,  $p_{me}=13,5$  bar

Die in diesem Abschnitt präsentierten Ergebnisse unterstreichen die aus den stationären Messpunkten gewonnenen Erkenntnisse, dass jedenfalls die Temperatur der größte limitierende Faktor hinsichtlich der Kraftstoffkonvertierung ist. Für hohe Konzentrationen der Synthesegaskomponenten, die einen Betrieb des KSR bei  $\eta_{KSR} > 1$  ermöglichen, sind demnach Temperaturen über  $750^{\circ}\text{C}$  im stationären Betrieb wünschenswert. Temperaturbereiche über  $700^{\circ}\text{C}$  im stationären Betrieb bei höheren Kraftstoffmassenströmen (geringem S/C), konnten jedoch nur für den höchsten Lastpunkt dieser Messreihe erreicht werden.

#### 4.2.7 Erreichte Wirkungsgrade des KSR

Die in Tabelle 14 angeführten Wirkungsgrade des KSR wurden nach Gleichung (10) berechnet. Als Referenzpunkt wurde jeweils jener mit der höchsten Konzentration an Reformergaskomponenten verwendet. Zusätzlich zum Wirkungsgrad des Kraftstoffreformers ist die Temperatur 20 mm nach der Vorderkante des Reformerkatalysators und das S/C-Verhältnis angeführt. Die sich ergebende prozentuale Änderung des Heizwertes bezogen auf den gesamten, dem Motor zugeführten Kraftstoff ist ebenfalls dargestellt. Des Weiteren sind die durch den Kraftstoff zugeführten „chemischen Leistungen“ auf Basis von  $H_u$  und die mit dem Reformergas abgeführten „chemischen Leistungen“ separat aufgezählt. Es zeigt sich, dass der größte Anteil am

Energiegehalt des Reformergases nach dem KSR für die meisten Messpunkte die Kohlenwasserstoffe sind. Daher ist für eine genauere Beurteilung des Heizwertes der HCs eine detaillierte Gasanalyse sinnvoll. Die gemessenen HCs wurden als HC1 berücksichtigt. Dies führt neben der Reduzierung des Wassergehalts bei höheren Konzentrationen der Reformergaskomponenten, zu einer eher konservativen Einschätzung des Reformierwirkungsgrades. Unabhängig von der konservativen Beurteilung der HCs und damit verbundener Ungenauigkeiten ist jedoch ersichtlich, dass für Wirkungsgrade größer 1 höhere Reformergaskonzentrationen notwendig sind. Zudem sind die Auswirkungen auf den gesamten Heizwert, aufgrund der relativ geringen Kraftstoffmassenströme über den KSR beschränkt.

Es zeigt sich, dass für keinen der Lastpunkte bei 3750 U/min ein Wirkungsgrad über 100% erreicht werden konnte. Der Lastpunkt bei 4500 U/min (siehe auch 4.2.5) zeigt hingehend des Wirkungsgrades und der Reformergaskomponenten das größte Potential. Der Anteil der Kohlenwasserstoffe an der abgeführten Leistung ist hierbei am geringsten. Dies ist zu erwarten, da die konvertierten HCs keine positive Auswirkung auf den Wirkungsgrad haben. Bei sehr geringen Kraftstoffmassenströmen (hohen S/C) kann es auch bei den niedrigeren Lastpunkten zu einer Steigerung des Heizwertes kommen. Die Auswirkungen auf die Heizwertsteigerung des gesamten Kraftstoffes sind dabei allerdings zu vernachlässigen, da der Anteil über den KSR dabei sehr gering ausfällt.

**Tabelle 14:** Wirkungsgrad des Kraftstoffreformers und Heizwertdifferenz für Betriebspunkte mit maximaler Konzentration der Summe der Reformergaskomponenten

