



OTTO VON GUERICKE  
UNIVERSITÄT  
MAGDEBURG

MB

FAKULTÄT FÜR  
MASCHINENBAU

# Ganzheitliche Bewertung von Wasserstoffverbrennungsmotoren

## Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

**Doktoringenieur**  
**(Dr.-Ing.)**

von M. Sc. Kevin Klepatz  
geb. am 17.05.1992 in Schwerte

genehmigt durch die Fakultät für Maschinenbau  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Hermann Rottengruber  
Prof. Dr. sc. techn. Thomas Koch

Promotionskolloquium am 07.12.2023

## Kurzfassung

Der anthropogene Klimawandel ist gegenwärtig das zentrale Problem in heutigen gesellschaftlichen und politischen Strukturen. Zur Begrenzung der globalen Erwärmung muss der Ausstoß von Treibhausgasen signifikant reduziert werden. Entsprechend wurde in Deutschland das Ziel der Klimaneutralität bis 2045 festgesetzt. Wesentlichen Anteil an den emittierten Treibhausgasen hat der Verkehr und die Energiewirtschaft.

Wasserstoff ist aufgrund seiner Kohlenstofffreiheit prädestiniert den Treibhausgasausstoß in diesen Sektoren erheblich zu reduzieren. Der Einsatz von Wasserstoff als Kraftstoff in Verbrennungsmotoren bietet dafür eine effiziente und wirtschaftliche Möglichkeit. Voraussetzung dabei ist die Nutzung von Wasserstoff, der aus erneuerbaren Energien erzeugt wurde.

Diese Arbeit soll einen Beitrag für die Technologieoffenheit in der Diskussion zur Reduzierung der Treibhausgasemissionen leisten und die Vorteile des Wasserstoffverbrennungsmotors anhand einer ganzheitlichen Betrachtungsweise zu erörtern.

Anhand von zwei Anwendungsbeispielen aus den Sektoren Verkehr und Energiewirtschaft wurde eine ganzheitliche Bewertung von verschiedenen Energiewandlungssystemen durchgeführt. Diese beinhaltet die wesentlichen Aspekte **Effizienz**, **Klimawirksamkeit** und **Wirtschaftlichkeit**, die zur großtechnischen Realisierung dieser Energiewandlungssystemen von besonderer Bedeutung sind. Der Wasserstoffverbrennungsmotor ist dabei primärer Untersuchungsgegenstand und wurde in beiden Anwendungen eingesetzt. Zu diesem Zweck wurden zwei 0D/1D-Simulationsmodelle mit prädiktiven Verbrennungsansätzen modelliert und anhand von Messergebnissen validiert.

Im ersten Anwendungsbeispiel wurde der Wasserstoffverbrennungsmotor in einer Nutzfahrzeuganwendung, einen konventionellen Dieselmotor und einen batterieelektrischen Antrieb gegenübergestellt. Dafür wurde simulativ eine Verlustanalyse des Wasserstoffverbrennungsmotors durchgeführt, um den Effizienzvorteil des H<sub>2</sub>-Motors gegenüber dem Dieselmotor zu aufzuzeigen. Für den zweiten Aspekt, der Klimawirksamkeit, wurden die für das Nutzfahrzeug betrachteten Antriebstechnologien hinsichtlich ihren Treibhausgasausstoß über die gesamte Lebensdauer bilanziert. Bei Betrachtung einer konventionellen Energieerzeugung weist der dieselmotorische Nutzfahrzeugantrieb die geringsten Emissionen auf. Unter der Annahme, dass rein regenerativ erzeugte Energie für die Herstellung und den Betrieb des Nutzfahrzeugs genutzt wird, ist der Wasserstoffverbrennungsmotor die klimagünstigste Technologie. Für den Punkt der Wirtschaftlichkeit wurden die Gesamtkosten der drei Antriebstechnologien über die Lebensdauer ermittelt. Dies erfolgte einerseits unter aktuellen gesetzlichen Rahmenbedingungen und andererseits unter zukünftigen Gegebenheiten. Hierbei wies der batterieelektrische

Antrieb, aktuell (Stand 2022) die niedrigsten Kosten auf. Zukünftig ist hier aber auch der H<sub>2</sub>-Verbrennungsmotor die wirtschaftlichere Technologie für ein Nutzfahrzeug.

Der Fokus im zweiten Anwendungsbeispiel lag auf einen Wasserstoffkreislaufmotor mit Selbstzündung. Dieser völlig emissionsfreie Verbrennungsmotor fungiert als Rückverstromungsaggregat bei der Zwischenspeicherung von elektrischer Energie in Wasserstoff. Es handelte sich hierbei um eine stationäre Anwendung in der Energiewirtschaft. Zur Ermittlung der maximalen Effizienz wurde mithilfe des zweiten Simulationsmodells eine Variation des sogenannten Trägergases durchgeführt. Das bei den Prüfstandmessungen eingesetzte Trägergas Argon wurde simulativ mit Helium und Neon verglichen. Ergebnis dieser Analyse war die Überlegenheit von Argon gegenüber Helium und Neon in den Punkten Effizienz, sowie thermische und mechanische Motorbelastung. Entsprechend wurde Argon als das am besten geeignete Trägergas im Kreislaufmotor bewertet. Um den Aspekt der Klimawirksamkeit Rechnung zu tragen, wurde die CO<sub>2</sub>-Anreicherung im Kreislaufmotor untersucht, die aus der Schmierölverbrennung im Zylinder resultiert. Daraus wurde eine Spülfrequenz für das Trägergas festgesetzt, um relevante Wirkungsgradeinbußen zu vermeiden. Zudem wurde, in Hinblick auf die anschließende Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, Möglichkeiten zur Erhöhung der Leistungsdichte untersucht. So konnte die Motorleistung durch eine Umstellung des Arbeitsverfahrens auf ein Zweitakt-Verfahren wesentlich gesteigert werden. Abschließend wurde die Wirtschaftlichkeit des Wasserstoffkreislaufmotors betrachtet. Hierbei wurde dieser mit einen luftansaugenden Wasserstoffmotor und einer PEM-Brennstoffzelle verglichen. In dieser Betrachtung wies der H<sub>2</sub>-Kreislaufmotor die geringsten Gesamtkosten auf. Zusätzlich wurde ein Umsetzungskonzept für den Wasserstoffkreislaufmotor skizziert, in dem die Maßnahmen und Rahmenbedingungen zur Realisierbarkeit dieses Motorkonzepts erörtert wurden.

## Abstract

The anthropogenic climate change is currently the central problem in today's social and political structures. To limit global warming, greenhouse gas emissions has to be significantly reduced. Accordingly, the goal of climate neutrality in 2045 has been set in Germany. The transport and the energy industry have a significant amount of the emitted greenhouse gases.

Due to its carbon-free nature, hydrogen is predestined to reduce greenhouse gas emissions in these sectors, significantly. The use of hydrogen as a fuel in internal combustion engines offer an efficient and economical way to achieve this. The requirement for this is the use of hydrogen produced from renewable energies, only.

This work intends to contribute on openness of technology in the discussion of reducing greenhouse gases and shows the advantages of the hydrogen combustion engine from a holistic point of view.

Based on two application examples from the transport and energy sectors, a holistic evaluation of different energy conversion systems was executed. This evaluation includes the essential aspects of efficiency, climate effectiveness and economy, which are of particular importance for the realization of these energy conversion systems. The hydrogen combustion engine is the primary object of the investigation and was used in both applications. For this purpose, two 0D/1D-simulation models of a hydrogen engine with predictive combustion approaches were modeled and validated with measurement results.

In the first application example, the hydrogen combustion engine was compared with a conventional diesel engine and a battery-electric drive in a commercial vehicle application. For this purpose, a loss analysis of the hydrogen combustion engine was done in the simulation to verify the efficiency advantage of the H<sub>2</sub> engine compared to the diesel engine. For the second aspect, the climate impact, the propulsion technologies for the commercial vehicle were balanced with regard to their greenhouse gas emissions over the entire service life. When conventional energy generation is considered, the diesel-engine commercial vehicle drive system has still the lowest emissions. Assuming that purely renewably generated energy is used for the production and operation of the commercial vehicle, the hydrogen combustion engine is the most climate-friendly technology. To justify the economic efficiency, the total costs of the three drive technologies were determined over their service life. This was done under current legal conditions, on the one hand and under future conditions, on the other. The battery-electric drive currently (status as of 2022) had the lowest costs. In the future, the H<sub>2</sub> combustion engine will also be the more economical technology for a commercial vehicle, here.

The focus in the second application example was on a self-igniting hydrogen closed-cycle engine. This completely emission-free combustion engine acts as a regenerative power unit for the intermediate storage of electrical energy in hydrogen. This engine was considered for a stationary application in the energy industry. To determine the maximum efficiency, a variation of the so-called carrier gas was carried out using the second simulation model. The carrier gas, argon, used in the test bench measurements was compared with helium and neon, in the simulation. The result of this analysis was the superiority of argon over helium and neon in terms of efficiency as well as thermal and mechanical engine load. Accordingly, argon was evaluated as the most suitable carrier gas for the closed-cycle engine. In order to take account of the aspect of climate effectiveness, the CO<sub>2</sub> accumulation in the closed-cycle engine resulting from the combustion of lubricating oil in the cylinder was investigated. From this, a purge frequency for the carrier gas was determined in order to avoid relevant efficiency losses. In addition, possibilities for increasing the power density were investigated for economic efficiency. The engine power could be increased by changing the working process to a two-stroke process. In conclusion, the economic efficiency of the hydrogen closed-cycle engine was analyzed. The engine was compared with an air-intake hydrogen engine and a PEM fuel cell. In this comparison, the H<sub>2</sub> closed-cycle engine had shown the lowest overall costs. In addition, an implementation concept for the hydrogen cycle engine was outlined, in which the measures and framework conditions for the feasibility of this engine concept were discussed.

# Inhalt

Kurzfassung und Abstrakt.....	II
1 Motivation und Zielsetzung.....	1
2 Wasserstoff als Kraftstoff im Verbrennungsmotor.....	3
2.1 Eigenschaften von Wasserstoff.....	3
2.2 Wasserstofferzeugung und -speicherung.....	5
2.3 Gemischbildung.....	9
2.4 Schadstoffemissionen.....	14
3 Grundlagen der Motorprozessrechnung.....	18
3.1 Thermodynamisches Modell.....	18
3.2 Druckverlaufsanalyse.....	20
3.3 Simulative Beschreibung von Verbrennungsprozessen.....	22
3.3.1 Non-prädiktive Verbrennungsmodelle.....	23
3.3.2 Prädiktive Verbrennungsmodelle.....	24
3.4 Verlustanalyse.....	31
4 Methodik.....	39
5 Ganzheitliche Bewertung von H <sub>2</sub> -Motorenkonzepten für Nutzfahrzeugantriebe.....	41
5.1 Verlustanalyse eines Nutzfahrzeugmotors im Diesel-, H <sub>2</sub> PFI- und H <sub>2</sub> DI-Betrieb.....	43
5.2 Systemvergleich alternativer Nutzfahrzeugantriebe.....	52
5.2.1 THG-Emissionen im Nutzfahrzeugbetrieb.....	53
5.2.2 Nutzlastreduzierung alternativer Antriebssysteme.....	57
5.2.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in Lebenszyklusanalyse.....	59
5.3 Bewertung alternativer Nutzfahrzeugantriebe.....	69
6 Ganzheitliche Bewertung von H <sub>2</sub> -Motorenkonzepten für stationäre Anwendungen.....	71
6.1 Arbeitsprinzip H <sub>2</sub> -Kreislaufmotor und Forschungsmotor.....	72
6.2 Modellierung und Validierung der 1D Simulation.....	77
6.3 Thermodynamische Analyse des Wasserstoffkreislaufmotors.....	81
6.3.1 Trägergasvariation – Edelgasvergleich.....	81
6.3.2 CO <sub>2</sub> -Anreicherung im Kreislaufsystem.....	91
6.3.3 Erhöhung der Leistungsdichte.....	94
6.4 Umsetzungskonzept des Wasserstoffkreislaufmotors.....	99
7 Zusammenfassung.....	108
8 Ausblick.....	113
9 Literatur.....	115
10 Anhang.....	130

## Nomenklatur

### Formelzeichen

$\alpha$	Konstante zur Berücksichtigung des Temperatureinflusses von $\lambda$
$\alpha_G$	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	Konstante zur Berücksichtigung des Druckeinflusses von $\lambda$
$\varepsilon$	Verdichtungsverhältnis
$\Delta\eta_g$	Summe des Gesamtverlusts
$\Delta\eta_{rL}$	Verlust der realen Ladung
$\Delta\eta_{rV}$	Wirkungsgradverlust der realen Verbrennungsgeschwindigkeit
$\Delta\eta_{uV}$	Wirkungsgradverlust der unvollständigen Verbrennung
$\Delta\eta_{LW}$	Wirkungsgradverlust infolge des realen Ladungswechsels
$\Delta\eta_{WW}$	Wirkungsgradverlust infolge des Wandwärmeübergangs
$\Delta p$	Druckdifferenz zwischen Einblasdruck und Zylinderdruck
$\Delta p_n$	Nulllinienverschiebung
$\Delta\varphi_{BD}$	Brenndauer
$\eta_g$	Gütegrad
$\eta_i$	indizierter Wirkungsgrad
$\eta_{u,ges}$	Umsatzrate
$\eta_v$	Wirkungsgrad des vollkommenen Motors
$\kappa$	Isentropenexponent
$\lambda$	Verbrennungsluftverhältnis
$\lambda_A$	Luftaufwand
$\lambda_L$	Liefergrad
$\lambda_T$	Taylor microscale Länge
$\lambda_m$	Verbrennungsluftverhältnis bei max. lam. Flammgeschwindigkeit
$\mu_u$	dynamische Viskosität in der unverbrannten Zone
$\rho_l$	Dichte Umgebungsluft

---

$\rho_{Gem}$	Gemischdichte
$\rho_u$	Dichte des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs
$p_0$	Referenzdruck
$p_{Krstf}$	Kraftstoff-Einblasdruck
$p_{Mess}$	gemessenes Drucksignal
$p_{mi}$	indizierter Mitteldruck
$p_{zyl}$	Zylinderinnendruck
$\tau$	Zeitkonstante zur Ermittlung der Durchbrennrate der Flammenfront
$\varphi$	Kurbelwinkel
$\varphi_{BB}$	Brennbeginn
$A$	gasberührende Oberfläche
$A_f$	Flammenfläche
$A_e$	Flammenfrontoberfläche
$a$	Konstante zur Ermittlung der Umsatzrate
$B_m$	maximale laminare Flammengeschwindigkeit
$B_\lambda$	Laminare Flammgeschwindigkeit in Abhängigkeit von $\lambda$
$C_1$	Konstante zur Ermittlung des Wärmeübergangs
$C_{DE}$	Multipliar zur simulativen Anpassung
$C_{Dif}$	Diffusionsverbrennung-Multipliar
$C_{FKG}$	Flame Kernel Growth Multipliar
$C_{TFS}$	Turbulent Flame Speed Multipliar
$C_{TLS}$	Taylor Length Scale Multipliar
$C_{Vorm}$	Vormischverbrennung-Multipliar
$C_{Zünd}$	Zündverzögerung-Multipliar
$C_{ent}$	Entrainment-Multipliar
$c_d$	Durchflussbeiwert des Injektors
$c_m$	mittlere Kolbengeschwindigkeit

---

$c_p$	spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck
$c_u$	Drallgeschwindigkeit der Ladungsbewegung
$c_v$	spezifische Wärmekapazität bei konstanten Volumen
$d$	Bohrungsdurchmesser
$f_{DE}$	Faktor zur Berücksichtigung der Ladungsverdünnung auf $S_L$
$H_u$	untere Heizwert
$h_B$	Kraftstoffenthalpie
$h_a$	Abgasenthalpie
$h_e$	Enthalpie der Ansaugluft
$k$	kinetische Geschwindigkeitskonstante der Verbrennungsreaktion
$L_i$	turbulente Längenskalierung
$M_b$	verbrannte Gemischmasse
$M_e$	unverbrannte Gemischmasse
$m$	Formfaktor zur Bestimmung der Brenngeschwindigkeit nach <i>Vibe</i>
$m_B$	Kraftstoffmasse
$m_{Dif}$	Thermisch umgesetzte Masse in Diffusionsverbrennung
$m_{Vorm}$	thermisch umgesetzte Masse in Vormischverbrennung
$m_a$	Abgasmasse
$m_e$	Masse der Ansaugluft
$m_{res,u}$	Restgasmasse der unverbrannten Zone
$n$	Motordrehzahl
$p$	momentane Zylinderdruck
$Q_{B,ges}$	Gesamte im Kraftstoff enthaltene Wärmemenge
$Q_B$	gesamte Wärmemenge
$Q_H$	momentane Wärmemenge des Heizverlaufs
$Q_{Leck}$	Leckageenthalpiestrom
$Q_W$	Wandwärmestrom
$Q_b$	momentane Wärmemenge des Brennverlaufs

---

$Re_t$	turbulente Reynoldszahl
$R_f$	Flammenradius
$S_L$	Laminare Flammgeschwindigkeit
$S_T$	Turbulente Flammgeschwindigkeit
$T$	mittlere Gastemperatur
$T_0$	Referenztemperatur
$T_G$	Gastemperatur
$T_W$	Wandtemperatur
$T_u$	Temperatur des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemisches
$t_{Zünd}$	Zündverzug
$t_{gem}$	Gemischbildungszeit
$U$	innere Energie
$u$	Geschwindigkeit des resultierenden Kraftstoff-Luft-Gemisch
$u'$	turbulente Intensität
$u_{inj}$	Einblasgeschwindigkeit
$V$	momentanes Hubvolumen
$V_h$	Zylindervolumen
$V_c$	Kompressionsvolumen
$W$	technische Arbeit
$w$	Charakteristische Geschwindigkeit

---

## Abkürzungen und Indizes

AGR	Abgasrückführung
AUS32	Aqueous urea solution (32-prozentige Harnstofflösung nach ISO 22241)
BEV	Battery electric vehicle (dt. batterieelektrisches Fahrzeug)
BFStrMG	Bundesstraßenmautgesetz
BMDV	Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur
BP	Betriebspunkt
BZ	Brennstoffzelle
CAPEX	Capital expenditures (dt. Investitionskosten)
CCS	Carbon Capture and Storage (dt. CO <sub>2</sub> -Abscheidung und Speicherung)
CCS	Combined Charging System (dt. kombiniertes Ladesystem)
CCU	Carbon Capture and Utilization (dt. CO <sub>2</sub> -Abscheidung und Verwendung)
CFD	Computational Fluid Dynamics (dt. numerische Strömungssimulation)
DC	Direct current (dt. Gleichstrom)
DI	Direct injection (dt. innere Gemischbildung (Direkteinblasung))
DI	Direkt injection (dt. Direkteinspritzung/-einblasung)
EU	Europäische Union
FPersV	Fahrpersonalverordnung
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
HPC	High Power Charging (dt. Hochleistungsladen)
ICCT	International Council on Clean Transport
Ifeu	Institut für Energie- und Umweltforschung Heidelberg
KraftStG	Kraftfahrzeugsteuergesetz
KsNI	Förderprogramm für klimaschonende Nutzfahrzeuge und Infrastruktur
LOHC	Liquid Organic hydrogen Carrier (dt. flüssige organische Wasserstoffträger)
OPEX	Operational expenditures (dt. Betriebskosten)
OT	Oberer Totpunkt
PEM	Polymerelektrolytmembran- oder Protonenaustauschmembran-Brennstoffzelle

---

PFI	Port fuel injection (dt. äußere Gemischbildung / Saugrohreinblasung)
PM	Particulate matter (dt. Partikelmasse)
PN	Particulate number (dt. Partikelanzahl)
SCR	Selektive katalytische Reduktion
SI	Spark ignition (dt. Fremdzündung)
SOI	Start of injection (dt. Einblaszeitpunkt)
StVO	Straßenverkehrs-Ordnung
StVZO	Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung
TCO	Total cost of ownership (dt. Gesamtkostenanalyse über den Lebenszyklus)
THG	Treibhausgas
TOTEX	Total expenditures (dt. Gesamtkosten)
UT	untere Totpunkt
ZOT	Zünd - Oberer Totpunkt

# 1 Motivation und Zielsetzung

Der Klimawandel stellt eine zentrale Herausforderung unserer Zeit dar. Der Verkehrssektor weist hierbei einen signifikanten Anteil an den jährlich emittierten Treibhausgasemissionen auf. Weltweit werden rund 20 % [1] der CO<sub>2</sub>-Emissionen durch den Personen- und Güterverkehr in die Atmosphäre emittiert (Stand 2021). Als Reaktion darauf wurde vom Umweltministerrat der Europäischen Union festgelegt, die CO<sub>2</sub>-Flottengrenzwerte bei Personenkraftwagen bis 2035 auf null zu reduzieren [2]. Entsprechend dürfen ab dem Jahr 2035 neu zugelassene Personenkraftwagen lokal kein CO<sub>2</sub> emittieren. Dies hat zur Folge, dass Verbrennungsmotoren, die mit konventionellen Otto- und Dieselmotoren betrieben werden, nicht mehr zulassungsfähig sind. Ebenso wurde vom Parlament der Europäischen Union eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionsgrenzwerte für Nutzfahrzeuge gesetzlich festgelegt. Im Zuge dessen sollen bis 2030 die CO<sub>2</sub>-Emissionen im Vergleich zum Jahr 2019 um 30 % reduziert werden [3].

Um diesen Entwicklungen Rechnung zu tragen, stehen alternative Antriebstechnologien im Fokus der Entwicklung, die ganzheitlich betrachtet, kein Kohlenstoffdioxid emittieren. Neben dem elektrischen Antrieb, gespeist durch einen Batteriespeicher oder einer Brennstoffzelle, stellt der Wasserstoffverbrennungsmotor eine dieser möglichen alternativen Antriebstechnologien dar. Aufgrund der Kohlenstofffreiheit von Wasserstoff, werden beim Betrieb eines H<sub>2</sub>-Motors keinerlei CO<sub>2</sub> emittiert [4]. Wie beim batterieelektrischen Antrieb auch, ist einzig die Primärenergie, welche zur Herstellung des Energieträgers verwendet wird, entscheidend für die globalen CO<sub>2</sub>-Emissionen des H<sub>2</sub>-Motors. Bei der Nutzung regenerativ erzeugter Energie zur Wasserstoffproduktion ist der H<sub>2</sub>-Motorbetrieb CO<sub>2</sub>-frei.

Auch in der Energiewirtschaft, die mit fast 38 % (Stand 2021) den größten Anteil der weltweit ausgestoßenen CO<sub>2</sub>-Emissionen ausmacht [1], kann der Wasserstoffverbrennungsmotor einen wichtigen Beitrag leisten. Der Anteil an regenerativ erzeugter Energie im deutschen Strommix lag im Jahr 2021 bei knapp 46 % [5]. Zur Verbesserung dieses Werts und damit zur Unterstützung des Ausbaus erneuerbarer Energien sind effiziente Speichersysteme notwendig, die große Energiemengen langfristig zwischenspeichern und bei Bedarf rückverstromen können. Ein Wasserstoffmotor als Teil eines Speicher- und Rückverstromungssystems kann zur effizienten Speicherung großer Energiemengen genutzt werden. Durch die gleichzeitige Nutzung der Motorabwärme kann darüber hinaus der Heizbedarf von privaten, gewerblichen oder industriellen Gebäuden klimafreundlich sichergestellt werden.

Wasserstoff bietet neben der Kohlenstofffreiheit einige wesentliche Vorteile beim verbrennungsmotorischen Betrieb. So ermöglicht der hohe Diffusionskoeffizient eine schnelle Homogenisierung des Wasserstoff-Luft-Gemischs, infolgedessen der eingebrachte Wasserstoff nahezu vollständig verbrannt wird. In Kombination mit der hohen Verbrennungsgeschwindigkeit

einer Wasserstoffverbrennung führt dies zu einer sehr effizienten und emissionsarmen Verbrennung mit geringem Kraftstoffverbrauch.

Neben den Vorteilen von Wasserstoff bringt dessen Einsatz im Verbrennungsmotor einige zentrale Herausforderungen hinsichtlich seines Treibhausgaspotentials und seiner Handhabung mit sich. Da Wasserstoff ein Sekundärenergieträger ist, ist dessen THG-Potential essential vom verwendeten Primärenergieträger abhängig ist [6]. Weiter liegt Wasserstoff bei Umgebungsbedingungen gasförmig bei geringer Dichte vor. Für eine hohe gravimetrische Energiedichte, die vor allem für den mobilen Einsatz im Fahrzeug von Bedeutung ist, ist eine Druckspeicherung oder kryogene Flüssigspeicherung notwendig. Beide Speicherarten zeichnen sich durch einem energieintensiven Prozessschritt,  $H_2$ -Kompression bei der Druckspeicherung und  $H_2$ -Kühlung bei der Flüssigspeicherung, aus [7, 8]. Im motorischen Betrieb selbst müssen für eine schadstoffarme und effiziente Verbrennung weitere wasserstoffspezifische Besonderheiten in der Prozessführung Berücksichtigung finden. Aufgrund der geringen Wasserstoffdichte kann es bei der äußeren Gemischbildung zu einem Luftverdrängungseffekt kommen, wodurch der Liefergrad und damit den Wirkungsgrad der Verbrennung reduziert wird [4]. Die vorteilhafte kurze Brenndauer einer  $H_2$ -Verbrennung kann bei Verbrennungsluftverhältnissen nahe der Stöchiometrie zu hohen Verbrennungstemperaturen führen, die einerseits den Motor thermisch stark belasten und andererseits zu hohen Stickoxidemissionen führen können [4]. Darüber hinaus besteht aufgrund der geringen Zündenergie und den weiten Zündgrenzen von Wasserstoff, ein erhöhtes Risiko für Verbrennungsanomalien, welche für einen langlebigen Motorbetrieb vermieden werden müssen [4].

Ziel dieser Dissertation ist ganzheitliche Bewertung des Wasserstoffverbrennungsmotors für zwei Anwendungsbereiche. In der ersten Anwendung soll der  $H_2$ -Motor als zukünftiges Antriebskonzept für Nutzfahrzeuge bewertet werden. Der  $H_2$ -Motor wird hierbei vergleichend mit einer batterieelektrischen und dieselmotorischen Antriebseinheit hinsichtlich ökologischer und ökonomischer Aspekte analysiert. Der untersuchte Wasserstoffmotor basiert auf einem umgerüsteten Sechszylinder Dieselmotor (Deutz TCD 7.8 L6) der *Deutz AG*.

Im zweiten Anwendungsfall wird der  $H_2$ -Motor in der Anwendung als Wasserstoffkreislaufmotor untersucht, der das Herzstück eines Power-to-Gas-Systems bildet. Für das sich noch in der Forschungsphase befindliche Motorkonzept soll in einer Potentialanalyse die thermodynamische Prozessführung untersucht werden. Auf Basis dieser Analyse erfolgt eine Aufstellung von Voraussetzungen, Betriebsparametern und ökonomischen Randbedingungen zur Realisierung des  $H_2$ -Kreislaufmotors.

## 2 Wasserstoff als Kraftstoff im Verbrennungsmotor

### 2.1 Eigenschaften von Wasserstoff

Im Zuge der Forderungen den Emissionsausstoß von Verbrennungsmotoren zu reduzieren, gelangt der Wasserstoff als alternativer Kraftstoff erneut in den Fokus der „Zero Emission“ Energieerzeugung. Der entscheidende Vorteil bei der Verwendung von Wasserstoff als Kraftstoff, ist dessen Kohlenstofffreiheit. Bei der Verbrennung von  $H_2$  entstehen nahezu keine kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen, wie  $CO$ ,  $CH$  und ebenso kein klimaschädigendes Treibhausgas  $CO_2$ . Einzig infolge der Mitverbrennung von Schmieröl kann ein geringer Anteil von kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen entstehen. Dieser Anteil bewegt sich auf dem Niveau der messbaren Nachweißgrenze [9]. Auch Schadstoffe, die als Nebenprodukt während der Verbrennung entstehen können, wie  $NO_x$ , lassen sich durch eine Anpassung des Brennverfahrens wirkungsvoll vermeiden. Diese grundlegenden Besonderheiten von Wasserstoff erfordern einen hohen Grad an spezifischen Anpassungen am Verbrennungsmotor.

Wasserstoff ist ein brennbares, farbloses, ungiftiges und geruchloses Gas. Aufgrund der hohen Reaktionsfreudigkeit kommt Wasserstoff auf der Erde nur in gebundener Form vor, häufig in Verbindung mit Sauerstoff als Wasser. Entsprechend muss zur Verwendung von Wasserstoff als Kraftstoff dieser zunächst aus Primärenergieträgern hergestellt werden. Eine ausführliche Darstellung der verschiedenen Verfahren und Technologien zur Wasserstoffherzeugung erfolgt im nachfolgenden Abschnitt 2.2.