N (U/min)	p <sub>me</sub> (bar)	RAGR (%)	T <sub>in,20</sub> (°C)	S/C (-)	P <sub>KS,in</sub> (kW)	P <sub>CO,out</sub> (kW)	P <sub>H<sub>2</sub>,out</sub> (kW)	P <sub>HC,out</sub> (kW)	P <sub>CH<sub>4</sub>,out</sub> (kW)	η <sub>KSR</sub> (%)	ΔH <sub>u</sub> (%)
3750	9,5	10	614	3,68	2,85	0,33	0,65	1,49	0,10	90,9	-0,23
3750	9,5	15	614	4,00	3,92	0,57	0,91	1,85	0,14	88,8	-0,39
3750	9,5	20	616	3,75	5,76	0,93	1,41	2,56	0,19	88,3	-0,58
3750	11,5	5	613	2,80	2,35	0,27	0,57	0,97	0,07	79,8	-0,33
3750	11,5	10	652	2,52	5,19	0,76	1,39	2,49	0,16	92,7	-0,27
3750	11,5	15	642	2,77	6,71	1,07	1,78	2,97	0,21	89,9	-0,50
3750	11,5	20	635	3,66	6,47	1,15	1,86	2,48	0,19	87,8	-0,60
3750	13,5	10	671	1,48	10,58	1,97	3,53	3,88	0,37	92,2	-0,48
3750	13,5	5	663	1,12	7,7	0,98	1,82	1,95	0,26	71,5	-1,14
4500	14,5	12,5	705	1,75	14,86	4,2	6,88	4,23	0,70	107,7	0,50

### 4.3 Zukünftiges Potential

Um den nutzbaren Bereich des KSR zu steigern, ist es essenziell eine hohe Temperatur am Reformerkatalysator bei hohen RAGR-Raten und hohen Kraftstoffmassenströmen über den KSR zu erreichen. Um mehr Abgasenergie für die Kraftstoffreformierung zur Verfügung zu stellen, sollte zum einen die Temperaturreduktionen aufgrund der Kraftstoffeinspritzung und der damit verbundenen Verdampfung und Erwärmung betrachtet werden. Eine weitere Möglichkeit den nutzbaren Bereich zu erweitern, wäre die Verwendung der gesamten Abgasenergie des Motors für die Erwärmung des KSR, anstatt nur den rückgeführten Abgasmassenstrom dafür zu verwenden (siehe Abbildung 12). [37]

Es sei hier nochmals erwähnt, dass durch die notwendigen Änderungen der Ventilsteuerzeiten und Verlagerung des Zündzeitpunktes zur Erreichung ausreichender Temperaturen im KSR, der effektive Wirkungsgrad des Versuchsträgers nicht über den der Basiskonfiguration in ND/ND Anordnung gesteigert werden konnte. Es ist anzunehmen, dass einzelnen Effizienz steigernde Maßnahmen z.B. Miller-Zyklus oder Maßnahmen zur Abgastemperaturreduktion wie in den Zylinderkopf integrierte Abgaskrümmen negative Auswirkungen auf den KSR haben. Daher ist für die Integration eines KSR ein gesamtsystematischer Ansatz sinnvoll.

Ein deutlich größeres Potential ließe sich jedenfalls durch Katalysatoren erreichen, die eine Kraftstoffkonvertierung bei geringeren Temperaturen ermöglichen. Dadurch würden sich die Möglichkeiten zum Einsatz mittels Niederdruck-RAGR oder geringeren Mitteldrücken und besserer Verbrennungslage bei Hochdruck-RAGR erweitern.

Neben der Reduktion der notwendigen Katalysatortemperaturen kann auch der Einsatz alternativer Kraftstoffe, die sich bei geringeren Temperaturen konvertieren lassen, ein möglicher Weg zum Einsatz von Kraftstoffreformern bei Ottomotoren sein. Diese sind allerdings mit anderen Herausforderungen und oftmals eingeschränktem Potential der Heizwertsteigerung verbunden. [35, 36]

## 5 Zusammenfassung

Im Zuge der Arbeit wurden einige wichtige Verfahren zur Wirkungsgradsteigerung bei Ottomotoren vorgestellt. Es wurden die grundlegenden Mechanismen der Kraftstoffreformierung von Benzin zu den wesentlichen Reformergaskomponenten  $H_2$  und  $CO$  vorgestellt. Des Weiteren wurde das mögliche Potential der Heizwertsteigerung beleuchtet. Die Auswirkungen des Reformergases auf die innermotorische Verbrennung und das damit einhergehende Potential zur Steigerung des effektiven Wirkungsgrades als Erweiterung zur externen Abgasrückführung wurden aufgezeigt.