Wasserstoff ist das Molekül mit der geringsten molaren Masse. Entsprechend gering ist die Wasserstoffdichte, was einige Besonderheiten für die mobile Anwendung nach sich zieht. Die für den mobilen Einsatz im Fahrzeug mit  $H_2$ -Verbrennungsmotor wesentlichen Eigenschaften von Wasserstoff sind in Tabelle 1 aufgeführt.

Wasserstoff weist den höchsten gravimetrischen Heizwert aller technisch relevanten Gase auf. Volumetrisch betrachtet sinkt der Heizwert stark aufgrund der geringen Wasserstoffdichte. Dieser Umstand hat dementsprechend großen Einfluss sowohl auf die Wasserstoffspeicherung im Fahrzeug, als auch auf die Gemischbildung im Verbrennungsmotor, auf die in Abschnitt 2.2 und 2.3 Bezug genommen wird.

**Tabelle 1:** Relevante Stoffeigenschaften von Wasserstoff, Ottokraftstoff und Diesekraftstoff für die Verwendung als Kraftstoff im Verbrennungsmotor nach [4, 10 – 13]

<b>Eigenschaft</b>	<b>Einheit</b>	<b>Wasserstoff</b>	<b>Ottokraftstoff nach DIN EN 228</b>	<b>Diesekraftstoff nach DIN EN 590</b>
Dichte	kg/m <sup>3</sup>	0,09*	730 – 780**	820 – 845**
gravimetrischer Heizwert	MJ/kg	120	42	42,9
volumetrischer Heizwert	MJ/dm <sup>3</sup>	8,5	31,7	35,8
Siedepunkt /-bereich	°C	-252,8	30 – 190	210 – 355
Stöchiometrischer Luftbedarf	kg <sub>Luft</sub> /kg <sub>Krst</sub>	34,3	14	14,7
Zündgrenzen	$\lambda$ -Bereich	0,13 – 10	0,4 – 1,4	0,48 – 1,35
Laminare Flammgeschwindigkeit	cm/s	~230	~40	~40
Minimale Zündenergie	mJ	0,017	0,24	0,24
Selbstzündtemperatur	°C	585	230 – 450	250
Diffusionskoeffizient in Luft	cm <sup>2</sup> /s	0,61	0,05	–

\* unter Normalbedingungen (0 °C, 1013 mbar)

\*\* bei 15 °C und 1013 mbar

Die weiten Zündgrenzen von Wasserstoff ermöglichen einen qualitativ geregelten Betrieb im gesamten Motorkennfeld, bei theoretischen Verbrennungsluftverhältnissen bis zu  $\lambda = 10$  [4]. Die Zündwilligkeit des Wasserstoffes geht einher mit einer schnellen Verbrennung. Die laminare Brenngeschwindigkeit von Wasserstoff beträgt ca. 230 cm/s und ist damit um den Faktor 5 höher als bei konventionellen Kraftstoffen wie Otto- oder Diesekraftstoff [14]. Diese Charakteristik hat eine enorm kurze Brenndauer zur Folge. Dies wirkt sich wiederum positiv auf die Energieumsetzung aus, da es bedingt durch die kurze Brenndauer zu einer Annäherung an den idealen Gleichraumprozess kommt. Daraus resultiert ein hoher Prozesswirkungsgrad. Hinzu kommt die rasche Durchmischung des Wasserstoffes mit der Frischluft, verglichen mit konventionellen Kraftstoffen. Dieser Effekt begünstigt eine gute Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemischs. [4, 14]

Mit Blick auf die hohe Selbstzündtemperatur (585 °C) und der geringen minimalen Zündenergie (0.017 mJ) von Wasserstoff, drängt sich ein Fremdzündungssystem über eine Zündkerzeninitiiierung beim Wasserstoffverbrennungsmotor auf. Konzeptmotoren mit einer Kompressionszündung von Wasserstoff in Luft wurden in der Vergangenheit umgesetzt, weisen aber einige signifikante Nachteile im motorischen Betrieb auf. Aufgrund der hohen Selbstzündtemperatur ist eine Aufheizung der Ansaugluft notwendig, um während des Kompressionshubs bei dieselähnlichen Verdichtungsverhältnissen die Wasserstoffselbstzündung realisieren zu können.

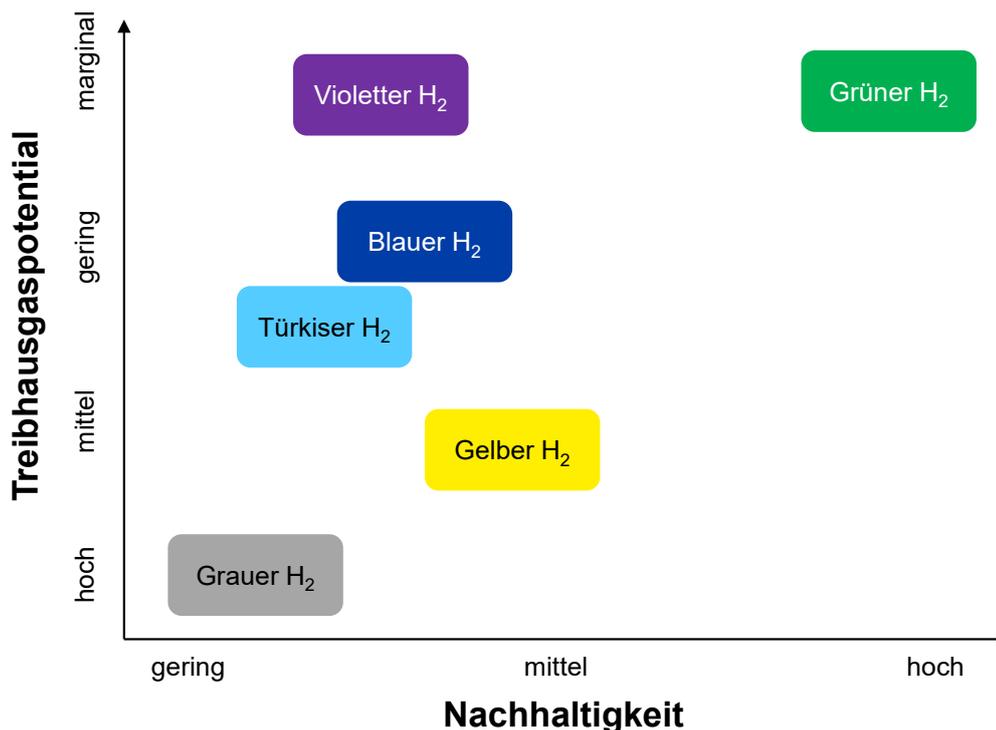
Dies führt wiederum zu einer Reduzierung des Liefergrads und folglich zur Abnahme der Leistungsdichte des H<sub>2</sub>-Motors. Zudem treten bei einem selbstgezündeten H<sub>2</sub>-Verbrennungsmotor nach Rottengruber [15] vermehrt starke zyklische Schwankungen im Zylinderdruckverlauf auf. Ein unruhiger Motorlauf, sowie mögliche Zündaussetzer sind die Folge. Darüber hinaus kommt es zu hohen Stickoxidemissionen durch die Verbrennung des inhomogenen Kraftstoff-Luft-Gemischs in einer Diffusionsflamme, ähnlich wie beim konventionellen Dieselmotor. Aufgrund dieser Nachteile erscheint der fremdgezündete Wasserstoffverbrennungsmotor als technisch sinnvoller. [15 – 17]

## 2.2 Wasserstofferzeugung und -speicherung

Wie bereits erwähnt ist Wasserstoff ein Energieträger, welcher in gebundener Form auf der Erde vorliegt. Dementsprechend muss dieser aus Primärenergieträgern erzeugt werden. In Abhängigkeit des Herstellungsprozesses und des Ursprungs des Primärenergieträgers, wird Wasserstoff hinsichtlich dessen Klimawirksamkeit nach Farben kategorisiert. So wird Wasserstoff, der aus fossilen Energieträgern (Erdöl und Erdgas) hergestellt wird, als grau definiert. Hierbei werden je nach verwendetem fossilem Energieträger, im Wesentlichen drei Reformierungsverfahren zur Wasserstoffherstellung genutzt. Die Dampfreformierung, die autotherme Reformierung und die partielle Oxidation. Die Dampfreformierung aus Erdgas ist, mit einem Anteil von ca. 90 % [4, 8, 18] der globalen Wasserstoffproduktion, die derzeit am häufigsten genutzte Herstellungsmethode zur Wasserstofferzeugung. Dies ist unter anderem den hohen Prozesswirkungsgrad von rund 80 % [4] zurückzuführen. Problematisch bei der Herstellung von grauem Wasserstoff aus fossilen Energieträgern, ist deren langfristig gesehen unter ökonomischen Verhältnissen begrenzte Förderverfügbarkeit, sowie deren bei der Herstellung emittierten Treibhausgasemissionen. [8] Grüner Wasserstoff ist regenerativen Ursprungs. Dieser wird primär über die Wasserstoffelektrolyse mit Hilfe von elektrischer Energie aus erneuerbaren Quellen hergestellt. Diese Wasserstofferzeugungstechnologie weist einen Anteil an der weltweit erzeugten Wasserstoffmenge von 4 % [8] auf. Damit ist der grüne Wasserstoff im Hinblick auf seine großtechnische Bedeutung in der Industrie deutlich hinter dem grauen Wasserstoff einzuordnen. Neben der Wasserstofferzeugung aus der Elektrolyse existieren noch weitere Verfahren zur Herstellung von grünem Wasserstoff. Die thermochemische Wasserspaltung, sowie die photokatalytische und photobiologische Wasserstofferzeugung, sind zurzeit noch in der Erprobung. Diese Erzeugungsverfahren befindet sich noch weitestgehend im Labormaßstab und sind zum gegenwärtigen Zeitpunkt großindustriell nicht von Bedeutung. [4, 8, 18 – 20]

Neben dem grau und grün erzeugten Wasserstoff wird in dieser Arbeit in den weiteren Farben weiß, braun, blau, türkis, violett und gelb kategorisiert. Weißer Wasserstoff ist natürlich vorkommender Wasserstoff, der in einigen Regionen Afrikas erschlossen werden kann. Die damit

geförderten Mengen sind allerdings so gering, dass der weiße Wasserstoff praktisch keine Relevanz hinsichtlich einer großflächigen Wasserstoffversorgung aufweist. Bei Verwendung von Kohle als Primärenergieträger wird dieser Wasserstoff als braun definiert. Blau kategorisierter Wasserstoff wird ebenfalls wie der graue Wasserstoff mittels Dampfreformierung aus Erdgas gewonnen. Die dabei freigesetzten CO- und CO<sub>2</sub>-Emissionen werden abgeschieden, separiert und gespeichert. Diese Technologien zur Speicherung von Treibhausgasemissionen werden als CCS-Verfahren (engl. Carbon dioxide Capture and Storage) definiert. Bei anschließender Verwendung der aufgefangenen kohlenstoffhaltigen Emissionen, wird von CCU-Verfahren (engl. Carbon dioxide Capture und Utilization) gesprochen. Angelehnt an die Kategorie „blauer Wasserstoff“ wird Wasserstoff als türkis bezeichnet, der aus Erdgas mittels Pyrolyse erzeugt wird. Bei diesem Verfahren fällt elementarer Kohlenstoff an, welcher als Nebenprodukt weiterverwendet werden kann. Die letzte Kategorie, die bei der Wasserstoffherstellung von technischer Relevanz ist, ist die Wasserstofferzeugung durch Elektrolyse wobei dabei die elektrische Energie in Kernkraftwerken gewonnen wird. Dieser Wasserstoff wird in der Literatur als violett oder rot bezeichnet. Die Abbildung 1 gibt einen zusammenfassenden Überblick über die verschiedenen Wasserstoffherstellungsverfahren in deren Farbkategorien, angeordnet hinsichtlich deren Nachhaltigkeit und Treibhausgaspotential. In dieser Abbildung ist zusätzlich der aus dem aktuellen Strommix (Stand 2021) mittels Elektrolyse erzeugte Wasserstoff als gelb dargestellt. Der aktuelle Strommix weist einen Anteil an erneuerbaren Energien von 45,7 % [5] auf und ist aufgrund dessen hinsichtlich der Aspekte Nachhaltigkeit und Treibhausgaspotential mit „mittel“ bewertet. Der hier als gelb bezeichnete Wasserstoff, der aus dem Strommix erzeugt wird, wird gelegentlich in der Literatur ebenfalls für die Definition von aus Atomenergie mittels Elektrolyse erzeugtem Wasserstoff verwendet. Auf dies sei an dieser Stelle hingewiesen, um Verwechslungen in der Definition der Diversität der Wasserstofferzeugung in Abbildung 1 zu vermeiden. [5, 6, 19 – 21]



**Abbildung 1:** Diversität der Wasserstofferzeugung – „Farben des Wasserstoffes“ geordnet nach deren Nachhaltigkeit und Treibhausgaspotential (eigene Darstellung nach [6])

Neben der Erzeugung ist die Wasserstoffspeicherung von zentraler Bedeutung für die zukünftige Wasserstoffnutzung in einer klimaneutralen Mobilität. Hierbei existieren verschiedenste Speichertechnologien, die aber nicht alle für den mobilen Einsatz als zweckmäßig erscheinen. Die zwei wesentlichen Technologien der Wasserstoffspeicherung, die für einen Einsatz im Fahrzeug geeignet sind, sind die Druckspeicherung und die kryogene Speicherung. [16, 22]

Bei der Wasserstoffdruckspeicherung haben sich zwei unterschiedliche Speicherdruckniveaus (350 bar und 700 bar) etabliert. Der Wasserstoff wird hierbei bei Umgebungstemperatur auf das jeweilige Druckniveau verdichtet und in zylindrischen Druckspeicherbehältern, die im Fahrzeug integriert sind, gespeichert. Infolge der Verdichtung kommt es zu einer erheblichen Steigerung der Wasserstoffdichte und damit der Energiedichte des mitzuführenden Kraftstoffs, in Abhängigkeit des gewählten Speicherdruckniveaus (vgl. mit Tabelle 1). Die Energie, die zur Verdichtung des Wasserstoffes aufgebracht werden muss, beträgt ca. 15 % [4] des Energieinhalts von Wasserstoff. Der im Druckbehälter gespeicherte Wasserstoff kann über einen längeren Zeitraum verlustfrei gespeichert werden. Voraussetzung dafür ist der Einsatz von Materialien (beispielsweise austenitische Stähle) beim gesamten wasserstoffführenden System, die eine Wasserstoffdiffusion und die damit einhergehende Materialversprödung verhindern. [4, 7, 22, 23]

Zur kryogenen oder tiefkalten Speicherung wird der Wasserstoff auf dessen Siedetemperatur von  $-252,8\text{ °C}$  (vgl. mit Tabelle 1) heruntergekühlt und in einem wärmeisolierten Flüssigkeitsspeicher gespeichert. Bedingt durch die starke Herunterkühlung des Wasserstoffes ist dieses Verfahren enorm energieintensiv. Die notwendige Energie zur kryogenen Wasserstoffspeicherung kann bis zu 30 % des  $\text{H}_2$ -Energieinhalts ausmachen. Des Weiteren treten prinzipbedingt bei der  $\text{H}_2$ -Kryo-Speicherung sogenannte boil-off-Verluste auf. Dabei handelt es sich um Abdampfverluste von Wasserstoff. Infolge des sich aus den Umgebungsbedingungen resultierenden Wärmestromes, der trotz Isolierung in den  $\text{H}_2$ -Speicher eindringt, erwärmt sich der enthaltene Wasserstoff und verdampft daraufhin teilweise. Um eine schlagartige Verdampfung des gesamten Tankinhalts zu vermeiden, was einen enormen Druckanstieg im Tankinneren und folglich ein Bersten des Tanks zur Folge hätte, wird der verdampfte Wasserstoff zur Druckreduzierung teilweise abgelassen. Diese boil-off-Verluste betragen rund ein bis drei Prozent pro Tag. Bei mobilen Anwendungen hat sich aufgrund geringerer Energieverluste infolge der Verdichtung und der nicht auftretenden boil-off-Verluste die Wasserstoffdruckspeicherung gegenüber der kryogenen Speicherung durchgesetzt. Weitere Speichertechnologien, die für den mobilen Einsatz geeignet sind, sind die adsorptive Speicherung ( $\text{H}_2$ -Anlagerung an Oberflächen hochporöser Materialien), sowie die chemische Speicherung von Wasserstoff, gebunden in Methanol oder Ammoniak. Eine für den mobilen Einsatz ausreichend hohe  $\text{H}_2$ -Speicherdichte ist bei der Adsorptionsspeicherung nur bei sehr niedrigen Temperaturen möglich. Bei der chemischen Wasserstoffspeicherung ist ein on-board Reaktor im Fahrzeug zur Wasserstoffgewinnung notwendig. Diese Speichertechnologien sind in seriennahen Fahrzeugen noch nicht angewendet worden. [4, 22]

Neben der Druckspeicherung und kryogenen Speicherung gibt es die Möglichkeit, Wasserstoff gebunden in einem bei Normalbedingungen flüssigem Trägerstoff zu speichern. Dieser flüssige Trägerstoff erleichtert so den Umgang mit Wasserstoff erheblich, da die Komplexität des Tanksystems analog zu den konventionellen flüssigen Kraftstoffen (Otto- und Dieselkraftstoff) wesentlich geringer ist als bei der Hochdruck- bzw. Kryospeicherung von Wasserstoff. Diese flüssigen Trägerstoffe sind die sogenannten LOHC (engl. Liquid Organic Hydrogen Carrier). Im Zuge der katalytischen Hydrierung von Wasserstoff geht dieser eine kovalente Bindung mit einem flüssigen organischen Träger ein, sodass der Wasserstoff fest an den Träger gebunden ist. Durch die Zuführung von Wärme wird der gebundene Wasserstoff in Gegenwart eines Katalysators wieder aus dem Träger gelöst. Der flüssige organische Träger kann anschließend erneut zur Wasserstoffspeicherung genutzt werden. Es existieren einige chemische Verbindungen die als LOHC in Frage kommen. Einige davon gelten als gesundheitsgefährdend (Toluol, Dibenzyltoluol), leicht entzündlich (Toluol, Methylcyclohexan) oder gewässergefährdend

(N-Ethylcarbazol) [24]. Entsprechend bedarf es auch bei der Verwendung von LOHC zusätzlichen sicherheitstechnischen Aufwand bei der Tankauslegung um Leckagen zu vermeiden. [23 – 26]

Ein weiteres flüssiges Trägermedium zur Wasserstoffspeicherung ist Ammoniak. Ammoniak entsteht nach dem Haber-Bosch-Verfahren aus Wasserstoff und Stickstoff. Im Zuge der anschließenden endothermen Ammoniakspaltung erfolgt die Rückumwandlung in Wasserstoff und Stickstoff. Ein weiterer Vorteil der Wasserstoffspeicherung in Ammoniak, ist die Wirtschaftlichkeit dieser Methode. Die Ammoniakherstellung ist technisch sehr ausgereift. Zudem ist die technische Infrastruktur zu dessen Handhabung von Ammoniak sehr ausgeprägt. Nachteilig bei dieser Wasserstoffspeichermethode ist die hohe Toxizität von Ammoniak, was zusätzlichen Aufwand bei der Tankauslegung und einen notwendigen Reinigungsprozess zur Nutzung des rückumgewandelten Wasserstoffes nach der Ammoniakspaltung nach sich zieht. [23, 27]

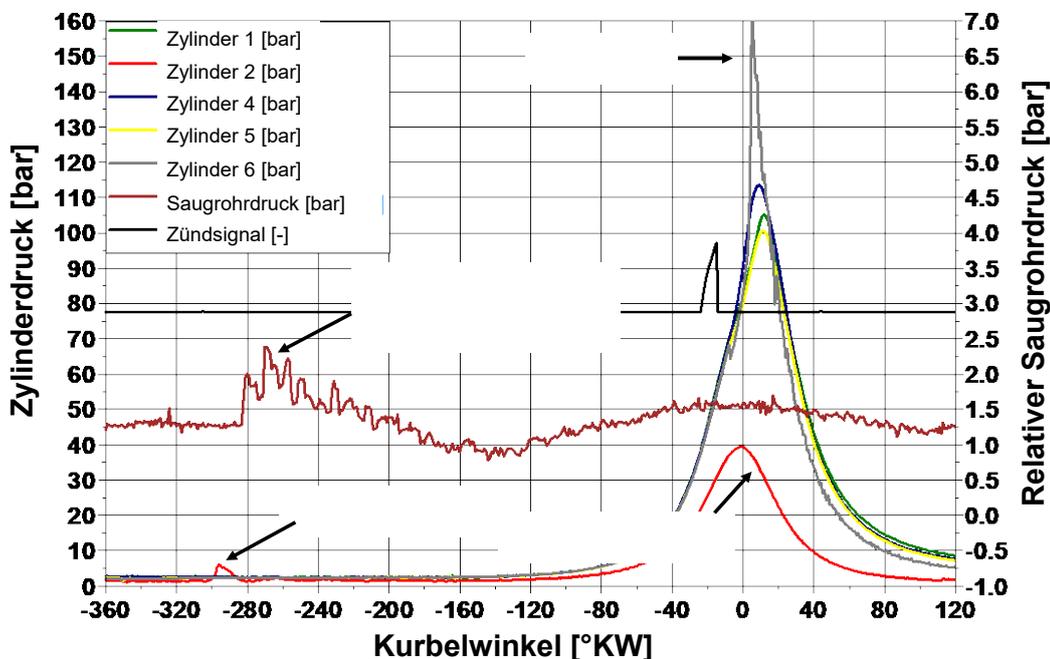
## 2.3 Gemischbildung

Wie bei den konventionellen Kraftstoffen, Otto- und Diesekraftstoff, kann grundsätzlich die Gemischbildung von Wasserstoff und Frischluft im Saugrohr (äußere Gemischbildung) und im Brennraum (innere Gemischbildung) erfolgen. Der Ort und der Zeitpunkt der H<sub>2</sub>-Einblasung, also die Parameter (Einblasdruck, Einblasdauer, Anzahl der Einblasimpulse, etc.), charakterisieren das Gemischbildungsverfahren im Wesentlichen.

Bei der äußeren Gemischbildung wird der Wasserstoff mit einem geringen Einblasdruck von ca. 5 bis 7 bar [4] vor den Einlassventilen eingeblasen. Entsprechend ist der vorzuhaltende Versorgungsdruck des Wasserstoffes gering und das Einblssystem wesentlich einfacher konzipiert, im Vergleich zur Direkteinblasung. Die Einblasung kann hier sequentiell pro Zylinder, meist saugsynchron oder auch kontinuierlich erfolgen. Eine äußere Gemischbildung mit zentralem Wasserstoffinjektor hat sich nicht bewährt. Dies führt zu stark unterschiedlichen Füllungen bei Mehrzylindermotoren, wodurch die Laufruhe des Motors stark beeinträchtigt wird. Entsprechend wird meist ein Injektor pro Zylinder eingesetzt.

Ein wesentlicher Nachteil der H<sub>2</sub>-Saugrohreninblasung ist das erhöhte Risiko für Vorentflammungen und Rückzündungen im Ansaugsystem. Aufgrund der äußerst geringen Mindestzündenergie von Wasserstoff (vgl. mit Tabelle 1), kann es bei offenen Einlassventilen während des Ladungswechsels zu einer Entzündung des angesaugten Kraftstoff-Luft-Gemischs im Einlasskanal kommen. Ursache dafür kann beispielsweise eine heiße Oberfläche (engl. hot spot) oder heißes Restgas bzw. Abgas sein. Infolgedessen kann es zu einem Flammenrückschlag (siehe Abbildung 2) im Ansaugsystem kommen, wodurch dieses Schaden nehmen kann. In Abbildung 2 wird dies deutlich. Bei Betrachtung des hier dargestellten Wasserstoffverbrennungsmotors mit äußerer Gemischbildung kommt es zu einer Rückzündung. Die Rückzündung führt einerseits zu Druckwellen im Ansaugsystem sowie zu einem Zündaussetzer im Zylinder

2. Andererseits resultiert aus dieser Verbrennungsanomalie ein Klopfereignis im Zylinder 6, da teilweise der Wasserstoff für Zylinder 2 angesaugt wird. Infolge dieser Ansaugung sinkt das Verbrennungsluftverhältnis im Zylinder 6, wodurch die Klopfgefahr steigt und letztlich ein Klopfereignis ausgelöst wird. [4, 7, 28]



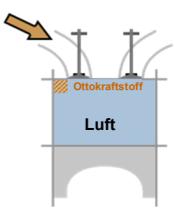
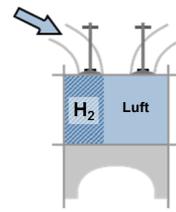
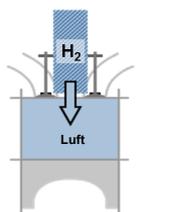
**Abbildung 2:** Verbrennungsanomalien beim Wasserstoffverbrennungsmotor mit äußerer Gemischbildung [28]

Das Gemischbildungsverfahren hat bei der Verwendung von Wasserstoff als Kraftstoff im Gegensatz zu konventionellen Kraftstoffen großen Einfluss auf die spezifische Leistung des Verbrennungsmotors. Dazu zeigt Tabelle 2 eine Gegenüberstellung der Gemischbildungsverfahren eines saugrohreinspritzenden Ottomotor (Otto-PFI), eines saugrohreinblasenden H<sub>2</sub>-Motors (H<sub>2</sub>PFI) sowie eines direkteinblasenden H<sub>2</sub>-Motors (H<sub>2</sub>DI). In dieser wird die spezifische Leistung des Otto-PFI-Motors als Referenz betrachtet und mit einem H<sub>2</sub>PFI- sowie H<sub>2</sub>DI-Motor verglichen. Unter der Annahme eines stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnisses, eines konstanten Luftaufwands, eines identischen Brennraumvolumens und einer konstanten Motordrehzahl, wurde der Gemischheizwert, sowie die spezifische Leistung bestimmt.

Die Tabelle 2 zeigt einen weiteren wesentlichen Nachteil der Wasserstoffsaugrohreinblasung. Als Folge einer äußeren Gemischbildung von Wasserstoff, sinkt die spezifische Leistung im Vergleich zum Ottomotor um 18 % [4]. Bei Verwendung eines saugrohreinblasenden Wasserstoffmotors expandiert der Wasserstoff auf das Druckniveau des Saugrohrs. Die mit der Expansion einhergehende volumetrische Ausdehnung des Gases bewirkt aufgrund der geringen Dichte von Wasserstoff eine enorme Verdrängung der angesaugten Frischluft. Dies hat eine Abnahme des Liefergrads und folglich des Gemischheizwerts zur Folge. Entsprechend steht

dem H<sub>2</sub>PFI-Motor weniger Frischgemischmasse zur Verfügung, wodurch das Motordrehmoment und, daraus folgend, die Motorleistung reduziert wird.

**Tabelle 2:** Gemischbildungsverfahren von H<sub>2</sub>-Motoren im Vergleich zum Ottomotor mit Saugrohreinspritzung (eigene Darstellung nach [29, 30])

Randbedingungen:  $\lambda = 1$ $\lambda_a = \text{konst.}$ $V_h = \text{konst}$ $n = \text{konst.}$	Otto-Saugrohr- einspritzung	H <sub>2</sub> -Saugrohr- einblasung	H <sub>2</sub> -Direkt- einblasung
			
Kraftstoff	Ottokraftstoff	Wasserstoff	
Gemischbildung	Saugrohreinspritzung /-einblasung		Direkteinblasung
Gemischheizwert	3,9 MJ/m <sup>3</sup>	3,2 MJ/m <sup>3</sup>	4.5 MJ/m <sup>3</sup>
Spezifische Leistung	100 %	82 %	117 %

Um diesen Effekt zu vermeiden, ist es sinnvoll den Wasserstoff direkt in den Brennraum einzublasen (H<sub>2</sub>DI). Bei einer inneren Gemischbildung wird der Luftverdrängungseffekt im Saugrohr vermieden, da lediglich Frischluft angesaugt wird. Entsprechend steigt der Liefergrad und das Motordrehmoment im Vergleich zur äußeren Gemischbildung. So ist eine Leistungssteigerung gegenüber dem konventionellen Ottomotor von bis zu 17 % [4] möglich. Im Vergleich zur Saugrohreinblasung von Wasserstoff kann die Leistung sogar um 35 % [4] gesteigert werden, wie Tabelle 2 zeigt. Ein weiterer Vorteil der Wasserstoffdirekteinblasung ist, dass prinzipbedingt Rückzündungen ausgeschlossen werden können. Da der Wasserstoff erst eingeblasen wird sobald die Einlassventile geschlossen sind, kann kein zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch infolge von Druckpulsationen in den Einlasskanal gelangen und dort verbrennen. Somit ist ein Flammenrückschlag ins Ansaugsystem nicht möglich.