Drei verschiedene Varianten der Abgasrückführung wurden auf den möglichen Einsatz als Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung untersucht. Dabei stellte sich heraus, dass für den angestrebten Betriebsbereich (hohe Lasten) die Variante der Hochdruckentnahme mit Niederdruckrückführung des Abgases am vorliegenden Versuchsträger nicht einsetzbar war. Die Variante der Niederdruckentnahme mit Niederdruckrückführung birgt zwar hinsichtlich des effektiven Wirkungsgrades im Zusammenhang mit dem ausgeführten Miller-Zyklus und der hohen Verdichtung das größte Potential. Wegen der zu geringen Temperatur im Kraftstoffreformer konnte jedoch keine ausreichende Kraftstoffkonvertierung erreicht werden. Damit konnten auch keine positiven Effekte durch die RAGR auf den effektiven Wirkungsgrad aufgezeigt werden. Zudem ist es durch den Kondensatabscheider (zur Vermeidung von Tropfenschlag) am Verdichter, zum Auskondensieren von Kohlenwasserstoffen gekommen.

Die Hochdruck-Entnahme mit Hochdruck-Rückführung des Abgases konnte zur Untersuchung der Kraftstoffreformerfunktion verwendet werden. Durch den Einsatz dieser Art der Abgasrückführung mit Kraftstoffreformierung mussten jedoch einige Parameter im Motorsteuergerät angepasst werden. Dies hatte neben dem positiven Effekt der Temperaturerhöhung im Abgas auch eine deutliche Reduktion des effektiven Wirkungsgrades zur Folge. Damit wurde es jedoch möglich, ein besseres Verständnis über die notwendigen Temperaturen und mögliche Kraftstoffmassenströme über den Kraftstoffreformer zu erlangen.

Es zeigte sich, dass für eine gute Kraftstoffkonvertierung im stationären Betrieb, Temperaturen von über  $700^\circ C$  am Reformerkatalysator erforderlich sind. Damit war es möglich  $H_2$ -Konzentrationen von 7 Vol.% zu erreichen.

Positive Effekte einer zusätzlichen Wassereinspritzung in das Saugrohr des Versuchsträgers konnten nicht beobachtet werden. Es ist davon auszugehen, dass  $H_2O$  bei diesen Kraftstoffkonvertierungsraten und S/C-Verhältnissen nicht den limitierenden Faktor darstellt.

Es wurde eine Vorgehensweise zur Berechnung des Kraftstoffreformer Wirkungsgrades vorgestellt und auf einzelne Betriebspunkte angewandt. Diese zeigte die Abhängigkeit

der Heizwertsteigerung von der Temperatur im Kraftstoffreformer auf. Bei höheren Kraftstoffmassenströmen konnte deshalb nur der höchste Lastpunkt einen Reformereffizienzgrad von mehr als 100 % erreichen.

Anhand eines dynamischen Versuchs wurde die Möglichkeit der weiteren Steigerung der Konzentrationen der Reformergaskomponenten durch höhere Temperaturen am Reformerkatalysator demonstriert. Es konnte gezeigt werden, dass sich die CO-Konzentrationen bei kleineren S/C-Verhältnissen bei einer Temperaturerhöhung um zirka 100°C ausgehend von 680°C beziehungsweise 710°C um mehr als 80 % erhöhen. Dies lässt auch eine entsprechende Steigerung der H<sub>2</sub>-Konzentrationen erwarten.