Wesentlicher Parameter zur Einflussnahme auf die Gemischbildung bei der H<sub>2</sub>-Direkteinblasung ist neben der Pulsanzahl pro Arbeitsspiel vor allem der Einblaszeitpunkt. Dieser hat entscheidenden Einfluss auf die Homogenisierung des Kraftstoff-Luft-Gemischs und auf die Kompressionsarbeit des Motors. Bei früher innerer Gemischbildung, meist noch im Ansaughub, entwickelt sich aufgrund der längeren Gemischbildungszeit eine recht homogene Ladungszu-

sammensetzung im Brennraum. Dieses homogene Gemisch führt zu einem schnellen Durchbrand und, in Kombination mit einem stöchiometrischen Verbrennungsluftverhältnis, zu einem hohen Motordrehmoment. Nachteilig ist hierbei die große Menge an Stickoxidemissionen ( $\text{NO}_x$ ), die vor allem nahe dem stöchiometrischen Betrieb im Brennraum entstehen. Ein homogenes Wasserstoff-Luft-Gemisch in Verbindung mit der hohen laminaren Flammgeschwindigkeit von Wasserstoff (vgl. mit Tabelle 1) führt zu hohen Spitzentemperaturen während der Verbrennung, die wiederum in Kombination mit einem leichten Luftüberschuss die Bildung von Stickoxidemissionen begünstigen. Eine detaillierte Beschreibung der Stickoxidbildung beim Wasserstoffmotor erfolgt in Abschnitt 2.4.

Ein weiterer wesentlicher Nachteil der frühen inneren Gemischbildung ist die höhere Kompressionsarbeit. Der eingeblasene Wasserstoff expandiert bei früher Einblasung auf den zu diesem Zeitpunkt relativ niedrigen Zylinderinnendruck. Dieser wird infolge des Kompressionstakts, in Abhängigkeit des Endes der Einblasung, über weite Teile des Verdichtungshubs bis in den oberen Totpunkt zusätzlich zur angesaugten Luft mitverdichtet. Infolgedessen steigt die notwendige Kompressionsarbeit des Kolbens. Zudem erhöht sich das Risiko für auftretende Frühzündungen bei früher Einblasung, resultierend aus der besseren Homogenisierung des Gemischs und der längeren Aufenthaltszeit des Wasserstoffes im Zylinder, die zu dessen Aufheizung zur Verfügung steht. Beides begünstigt sowohl Glühzündungen als auch Klopfen.

Die späte innere Gemischbildung mit Wasserstoff bietet einige Vorteile gegenüber einer frühen Einblasung. Bedingt durch den späten Einblasbeginn, bildet sich ein deutlich inhomogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch aus. Es kommt dadurch zu einer ausgeprägten Ladungsschichtung im Brennraum mit wasserstoffreichen Gemischzonen im Bereich der Zündkerze, die zur Brennraumwand abnehmen. Dies führt zu einer sehr kurzen Durchbrennzeit mit hohem Gleichraumgrad, was sich wirkungsgradgünstig auf die motorische Verbrennung auswirkt. Zusätzlich führt eine Ladungsschicht, die zur Brennraumwand abmagert, zu einer Reduzierung der Wandwärmeverluste. Infolge der örtlichen Konzentration einer kraftstoffreichen Zone in der Mitte des Brennraums, bildet sich eine wärmeisolierende Luftschicht an der Brennraumwand aus, die den Wandwärmeübergang reduziert. Stärke und Ausprägung, und damit auch wärmeisolierender Effekt der Luftschicht, sind stark von der im Brennraum vorherrschenden Turbulenz abhängig. So kann infolge hoher Turbulenzen, die aus einer sehr späten Einblasung resultieren, die wärmeisolierende Luftschicht ausdünnen, was sich wiederum negativ auf die Wandwärmeverluste auswirkt. [4, 14, 31]

Des Weiteren lässt sich durch ein sehr heterogenes Gemisch, im Zuge der späten  $\text{H}_2$ -Einblasung, das Risiko für Vorentflammungsphänomene erheblich reduzieren. Es steht weniger Zeit zur Aufheizung des Wasserstoffes zur Verfügung, wodurch die Wahrscheinlichkeit für Früh- und Glühzündungen signifikant reduziert wird. Zudem sinkt die aufzuwendende Kompressi-

onsarbeit aufgrund der späten inneren Gemischbildung. Demgegenüber steht ein höherer Aufwand bei der Druckbereitstellung des Wasserstoffes, da aufgrund des höheren Zylinderinnendrucks der Einblasdruck des Injektors dementsprechend höher sein muss. Demzufolge ist Grundvoraussetzung für die späte Wasserstoffeinblasung ein Einblssystem, das in kurzer Zeit und bei hohem Zylinderinnendruck, am Ende des Kompressionshubs, einen ausreichenden Wasserstoffdurchsatz über den Injektor zur Verfügung stellen kann. Insbesondere bei der Direkteinblasung von Wasserstoff ist der Einblasdruck des Injektors für die Gemischbildung von entscheidender Bedeutung. Dieser wird überschlägig in Abhängigkeit des vorliegenden Zylinderinnendrucks  $p_{zyl}$  wie folgt bestimmt [32].

$$\left( \frac{p_{zyl}}{p_{Krstf}} \right)_{krit} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (1)$$

Nach dem Zusammenhang aus Gleichung (1) muss der Einblasdruck  $p_{Krstf}$  mindestens dem doppelten Zylinderinnendruck entsprechen, um eine massive Abnahme des Kraftstoffmassenstroms über den Injektor zu vermeiden. Dies würde eine genaue Kraftstoffzumessung erschweren, sowie die für die Gemischbildung und Verbrennungssteuerung notwendige hohe Turbulenz des eingeblasenen Kraftstoffstrahls erheblich reduzieren. Zudem führt eine Massenstromabnahme zu einer Verlängerung des Einblasezeitraums. Darüber hinaus wird durch den eingebrachten Wasserstoff zusätzlich Enthalpie in den Brennraum eingebracht, was sich besonders bei später Einblasung, aufgrund des hohen Einblasdrucks, positiv auf den indizierten Wirkungsgrad auswirkt. Hinzu kommt, dass die Umsetzung und Auslegung eines H<sub>2</sub>DI-Injektors aufgrund der fehlenden Schmiereigenschaften von Wasserstoff technisch höchst anspruchsvoll ist. [4, 14, 32, 33]

Nachteilig bei einer späten inneren Gemischbildung sind hohe Stickoxidemissionen, die bei der Wasserstoffverbrennung entstehen können. Bedingt durch die in der Brennraummitte fokussierte kraftstoffreiche Gemischzone, die zur Brennraumwand abmagert, existieren im Brennraum zahlreiche Bereiche bei denen das lokale Verbrennungsluftverhältnis in einem für die Stickoxidbildung günstigen Bereich liegt. In Verbindung mit den hohen Spitzentemperaturen im Brennraum, bedingt durch den geringen Wandwärmeübergang infolge der ausgeprägten wärmeisolierenden Luftschicht an der Brennraumwand, kommt es zu einer erhöhten Bildung von Stickoxidemissionen. Diese erhöhte Stickoxidbildung ist ebenso bei der Wahl des Einblaszeitpunkts beim Wasserstoffmotor zu berücksichtigen. Die Schadstoffbildung beim Wasserstoffverbrennungsmotor, insbesondere die Bildung von Stickoxiden, wird in Abschnitt 2.4 detailliert beschrieben. [4, 16, 34]

Wie in Abschnitt 2.2 beschrieben ist die H<sub>2</sub>-Druckspeicherung eine Möglichkeit für die mobile Wasserstoffspeicherung im Fahrzeug. Diese eignet sich besonders für die Wasserstoffdirekteinblasung beim Verbrennungsmotor, da die dafür notwendigen hohen Einblasdrücke im

Druckspeichertank bereits vorliegen. Entsprechend ist der Einblasdruck vom Druckniveau des H<sub>2</sub>-Druckspeichers abhängig. Das Druckniveau im Drucktank nimmt mit zunehmender H<sub>2</sub>-Entnahme ab, wodurch der mögliche Wasserstoffeinblasdruck reduziert wird. Entsprechend muss, um eine für den Lastpunkt ausreichende Wasserstoffmasse in den Brennraum einzubringen, der Einblaszeitpunkt, kurz SOI (engl. start of injection), deutlich nach früh verschoben werden. Dies hat eine Erhöhung der Verdichtungsarbeit zur Folge, da der eingebrachte Wasserstoff infolge des Verdichtungshubs mitverdichtet wird. Dies hat negative Auswirkungen auf den Wirkungsgrad. Darüber hinaus ist diese Verschiebung des Einblaszeitpunkts nach früh limitiert, sodass es bei sehr niedrigem Tankdruckniveau zu einer deutlichen Reduzierung der zu erreichbaren Drehmomente kommen kann. Diese Herausforderung kann beispielsweise durch ein Tanksystem gelöst werden, welches aus zahlreichen kleinen Druckbehältern besteht. Entsprechend ist bei der Konzeptionierung und Auslegung des Einblassystems eines H<sub>2</sub>-Verbrennungsmotors die Art des Speichersystems von größerer Bedeutung als bei Fahrzeugen mit konventionellen Verbrennungsmotoren, die mit Otto- oder Dieseldieselkraftstoff betrieben werden. [4, 7, 35]

Eine On-Board-Verdichtung von verflüssigtem Wasserstoff im Fahrzeug, beispielsweise durch den Einsatz von Kryopumpen, gilt technisch als sehr aufwendig. Bei der Umsetzung einer On-board-Wasserstoffverdichtung mit flüssigem Wasserstoff mittels Kryopumpen, ist die Position der Kryopumpe innerhalb oder außerhalb des Tanksystems entscheidend. Bedingt durch den Antrieb der Pumpe, erfolgt prinzipbedingt, bei Verwendung einer im Tank positionierten Kryopumpe, ein Wärmeeintrag in das Tanksystem. Bei außenliegender Pumpe muss die Pumpe als Zweiphasenverdichter ausgeführt werden. Zusätzlich bedarf es bei dieser Variante einiger Zeit, bevor der Fördervorgang beginnen kann. Die Pumpe muss zunächst unter die kritische Temperatur von Wasserstoff herunter gekühlt werden, bevor Wasserstoff gefördert werden kann. Beide Varianten haben sich in der praktischen „Anwendung als zu aufwändig“ [4] herausgestellt. Bei der Umsetzung des H<sub>2</sub>-Flüssigtanksystems im *BMW Hydrogen 7* wurden auf Kryopumpen verzichtet. Bei dieser Anwendung wurde aktiv Wärme zur Wasserstoffverdampfung in das Tanksystem eingeleitet. Damit stieg der Tankdruck und der Wasserstoff wurde „über das Druckgefälle entnommen“ [4]. [4, 36]

## 2.4 Schadstoffemissionen

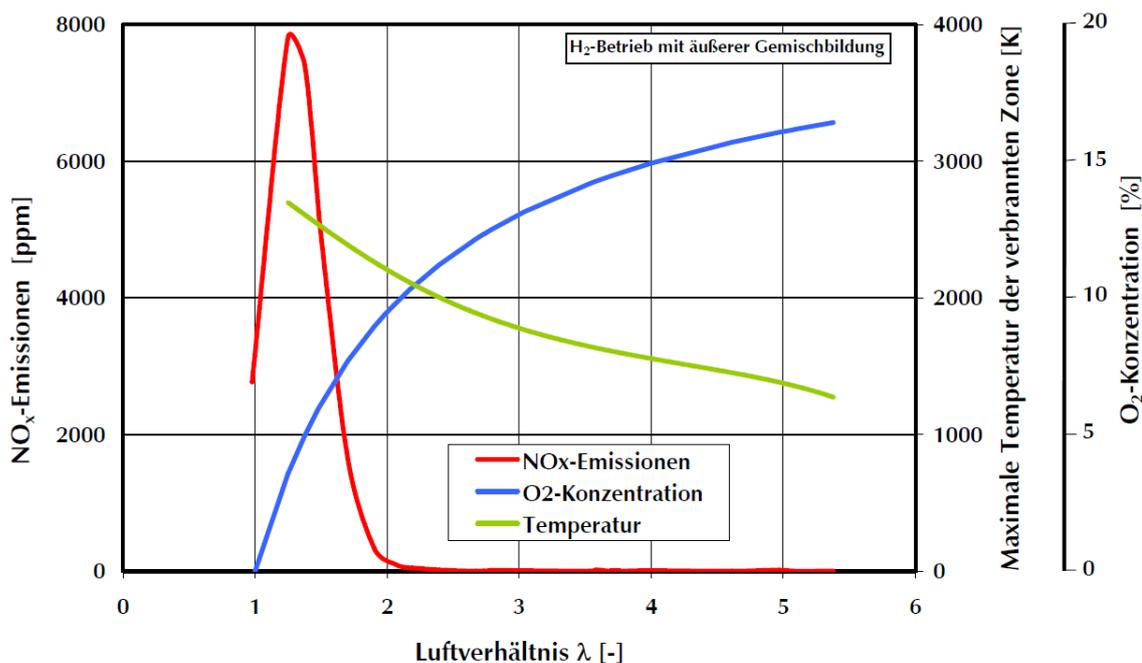
Wasserstoff weist aufgrund seiner Kohlenstofffreiheit, in Hinblick auf die entstehenden Emissionen bei der Verbrennung, Vorteile gegenüber konventionellen Kraftstoffen (Otto- und Dieseldieselkraftstoff) auf. Ideal betrachtet entstehen bei der Verbrennung von H<sub>2</sub> keine auf Kohlenstoff basierenden Schadstoffemissionen wie Kohlenmonoxid (CO) oder unverbrannte Kohlenwasserstoffe (HC). Lediglich Stickoxide (NO<sub>x</sub>) können bei der motorischen Wasserstoffverbrennung in einem signifikanten Maße entstehen. Der vorherrschende Bildungsmechanismus bei

der Stickoxidentstehung im Verbrennungsmotor, ist die thermische  $\text{NO}_x$ -Entstehung infolge des Zeldovich-Mechanismus. [37] Dieser ist nachfolgend dargestellt.



Neben den thermischen  $\text{NO}_x$  nach Zeldovich existieren noch zwei weitere  $\text{NO}_x$ -Arten: das Brennstoff- $\text{NO}_x$  und das Prompt- $\text{NO}_x$ . Da die übrigen beiden Stickoxidarten, gerade bei der Verwendung von Wasserstoff als Kraftstoff, im motorischen Betrieb quasi nicht vorkommen, werden diese in dieser Arbeit vernachlässigt. Sie sollen hier der Vollständigkeit halber aber erwähnt sein.

Voraussetzungen für die Entstehung von thermischen Stickoxiden sind aufgrund der hohen Aktivierungsenergie der Gleichung (2) hohe Temperaturen und das Vorhandensein von Sauerstoff. Die thermische Stickoxidbildung nach Zeldovich [38, 39] erfolgt in der Regel hinter der Flammenfront im bereits verbrannten Teil des Kraftstoff-Luft-Gemischs. Dort liegen meist die höchsten Brennraumtemperaturen vor. In den Nachflammreaktionen oxidiert der in der Verbrennungsluft vorhandene Stickstoff. Begünstigt wird die Bildung thermischer Stickoxide bei Spitzentemperaturen oberhalb von 2200 K [39] und bei einem Luftüberschuss  $\lambda \leq 1$ . Dazu ist in Abbildung 3 die  $\text{NO}_x$ -Bildung in einem saugrohreinblasenden Wasserstoffmotor für verschiedene Verbrennungsluftverhältnisse  $\lambda$  in Abhängigkeit der maximalen Temperatur der verbrannten Zone und der  $\text{O}_2$ -Konzentration aufgetragen. [4, 37 – 39]



**Abbildung 3:**  $\text{NO}_x$ -Emissionen in Abhängigkeit des Verbrennungsluftverhältnisses bei einem Wasserstoffmotor mit äußerer Gemischbildung [16]

Im motorischen Betrieb bilden sich  $\text{NO}_x$ -Emissionen bei einem Verbrennungsluftverhältnis zwischen  $1 \leq \lambda \leq 2$  in einer signifikanten Menge. Wie die Abbildung 3 zeigt, liegt in diesen  $\lambda$ -Bereich eine ausreichend hohe Temperatur und Sauerstoffkonzentration vor. Unter einem stöchiometrischen Luftverhältnis ist die Verbrennungstemperatur ausreichend hoch zur  $\text{NO}_x$ -Bildung, der fehlende Sauerstoffüberschuss verhindert diese aber. Bei Verbrennungsluftverhältnissen über  $\lambda \geq 2,2$  [40], wird die Temperaturschwelle der  $\text{NO}_x$ -Bildung von rund 2200 °K unterschritten, sodass die Aktivierungsenergie für den Zeldovich-Mechanismus nicht erreicht wird und es zu keiner nennenswerten Stickoxidbildung kommt. Das Maximum bei den  $\text{NO}_x$ -Emissionen ist im  $\lambda$ -Bereich um  $\lambda \approx 1,2$  zu finden. Wie in Abschnitt 2.3 erläutert, führt eine Homogenisierung des Wasserstoff-Luft-Gemischs mit einem Verbrennungsluftverhältnis nahe dem stöchiometrischen ( $\lambda \geq 1$ ) zu hohen Stickoxidemissionen. Diesen Umstand unterstreicht Abbildung 3. Zur Reduzierung der  $\text{NO}_x$ -Emissionen sind, analog zu konventionell betriebenen Motoren mit Otto- und Diesekraftstoff, Maßnahmen zur Senkung der Flammentemperatur sinnvoll. Hierbei ist eine Abmagerung des Kraftstoff-Luft-Gemischs bis zu einem  $\lambda \geq 2,2$  und eine Abgasrückführung besonders effektiv zur Vermeidung von  $\text{NO}_x$ -Rohemissionen. Andernfalls ist ein  $\text{NO}_x$ -Speicher- oder SCR-Katalysator zur Abgasnachbehandlung notwendig. [4, 16, 34, 37, 41]

Eine weitere Schadstoffemission, die bei der Verbrennung von Wasserstoff im Verbrennungsmotor entstehen kann, sind Partikelemissionen. Diese Partikelemissionen entstehen nicht aus der direkten Verbrennung des Wasserstoffes, sondern aus der Mitverbrennung von Schmieröl, das von der Zylinderwand in die Verbrennung gesogen wird. Besonders bei der späten inneren Gemischbildung von Wasserstoff (vgl. mit Abschnitt 2.3), wenn dieser mit hohem Druck in den Brennraum eingeblasen wird, kann eine nicht unwesentliche Menge an Schmieröl an der Verbrennungsreaktion teilnehmen. Aufgrund der  $\text{H}_2$ -Direkteinblasung mit hohem Einblasdruck, entsteht im Brennraum eine intensive Zylinderinnenströmung mit hoher Turbulenz. Infolgedessen interagiert der Kraftstoffstrahl mit dem sich an der Brennraumwand befindenden Schmieröl, wodurch sich dieses von der Wand ablöst. Das Schmieröl wird dann von der Strömungsbewegung mitgerissen und in das Kraftstoff-Luft-Gemisch hineingesogen, sodass es bei der regulären Verbrennung mitverbrannt wird. In Verbindung mit dem geringen Löschabstand von Wasserstoff, resultierend aus den weiten Zündgrenzen, brennt die Wasserstoffflammenfront sehr nah an die Zylinderwand, wodurch noch mehr Schmieröl thermisch umgesetzt wird. Dieser Effekt trägt ebenso zur Schmierölverbrennung und zur daraus folgenden Partikelbildung bei. Aus den gelösten Schmierölpartikeln entsteht so, in Abhängigkeit vom lokalen Verbrennungsluftverhältnis, CO,  $\text{CO}_2$  und unverbranntes HC. In Kombination mit geringen Temperaturen, beispielsweise an Brennraumwänden, agglomeriert das nur teilweise verbrannte Schmieröl zu Partikelemissionen. Die dabei entstehenden Partikelemissionen weisen meist eine Größe von weniger als 10 nm [9] auf. Wie bereits in Abschnitt 2.1 beschrieben

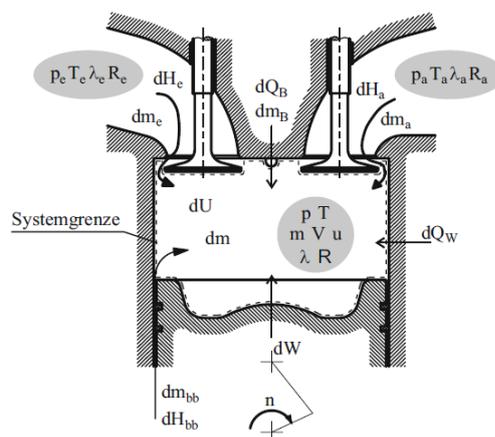
bewegt sich diese Partikelgröße an der messtechnischen Nachweißgrenze [9]. Da die Partikel lediglich aus der Ölverbrennung und nicht aus der eigentlichen Kraftstoffverbrennung resultieren, liegt die bei der Wasserstoffverbrennung entstehende Masse (PM) und Anzahl (PN) an Partikelemissionen (vgl. mit [42]) weit unter den Grenzwerten für direkteinspritzende Otto- und Dieselmotoren nach Euro 6 (siehe EU-Verordnung (EG) Nr. 692/2008 [43]). [9, 42]

### 3 Grundlagen der Motorprozessrechnung

Für die thermodynamische Beurteilung und Quantifizierung von Betriebsparametern der in dieser Arbeit angestrebten Motorprozessanalyse werden 0D/1D-Simulationsmodelle der zu untersuchenden Wasserstoffmotorkonzepten entwickelt. Diese Modelle werden in der Simulationsumgebung von *GT-Suite*<sup>®</sup> erstellt. In diesen Modellen ist der zu analysierende Brennraum als nulldimensionales Objekt implementiert, der auf Basis des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik in der Prozessrechnung bilanziert wird. Hierbei werden die Änderungen der Massen-, Impuls- und Energieströme im Bilanzierungszeitraum (zwischen Einlassventil geschlossen und Auslassventil geöffnet) bestimmt. Die Modelle werden mit Hilfe der Methode der Druckverlaufsanalyse validiert, um das Brennverhalten des H<sub>2</sub>-Motors simulativ korrekt abbilden zu können. Die anschließende Analyse der Motorkonzepte erfolgt auf Basis dieser Simulationsmodelle.

#### 3.1 Thermodynamisches Modell

Die Modellierung des thermodynamischen Motormodells erfolgt in der Simulationsumgebung *GT-Suite*<sup>®</sup>. Diese Software ist untergliedert in zwei Unterprogramme. Für den Aufbau und die Kalibrierung des Modells wird die Umgebung in *GT-Power*<sup>®</sup> genutzt. Die eigentliche Berechnung sowie die Ergebnisdarstellung und Analyse der Motorprozessrechnung erfolgen in *GT-Post*<sup>®</sup>. Der hierbei genutzte thermodynamische Bilanzierungsraum ist in Abbildung 4 illustriert.



**Abbildung 4:** Thermodynamisches Systemmodell für die Motorprozessrechnung [40]

Der Brennraum ist hierbei als thermodynamisches System modelliert, in dem die ein und ausströmenden Massen-, Impuls- und Energieströme bilanziert werden. Das Modell ist durch die Brennraumwand, den Kolben und den Zylinderkopf begrenzt, die zusammen die Systemgrenze darstellen. So strömt die Ansaugluft  $m_e$  mit der dazugehörigen Enthalpie  $h_e$  über den Einlasskanal und die Kraftstoffmasse  $m_B$  mit der Enthalpie  $h_B$  in den Brennraum. Infolge der

thermischen Umsetzung des Kraftstoff-Luft-Gemischs wird die Wärmeenergie  $Q_b$  freigesetzt, woraus die technische Arbeit  $W$  und der Wandwärmestrom  $Q_W$  entstehen. Die Abgasenergie  $h_a$  des verbrannten Restgases verlässt das System über den Auslasskanal mit der Abgasmasse  $m_a$ . Die Änderung dieser Zustandsgrößen in Abhängigkeit des Kurbelwinkels ( $^{\circ}\text{KW}$ ) für ein offenes System, beschreibt der 1. Hauptsatz der Thermodynamik nach Gleichung (5). [44, 45]

$$-\frac{dW}{d\varphi} + \frac{dQ_b}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_e \frac{dm_e}{d\varphi} + h_B \frac{dm_b}{d\varphi} - h_a \frac{dm_a}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} \quad (5)$$

Die gesamte Wärmeenergie  $Q_B$ , die bei der Verbrennung freigesetzt wird, wird im Wesentlichen aus der Kraftstoffmasse  $m_b$  und dem unteren Heizwert  $H_u$  des jeweiligen Kraftstoffs bestimmt (Gl. 6).

$$Q_B = m_b \cdot H_u \quad (6)$$

Für die Beschreibung der momentanen Änderung des konvektiven Wandwärmestroms  $Q_W$ , wird der Newtonsche Ansatz nach Gleichung (7) gewählt. Dabei ist  $\alpha_G$  der Wärmeübergangskoeffizient,  $A$  die gasberührende Oberfläche (meist aufgeteilt nach Zylinderkopf, Brennraumwand und Kolben),  $T_G$  die Gastemperatur und  $T_W$  die Temperatur der Wand. Die Oberfläche  $A$  wird meist gesondert nach den drei Bereichen Zylinderkopf, Brennraumwand und Kolben bestimmt. Folglich erfolgt die Berechnung der Wandtemperatur ebenso einzeln für diese Bereiche. [46, 47]

$$dQ_W = \alpha_G \cdot A \cdot (T_G - T_W) \quad (7)$$

Bei der Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten im motorischen Betrieb wird üblicherweise der Berechnungsansatz nach *Woschni* [48] nach Gleichung (8) verwendet. Dieser ehemals für Dieselmotoren empirisch entwickelte Ansatz basiert auf „Ähnlichkeitsbetrachtungen und temperaturabhängige Polynomansätze für Stoffwerte“ [33]. Hierbei wird der Bohrungsdurchmesser  $d$ , der momentane Zylinderdruck  $p$  und die mittlere Gastemperatur  $T$  miteinbezogen. Des Weiteren wird über die Konstante  $C_1$  festgelegt, ob der Wärmeübergang im Hochdruckteil der Verbrennung oder während des Ladungswechsels bestimmt wird. Zur Berechnung der Konstante  $C_1$  fließt in Gleichung (9) die Drallgeschwindigkeit  $c_u$ , die Ladungsbewegung im Brennraum sowie die mittlere Kolbengeschwindigkeit  $c_m$  ein. Die charakteristische Geschwindigkeit  $w$  wird nicht nach dem klassischen *Woschni*-Ansatz berechnet. [33, 48]

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

$$C_1 = \begin{cases} 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} & \text{für den Hochdruckteil} \\ 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m} & \text{für den Ladungswechsel} \end{cases} \quad (9)$$

Vielmehr erfolgt die Bestimmung von  $w$  mit Hilfe eines modifizierten Ansatz von *Woschni* und *Huber* [49] nach Gleichung (10). Nefischer et al. [50] folgend, eignet sich dieser Ansatz besonders für die in dieser Arbeit zur Untersuchung stehenden Wasserstoffverbrennungen in einer Luftatmosphäre bei Luftüberschuss.

$$w = c_m \cdot \left[ 1 + 2 \cdot \left( \frac{V_c}{V} \right)^2 \cdot p_{mi}^{-0,2} \right] \quad (10)$$

In dieser Gleichung finden die mittlere Kolbengeschwindigkeit, das Verhältnis aus Kompressionsvolumen  $V_c$  zum momentanen Hubvolumen  $V$ , sowie der indizierte Mitteldruck  $p_{mi}$  zur Bestimmung der charakteristischen Geschwindigkeit Verwendung. Im Vergleich zum klassischen *Woschni*-Ansatz bringt die Gleichung zwei wesentliche Modifikationen mit sich. Die charakteristische Länge wird über ein mit dem Kurbelwinkel veränderliches Zylindervolumen  $V_c/V$  ausgedrückt, nicht bloß über die konstante Zylinderbohrung  $d$ . Zudem wird das Verbrennungsglied hier nicht wie beim klassischen *Woschni* über die Druckdifferenz zwischen Schleppdruck und Druck bei gefeuerten Motorbetrieb ausgedrückt, sondern direkt über den indizierten Mitteldruck.