## 6 Literaturverzeichnis

- [1] G. Fraidl und P. Kapus, „The future of gasoline engines,“ in *15th Stuttgart International Symposium - Automotive and Engine Technology*, Wiesbaden, 2015.
- [2] P. Davies, „Die Turboaufladung: Von den Anfängen bis zur Gegenwart,“ in *Der Verbrennungsmotor - ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*, T. Roß und A. Heine, Hrsg., Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-19290-7, 2018, pp. 15-36.
- [3] M. Fischer, M. Günther, C. Berger, R. Troeger, M. Pasternak und F. Mauss, „Suppressing Knocking by Using CleanEGR - Better Fuel Economy and Lower Raw Emissions Simultaneously,“ in *Knocking in Gasoline Engines*, Cham, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-69760-4, 2018, pp. 363-384.
- [4] H. Climent, J. M. Luján, R. Novella und M. E. Rivas-Perea, „Influence of a low pressure EGR loop on a gasoline turbocharged direct injection engine,“ *Applied Thermal Engineering*, pp. 432-443, 23. Juni 2015.
- [5] T. Alger, T. Chauvet und Z. Dimitrova, „Synergies between High EGR Operation and GDi Systems,“ SAE 2008-01-0134.
- [6] P. Eckert, M. Brauer und F. Burnar, „PKW-Dieselmotoren,“ in *Grundlagen Verbrennungsmotoren, ATZ/MTZ-Fachbuch*, G. P. Merker und R. Teichmann, Hrsg., Wiesbaden, Springer Verlag, ISBN 978-3-658-19211-2, 2018, pp. 47-72.
- [7] D. K. Marsh und A. K. Voice, „Quantification of knock benefits from reformed and cooled exhaust gas recirculation using a Livengood–Wu approach with detailed chemical kinetics,“ *International Journal of Engine Research*, Bd. 15, Nr. 1, 2016.
- [8] D. Fennel, J. M. 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*, Bd. 39, Nr. 10, pp. 5153-5162, Januar 2014.
- [9] T. Lauer, Prozessrechnung - Thermodynamische Auslegung von Verbrennungsmotoren, Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik E315: Skriptum zur Lehrveranstaltung "Prozessrechnung - Thermodynamische Auslegung von Verbrennungsmotoren" TU Wien, 2019.
- [10] X. Zhen, Y. Wang, S. Xu, Y. Zu, C. Tao, T. Xu und M. Song, „The engine knock analysis - An overview,“ *Applied Energy*, Nr. 92, pp. 628-636, 2012.
- [11] M. Choi, Y.-H. Kwak, J. Song, V. Negandhi und D. Gajowski, „Synergies of Cooled External EGR. Water Injection, Miller Valve Events and Cylinder Deactivation for the Improvement of Fuel Economy on a Turbocharged-GDI Engine; Part 1, Engine Simulation,“ *SAE Technical Paper*, Nr. 2019-01-0245, 2019.

- [12] A. Boretti, „Water injection in directly injected turbocharged spark ignition engines,“ *Applied Thermal Engineering*, Nr. 52, pp. 62-68, 2013.
- [13] F. Bozza, V. De Bellis und L. Teodosio, „Potentials of cooled EGR and water injection for knock resistance and fuel consumption improvements of gasoline engines,“ *Applied Energy*, Nr. 169, pp. 112-125, 2016.
- [14] H. D. Baehr und S. Kabelac, *Thermodynamik : Grundlagen und technische Anwendungen*, Berlin [u.a.]: Springer Vieweg, 2012, ISBN: 978-3-642-24160-4.
- [15] I. Hermann, C. Glahn, M. Kluin, M. Paroll und W. Gumprich, „Water Injection for Gasoline Engines - Quo Vadis?,“ in *Knocking in Gasoline Engines*, Cham, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-69760-4, 2018, pp. 299-321.
- [16] M. Hunger, T. Böckinger, U. Walther, M. Günther, N. Freisinger und G. Karl, „Potential of Direct Water Injection to Reduce Knocking and Increase the Efficiency of Gasoline Engines,“ in *Knocking in Gasoline Engines*, Cham, Springer International Publishing, ISBN 978-3-319-69760-4, 2018, pp. 338-359.
- [17] W. Gottschalk, „PKW-Ottomotoren,“ in *Grundlagen Verbrennungsmotor - Funktionsweise und Alternativen*, G. P. Merker und R. Teichmann, Hrsg., Wiesbaden, Springer Verlag, ISBN 978-3-658-19211-2, 2018, pp. 9-45.
- [18] R. Golloch, *Downsizing bei Verbrennungsmotoren - Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffsenkung*, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, ISBN 3-540-23883-2, 2005.
- [19] H. Eichlseder, M. Klützig und W. F. Piock, *Grundlagen und Technologien des Ottomotors*, Wien NewYork: Springer Verlag, ISBN 978-3-211-25774-6, 2008.
- [20] U. Rosenberger, M. Sonner und R. Wurms, „Die Audi Beiträge zur ATK - 20 Jahre Erfolgsgeschichte im Zeichen des technischen Fortschritts begeisternder aufgeladener Motoren,“ in *Der Verbrennungsmotor - Ein Antrieb mit Vergangenheit und Zukunft*, T. Roß und A. Heine, Hrsg., Wiesbaden, Springer Fachmedien, ISBN 978-3-658-19290-7, 2018, pp. 169-202.
- [21] G. Fraidl, P. Kapus, H. Melde, S. Lösch, W. Schöffmann, H. Sorger, M. Weißbäck und J. Wolkerstorfer, „Variable Verdichtung - im Technologiewettbewerb?,“ in *37. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2016.
- [22] G. P. Merker und R. Teichmann, „Funktionsweise von Verbrennungsmotoren,“ in *Grundlagen Verbrennungsmotoren - Funktionsweise, Simulation, Messtechnik*, Wiesbaden, Springer Fachmedien, ISBN 978-3-658-03194-7, 2014, pp. 89-330.
- [23] G. Fraidl, M. Brunner, P. Kapus, W. Schöffmann, H. Sorger, G. Teuschl und M. Weißbäck, „Verbrennungsmotor 4.X - die Umsetzung als modulare Elektrifizierung,“ in *40. Internationales Wiener Motorensymposium*, Wien, 2019.
- [24] R. Christman, S. Weiske, A. Rohi und M. Gugau, „Kugelgelagerte VTG-Turbolader für Ottomotoren,“ *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, pp. 18-25, 10/ 2019, Jahrgang 80.