### 3.2 Druckverlaufsanalyse

Aufbauend auf der Bilanzierungsmethode aus Abschnitt 3.1, wird eine Druckverlaufsanalyse zur Auswertung des Zylinderdruckverlaufs eines Verbrennungsmotors durchgeführt. Die Druckverlaufsanalyse stellt die thermodynamische Auswertung des gemessenen Zylinderdrucksignals dar. Mit Hilfe dieser werden essentielle Verbrennungscharakteristika wie der Brenn- und Heizverlauf ermittelt. Die Druckverlaufsanalyse bildet die Grundlage für die daran anschließende Verlustteilung (Abschnitt 3.4), in der die Einzelwirkungsgradverluste eines Verbrennungsmotors analysiert werden. [51]

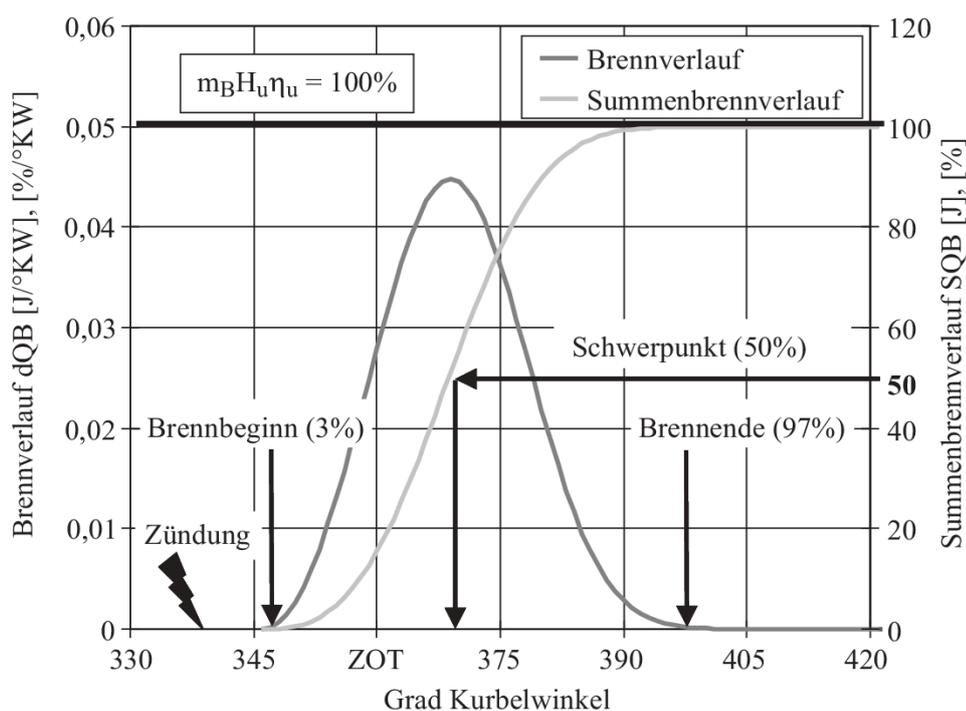
Wie im Abschnitt 3.1 erläutert wurde, werden die Zustandsgrößen über dem Brennraum, unter Einbeziehung des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik, bilanziert. Zur vollständigen Ermittlung dieser Größen ist eine Hochdruck- und eine Niederdruckindizierung notwendig. Entsprechend werden die Druckverläufe im Brennraum, im Ansaug- und im Abgassystem messtechnisch erfasst. Dies erfolgt meist mit einem piezoelektrischen Druckaufnehmer. Prinzipbedingt kann mit einem piezoelektrischen Quarzdrucksensor lediglich der Relativdruck gemessen

sen werden. Entsprechend ist für die Darstellung des korrekten Druckverlaufs  $p(\varphi)$  das absolute Druckniveau als Referenz unter Berücksichtigung der Nulllinienverschiebung  $\Delta p_n$  aus den gemessenen Drucksignalen  $p_{Mess}(\varphi)$  nach Gleichung (11) zu ermitteln. [51, 52]

$$p(\varphi) = p_{Mess}(\varphi) + \Delta p_n \quad (11)$$

Die Nulllinienverschiebung beschreibt die Verschiebung des gemessenen Drucksignals zum Absolutdruck und ist durch eine Festlegung oder „Findung“ der Nulllinie zu ermitteln. Zur Bestimmung der Nulllinienfindung gibt es verschiedene Verfahren, die sich in ihrem messtechnischen Aufwand und ihrer Genauigkeit stark voneinander unterscheiden. So kann die Nulllinienfindung durch eine einfache Fixpunkt Korrektur erfolgen, bei der als Referenzdruck häufig der Umgebungsdruck oder der mittlere Saugrohrdruck herangezogen wird. Diese Berechnungsverfahren sind meist weniger aufwendig, weisen dabei aber eine geringere Genauigkeit auf. Die thermodynamische Nulllinienermittlung mit der Polytropenmethode nach *Hohenberg* [53] bietet im Vergleich dazu eine höhere Genauigkeit bei der Referenzdruckbestimmung, weist demgegenüber aber auch einen Mehraufwand auf. Für eine detaillierte Ermittlung von  $\Delta p_n$  nach *Hohenberg* sei auf die Literatur [54, 55] verwiesen. [51, 53 – 55]

Mit Hilfe des zeitlich aufgelösten Druckverlaufs des Zylinder-, Ansaug- und Abgasdrucks kann so der Brennverlauf ermittelt werden. Der Brennverlauf, der den „zeitlichen Verlauf der Wärme freisetzung in Korrelation mit der Kolbenbewegung“ [52] beschreibt, ist ein fundamentales Instrument zur Beschreibung wichtiger Größen des Verbrennungsprozesses. In Abbildung 5 ist exemplarisch ein Brennverlauf sowie der dazugehörige Summenbrennverlauf einer theoretischen Verbrennung illustriert.



**Abbildung 5:** Charakteristische Größen des Brennverlaufs [51]

Hierbei stellt der Summenbrennverlauf, auch Durchbrennfunktion genannt, den über den Kurbelwinkel integrierten Brennverlauf dar. Der Summenbrennverlauf beschreibt demnach die freiwerdende Kraftstoffenergiemenge in Abhängigkeit zum momentanen Kurbelwinkel, bezogen auf die gesamte im Brennraum eingebrachte Kraftstoffmenge. Der momentane Wert des Summenbrennverlaufs zum jeweiligen Zeitpunkt in °KW wird meist normiert, in Prozent oder als Wert zwischen Null und Eins, angegeben. Dabei entspricht der Wert Null dem Zustand, bei dem noch kein eingebrachter Kraftstoff thermisch umgesetzt wurde. Wenn der momentane Wert des Summenbrennverlaufs Eins beträgt, wird der eingebrachte Kraftstoff als vollständig verbrannt angenommen. Zu diesem Zeitpunkt liegt eine vollständige Verbrennung vor. Bei einer realen Verbrennung, die stets unvollständig ist, liegt dieser Wert naturgemäß unter 1. Entsprechend ist laut Definition das Brennende erreicht, wenn mindestens 97 % der eingebrachten Kraftstoffmasse verbrannt sind. Der Brennbeginn ist definiert als der Zeitpunkt, bei dem ein bis drei Prozent der Kraftstoffmasse verbrannt sind. Aus der Abbildung 5 kann ebenso der Zündverzug einer Verbrennung relativ einfach abgelesen werden. Dieser ist der Zeitraum zwischen Zündzeitpunkt und Brennbeginn. Des Weiteren kann aus dem Summenbrennverlauf der Verbrennungsschwerpunkt bestimmt werden. Dieser ist definiert als der Zeitpunkt bei dem die thermische Umsatzrate 50 % beträgt, also 50 % der eingebrachten Kraftstoffmasse thermisch umgesetzt wurden. [45, 51, 52]

$$\frac{dQ_H}{d\varphi} = \frac{dQ_b}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} - \frac{dQ_{Leck}}{d\varphi} \quad (12)$$

Eine weitere essentielle Größe bei der Analyse von verbrennungsmotorischen Arbeitsprozessen ist der Heizverlauf  $Q_H$ . Der zeitlich aufgelöste Heizverlauf ergibt sich nach Gl. (12) aus dem zuvor ermittelten Brennverlauf  $Q_b$ , dem Wandwärmestrom über die Brennraumwände  $Q_W$  und dem Leckageenthalpiestrom  $Q_{Leck}$  infolge von Blowby-Effekten. Hierbei ist  $Q_{Leck}$  im realen Motorbetrieb vernachlässigbar klein. [51] Dementsprechend werden die Enthalpieverluste infolge von Blowby in dieser Arbeit vernachlässigt. Da die messtechnische Bestimmung des Wandwärmestroms im befeuerten Motorbetrieb messtechnisch sehr anspruchsvoll ist, wird der Wandwärmestrom näherungsweise nach dem Berechnungsansatz von *Woschnil/Huber*, der in Abschnitt 3.1 erläutert wurde, ermittelt. [51, 52]

### 3.3 Simulative Beschreibung von Verbrennungsprozessen

Zur simulativen Beschreibung von Verbrennungsprozessen stehen verschiedene Ansätze zur Modellierung zur Verfügung, die sich grob in zwei Modellarten einteilen lassen: non-prädiktive und prädiktive Verbrennungsmodelle. Beide Arten weisen spezifische Vor- und Nachteile hinsichtlich der Modellierungskomplexität, Ergebnissgüte und Rechenzeit auf. Diese Vor- und Nachteile werden in den nachfolgenden Abschnitten 3.3.1 und 3.3.2 erläutert. Grundlage aller

Verbrennungsmodellierungen bildet der gemessene Druckverlauf sowie, der aus der Druckverlaufsanalyse ermittelte Brennverlauf. Mit diesen motorspezifischen Charakteristika erfolgt die Validierung des gewählten Verbrennungsmodells.

### 3.3.1 Non-prädiktive Verbrennungsmodelle

Bei der Verbrennungsmodellierung in der Motorprozessrechnung können non-prädiktive und prädiktive Modelle zum Einsatz kommen. Bei non-prädiktiven Verbrennungsmodellen ist der Brennverlauf fest vorgegeben und wird unabhängig von den im Brennraum vorliegenden Randbedingungen (Strömungszustand, Restgasgehalt, etc.) beschrieben. Vorteil dieser Methodik ist eine sehr schnelle Simulationszeit. Bedingt durch die Vorgabe des Brennverlaufs beschränkt sich der Einsatz von non-prädiktiven Modellen auf Motorsimulationen, deren Fokus nicht auf der Bewertung der Verbrennungscharakteristik liegt. Beispiele hierfür sind Betrachtungen von Ladungswechsel und Aufladesystem eines Verbrennungsmotors. [45, 56]

Zur Abbildung des Brennverlaufs werden meist einfache mathematische Funktionen verwendet. Der in der Literatur am häufigsten verwendete Ansatz ist die Beschreibung der Ersatzbrennfunktion als Exponentialfunktion nach *Vibe* [57]. Dieser erlaubt die Vorgabe des Brennbeginns  $\varphi_{BB}$  und der Brenndauer  $\Delta\varphi_{BD}$  als feste Werte sowie der Brenngeschwindigkeit durch Vorgabe eines Formfaktors  $m$ . Die nach dem *Vibe*-Ansatz definierte Durchbrennfunktion zeigt Gleichung (13). [45, 57]

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - \exp \left[ -a \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1} \right] \quad (13)$$

Die gesamte im Kraftstoff enthaltene Wärmemenge  $Q_{B,ges}$  wird nach Gleichung (6) berechnet. Die Konstante  $a$  wird bei Berechnung eines gesamten Prozesszyklus durch Gleichung (14) ermittelt, wobei  $\varphi = \varphi_{VE}$  das Verbrennungsende darstellt.

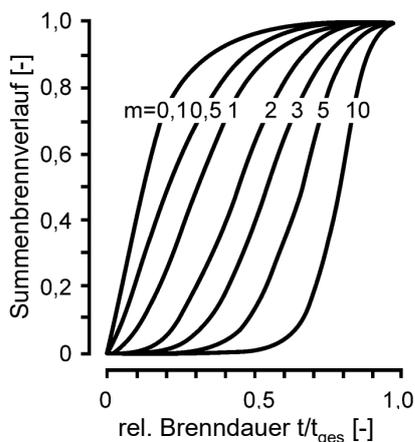
$$a = -\ln(1 - \eta_{u,ges}). \quad (14)$$

So ergibt sich  $a$  zu  $-6,908$  bei einer nahezu vollständigen Kraftstoffumsetzung (Umsatzrate  $\eta_{u,ges} = 99,9\%$ ). Der Brennverlauf wird aus der Ableitung der Gleichung (13) unter Berücksichtigung von Gleichung (14) nach folgendem Zusammenhang berechnet:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{Q_{B,ges}}{\Delta\varphi_{BD}} \cdot a \cdot (m+1) \cdot \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right) \exp \left[ -a \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1} \right] \quad (15)$$

Bei Berechnung des Brenn- und Summenbrennverlaufs nimmt der Formfaktor  $m$  eine entscheidende Rolle bei der Beschreibung der Brenngeschwindigkeit ein. Den Einfluss des Formfaktors auf den Summenbrennverlauf zeigt Abbildung 6. Bei einem Wert von  $m = 2$  liegt ein symmetrischer Brennverlauf vor. Bei kleineren Werten erfolgt die Energieumsetzung früher, entsprechend steigt die Brenngeschwindigkeit. Mit größer werdendem Formfaktor sinkt die

Brenngeschwindigkeit. Infolgedessen kommt es zu einer verschleppten Verbrennung. [40, 45, 52, 56]



**Abbildung 6:** Einfluss des Formfaktors  $m$  auf dem Summenbrennverlauf (Darstellung nach [40, 52])

Neben dem Formfaktor erfolgt gemäß Gleichung (15) die Beschreibung der Ersatzbrennfunktion nach *Vibe* mit Hilfe des Brennbeginns  $\varphi_{BB}$  und der Brenndauer  $\Delta\varphi_{BD}$ . Bei Variation des Brennbeginns  $\varphi_{BB}$  kommt es zu einer Verschiebung des Summenbrennverlaufs auf der Abszisse, ohne Veränderung der Form des Summenbrennverlaufs. Mit der Veränderung der Brenndauer  $\Delta\varphi_{BD}$  gehen sowohl eine Veränderung des Maximums der Energieumsetzung, als auch der Umsetzungsrate einher. [52]

Der einfache *Vibe*-Ansatz wird meist für die Beschreibung von vorgemischten Verbrennungen verwendet, wie diese beim Ottomotor üblich ist. Zur Beschreibung einer dieselmotorischen Diffusionsflammenentwicklung, bei der üblicherweise Mehrfacheinspritzungen zum Einsatz kommen, wird meist ein sogenannter *Multi-Vibe*-Ansatz verwendet. Dieser Ansatz beinhaltet eine Überlagerung mehrere Exponentialfunktionen zur Berechnung des Ersatzbrennverlaufs. Da in dieser Arbeit der *Multi-Vibe*-Ansatz nicht verwendet wird, wird dieser hier nicht näher erläutert. Es sei auf die Literatur [45] verwiesen. [40, 45, 56]

### 3.3.2 Prädiktive Verbrennungsmodelle

Ein Schwerpunkt dieser Arbeit liegt in der thermodynamischen Analyse von Verbrennungsprozessen unterschiedlicher wasserstoffbasierter Motorenkonzepte. Hierbei ist die Auswertung des Brennverlaufs von entscheidender Bedeutung. Entsprechend erfolgt die Verbrennungsmodellierung auf Grundlage prädiktiver Verbrennungsmodelle. Bei prädiktiven Modellen wird die Brennrate auf Basis der im Brennraum vorherrschenden Bedingungen berechnet. Demnach werden Größen wie die Zylinderinnenströmung, der Restgasanteil, die Kraftstoffeinbringung oder die Flammgeschwindigkeit des eingebrachten Kraftstoffes für die Berechnung des Brennverlaufs genutzt. Eine fest vorgegebene Ersatzbrennfunktion wie beim *Vibe*-Ansatz

entfällt. Ein prädiktives Verbrennungsmodell erlaubt die Analyse von Verbrennungsprozessen bei Motorzuständen und in Betriebspunkten, die signifikant von den für die Validierung zur Verfügung stehenden Messdaten abweichen. Außerdem können Parameter, die entscheidend für den zeitlichen Verlauf und die Ausprägung der Verbrennung sind, wie beispielsweise der zeitliche Verlauf der Kraftstoffeinbringung, variiert und die daraus resultierende Veränderung in der Brennrate direkt analysiert werden. [56]