- [25] N. Al-Hasan, R. Böning, D. Kraus und I. Sandor, „Otto-Turbolader mit variabler Turbinengeometrie,“ *MTZ Motorentechnische Zeitschrift*, 01/ 2018, Jahrgang 79.
- [26] J. Liebl und H. Schäfer, „Komponenten,“ in *Energiemanagement im Kraftfahrzeug*, Wiesbaden, Springer Fachmedien, ISBN 978-3-658-04451-0, 2014, pp. 57-161.
- [27] A. Tsolakis, P. Leung, 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*, Bd. 62, Nr. 4, pp. 407-416, 1 Oktober 2018.
- [28] K. Ashida, H. Maeda, T. Araki, M. Hoshino, K. Hiraya, T. Izumi und M. Yasuoka, „Study of an On-board Fuel Reformer and Hydrogen-Added EGR Combustion in a Gasoline Engine“. *SAE 2015-01-0902*.
- [29] D. Fennel, 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 Adv.*, Bd. 44, Nr. 5, pp. 35252-35261, 2015.
- [30] V. Hosseini, M. D. Checkel und W. S. Neil, „Natural gas spark ignition engine efficiency and NOx emission improvement using extreme exhaust gas recirculation enabled by partial reforming,“ *Journal of Automotive Engineering*, Bd. 222, Nr. 12, pp. 2497-2510, 3 Dezember 2008.
- [31] N. Bion, S. Rijo Gomes, 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 Catalysts B: Environmental*, Bd. 102, Nr. 1-2, pp. 44-53, Februar 2011.
- [32] J.-C. Martin, P. Millington, B. Campbell und L. Barron, „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*, Bd. 44, Nr. 25, pp. 12880-12889, Mai 2019.
- [33] A. Tsolakis, S. Golunski, P. Leung und J. Rodríguez-Fernández, „Raising the fuel heating value and recovering exhaust heat by on-board oxidative reforming of bioethanol,“ *Energy & Environmental Science*, Nr. 3, pp. 780-788, 2010.
- [34] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams, *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*, Wien NewYork: Springer, 2009, ISBN: 978-3211-99276-0.
- [35] S. Brusca, V. Chiodio, A. Galvagno, R. Lanzafame und A. Marina Cugno Garrano, „Analysis of reforming gas combustion in Internal Combustion Engine,“ in *68th Conference of the Italian Thermal Machines Engineering Association, ATI2013*, Bologna, 2014.

- [36] D.-K. Nguyen, L. Sileghem und S. Verhelst, „Exploring the potential of reformed-exhaust gas recirculation (R-EGR) for increased efficiency of methanol fueled SI engines,“ *Fuel*, pp. 778-791, 15 Jänner 2019.
- [37] A. Tsolakis, D. Fennell, J. M. H. Arellano, M. Wyszynski, 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*, Bd. 232, Nr. 8, pp. 1079-1091, 27 September 2017.
- [38] E. Conte, „Combustion of reformer gas/gasoline mixtures in spark ignition engines: A concept for near-zero emission transportation,“ *Dissertation an der ETH Zürich*, 2006.
- [39] K. Stephan und P. Stephan, „Thermodynamik,“ in *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*, Berlin Heidelberg, Springer, 2007, ISBN: 978-3-540-49714-1.