Bei prädiktiven Verbrennungsmodellen ist die Wahl der Modellierungsart des Brennraums als Ein- oder Mehrzonenmodell ein wesentlicher Punkt, hinsichtlich der zu erwartenden Ergebnisgüte. Bei einem Einzonenmodell wird der gesamte Brennraum als eine Zone betrachtet. In dieser sphärischen Zone erfolgt die Berechnung der Kraftstoffzufuhr, Gemischbildung und Verbrennung. Die Größe der Zone steigt, sobald die Verbrennung erfolgt ist. Das verbrannte Kraftstoff-Luft-Gemisch wird schrittweise in die Berechnungszone integriert. Aufgrund der Einfachheit dieses Modellierungsansatzes sind die Rechenzeiten wesentlich kleiner. Nachteilig ist die oft nicht ausreichende Rechengenauigkeit, besonders bei der Emissionsbildung. Bei den in dieser Arbeit anstehenden Prozessrechnungen, in denen insbesondere der genaue Verbrennungsablauf signifikant für die Untersuchungen ist, ist ein Einzonenmodell nicht zielführend. Im Zuge dessen wird ein Mehr- oder Multizonenmodell verwendet. Dieses bietet den Vorteil, dass der Brennraum in mehreren Berechnungszonen unterteilt wird. Dabei wird die Berechnung des Verbrennungsprozesses, von der Kraftstoffeinblasung bis hin zur Verbrennung, einzeln ermittelt. Daraus resultiert eine signifikant höhere Rechengenauigkeit im Vergleich zum Einzonenmodell. Bei prädiktiven Verbrennungsmodellen wird stets ein Mehrzonenmodell präferiert. Ein Einzonenmodell kommt aufgrund seiner Einfachheit und geringeren Rechenzeit in der Regel bei non-prädiktiven Ansätzen zum Einsatz. [58, 59]

Bei den prädiktiven Modellen wird für die ottomotorische Vormischverbrennung das sogenannte *SI-Turb*-Modell genutzt. Zur Verbrennungsmodellierung von dieselmotorischen Diffusionsverbrennungen wird das *DI-Pulse*-Modell verwendet. Beide Ansätze werden im Folgenden erläutert.

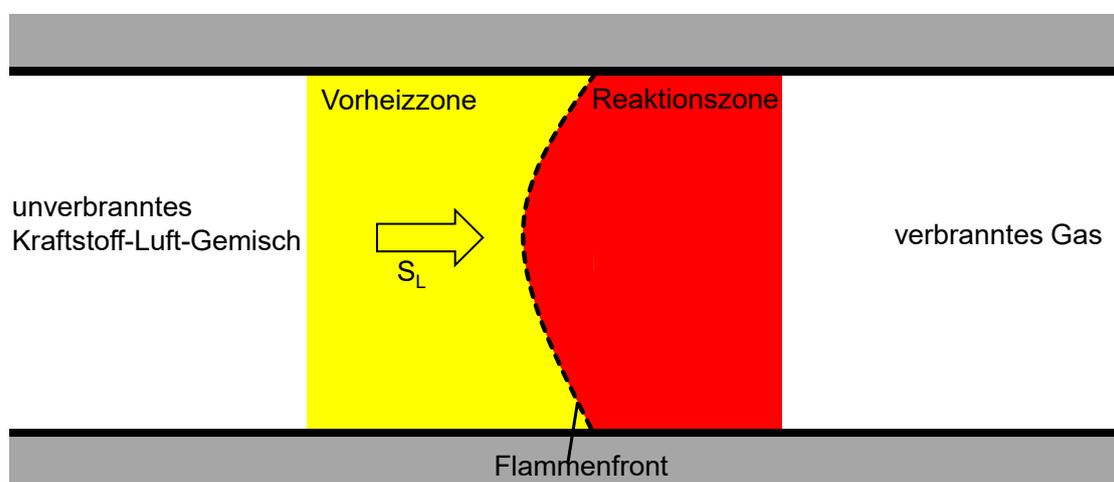
### **Verbrennungsmodell *SI-Turb***

Zur Modellierung der thermischen Kraftstoffumsetzung fokussiert sich der *SI-Turb*-Ansatz auf die Ermittlung der turbulenten Flammengeschwindigkeit und der sich im Brennraum ausbreitenden Flammenfront. Hierbei basiert die Verbrennungsmodellierung auf physikalische Randbedingungen im Zylinder. Infolgedessen können beispielsweise Veränderungen bei der Zylinderinnenströmung in diesem prädiktiven Verbrennungsansatz simulativ erfasst und die daraus resultierende Systemantwort des Verbrennungsmodells korrekt berechnet werden. [60 – 62]

Dafür wird die Flammenentwicklung im Brennraum als turbulenter Durchmischungsprozess von Kraftstoff und Luft betrachtet. Die Massenumsetzung infolge des Durchmischungsprozesses  $\frac{dM_e}{dt}$  wird nach dem Zusammenhang (16) berechnet. Diese wird mit Hilfe der Dichte des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs  $\rho_u$ , der Flammenfrontoberfläche  $A_e$ , sowie der laminaren  $S_L$  und turbulenten Flammengeschwindigkeit  $S_T$  ermittelt. [63]

$$\frac{dM_e}{dt} = \rho_u \cdot A_e \cdot (S_L + S_T) \quad (16)$$

Der Durchmischungsprozess des unverbrannten Gasgemischs ist zu Beginn der Flammenentwicklung, bei geringer Größe des Flammenkerns, in erster Linie abhängig von der laminaren Flammengeschwindigkeit. Erst mit zunehmender Flammenausbreitung im Brennraum wird die Turbulenz in Form von  $S_T$  dominant. [60]



**Abbildung 7:** Schematische Darstellung der laminaren Flammengeschwindigkeit einer Flammenfront in einem Rohr (eigene Darstellung nach [64])

Die laminare Flammengeschwindigkeit  $S_L$  ist definiert als die Geschwindigkeit, mit der ein unverbranntes Kraftstoff-Luft-Gemisch sich, senkrecht zur lokalen Flammenfront, in diese bewegt und unter laminaren Strömungsbedingungen thermisch umgesetzt wird (siehe Abbildung 7) [63]. Die Flamme, als Ergebnis einer sich selbst erhaltenden exotherm chemischen Reaktion, besteht dabei aus der Vorheizzone und der Reaktionszone. In der Vorheizzone erfolgt der Temperaturanstieg des unverbrannten Gasgemischs infolge von Wärmeübertragung aus der Reaktionszone. In der Reaktionszone findet nach Erreichen der kritischen Temperatur die thermische Umsetzung statt. Getrennt werden beide Bereiche durch die sich sphärisch ausbreitende Flammenfront. Die laminare Verbrennungsgeschwindigkeit dieser Flammenfront wird üblicherweise durch die Verbrennung eines Kraftstoff-Luft-Gemischs in kugelförmigen geschlossenen Behältern gemessen. In diesem Behälter breitet sich die laminare Flamme vom Mittelpunkt des Behälters radial nach außen aus. Die laminare Flammengeschwindigkeit wird dabei messtechnisch nach dem Zusammenhang in Gleichung (17) bestimmt. [56, 63]

$$S_L = \frac{\frac{dm_b}{dt}}{A_f \cdot \rho_u} \quad (17)$$

Die bei der Verbrennung im Behälter erfolgte Massenumsetzung  $\frac{dm_b}{dt}$  wird hierbei durch die Geschwindigkeit des Druckanstiegs im Behälter bestimmt. Unter Berücksichtigung dieser, der Flammenfläche  $A_f$  und der Dichte des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs  $\rho_u$ , kann so die laminare Flammengeschwindigkeit messtechnisch erfasst werden. Die Stärke der sich laminar ausbreitenden Flammenfront liegt unter typisch motorischen Bedingungen in der Größenordnung von 0,2 mm bis 0,25 mm [65] und ist damit sehr viel kleiner, als die Gefäßabmessungen des Behälters. Entsprechend wird, für den laminaren Fall, die Flammenstärke als vernachlässigbar dünn angenommen. [63] Für eine detaillierte Beschreibung der Bestimmung laminarer Flammengeschwindigkeiten sei auf die Quellen [56, 60, 63, 66] verwiesen. Im realen Motorbetrieb wird die laminare Flammengeschwindigkeit durch weitere motorische Größen beeinflusst. Aufgrund des veränderlichen Brennraums infolge der Kolbenbewegung, nimmt der lokale Zylinderdruck und die lokale Zylindertemperatur Einfluss auf  $S_L$ . Hohe Zylinderdrücke und -temperaturen führen zu einem Anstieg der laminaren Flammengeschwindigkeit. Ebenso spielt das Verbrennungsluftverhältnis eine essentielle Rolle bei der Ausprägung der laminaren Flammenfront. Ein leicht fettes Gemisch ( $\lambda \approx 0,9$  bei Ottokraftstoff) führt in der Regel zu einem Maximum von  $S_L$ . [63] Mit steigendem oder fallendem Verbrennungsluftverhältnis nimmt  $S_L$  dementsprechend wieder ab. Zudem bewirkt ein hoher Restgasanteil im Brennraum eine Reduzierung der laminaren Flammengeschwindigkeit. Das Vorhandensein von bereits verbranntem Gas oder AGR, senkt den Heizwert pro Masseneinheit im unverbrannten Gemisch, was eine Reduzierung der adiabaten Flammentemperatur zur Folge hat. All diese Einflussparameter finden bei der beschriebenen Behältermessung der laminaren Flammengeschwindigkeit nach Gleichung (17) keine Berücksichtigung. Daher wurde ein Potenzansatz nach der Gleichung (18) gewählt. [56, 60, 63, 66]

$$S_L = (B_m + B_\lambda \left( \frac{1}{\lambda} - \frac{1}{\lambda_m} \right)^2) \cdot \left( \frac{T_u}{T_0} \right)^\alpha \cdot \left( \frac{p}{p_0} \right)^\beta f_{DE} \quad (18)$$

In diesem Ansatz ist  $B_m$  die maximale laminare Flammengeschwindigkeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs, welches wesentlich von dem vorliegenden Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_m$  beeinflusst wird. Für Wasserstoff beträgt die maximale laminare Flammengeschwindigkeit  $B_m \approx 230 \frac{cm}{s}$ , die bei einem Verbrennungsluftverhältnis von  $\lambda \approx 0,9$  auftritt. Die laminare Flammengeschwindigkeit  $B_\lambda$  ist eine Funktion des veränderlichen Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$ . Des Weiteren findet die Temperatur des unverbrannten Gases  $T_u$ , der anliegende Zylinderdruck  $p$  und die Referenztemperatur  $T_0$  von 298 K, sowie der Referenzdruck  $p_0$  von 1013 mbar, Berücksichtigung in der Gleichung (18). Die Konstanten  $\alpha$  und  $\beta$  beziehen den

Temperatur- und Druckeinfluss des Verbrennungsluftverhältnisses in die Betrachtung mit ein. Die Konstanten werden nach Gleichung (19) und (20) berechnet. [63, 66]

$$\alpha = 2,18 - 0,8 \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) \quad (19)$$

$$\beta = -0,16 + 0,22 \cdot \left(\frac{1}{\lambda} - 1\right) \quad (20)$$

Das Vorhandensein von bereits verbranntem Abgas aufgrund von Restgas oder AGR innerhalb der Zone des unverbrannten Kraftstoff-Luft-Gemischs, führt zu einer Ladungsverdünnung. Aus dieser Ladungsverdünnung resultiert eine Reduzierung der laminaren Flammengeschwindigkeit. [63]

Um dem Effekt der Ladungsverdünnung auf die laminare Flammengeschwindigkeit Rechnung zu tragen, ist zusätzlich der Faktor  $f_{DE}$  in Gleichung (18) eingeführt worden. Unter Einbeziehung der Restgasmasse, der unverbrannten Zone  $m_{res,u}$  und einem Multiplier  $C_{DE}$  zur simulativen Anpassung, ermittelt dieser Faktor den Einfluss der Ladungsverdünnung auf die laminare Flammengeschwindigkeit nach dem folgenden Zusammenhang: [63, 65]

$$f_{DE} = 1 - 0,75 \cdot C_{DE} (1 - (1 - 0,75 \cdot C_{DE} \cdot m_{res,u})^7) \quad (21)$$

Die laminare Flammengeschwindigkeit ist zu Beginn der Flammenentwicklung, bei sehr kleinem Flammenkern, die dominierende Größe beim Durchmischungsprozess nach Gleichung (16). Mit steigender Flammenkerngröße sinkt diese Dominanz und infolgedessen kommt der Einfluss der turbulenten Flammengeschwindigkeit stärker zum Tragen. Die turbulente Flammengeschwindigkeit  $S_T$  berechnet sich unter Berücksichtigung der turbulenten Intensität  $u'$ , des Flammenradius  $R_f$ , der turbulenten Längenskalierung  $L_i$ , sowie zwei Skalierungsparameter, nach Gleichung (22). [63, 65]

$$S_T = C_{TFS} \cdot u' \cdot \left( 1 - \frac{1}{1 + C_{FKG} \left(\frac{R_f}{L_i}\right)^2} \right) \quad (22)$$

Die Multiplier  $C_{TFS}$  (*Turbulent Flame Speed Multiplier*) und  $C_{FKG}$  (*Flame Kernel Growth Multiplier*) dienen in der Simulation zur Feinjustierung der turbulenten Flammengeschwindigkeit. Durch die Miteinbeziehung der turbulenten Flammengeschwindigkeit kann die Verzerrung der Flammenfront aufgrund von turbulenten Geschwindigkeitsschwankungen berücksichtigt werden. Die Verzerrung der Flammenfront führt zu einer Erweiterung der Flammenfrontoberfläche, wodurch die Durchbrenngeschwindigkeit der Flammenfront wesentlich erhöht wird. Diese ist nicht wie bei der Betrachtung der laminaren Flammengeschwindigkeit infinitesimal klein, sondern weist eine nicht vernachlässigbare Ausprägung auf. Somit hat diese Verzerrung der

Flammenfront wesentlichen Einfluss auf die Durchbrenngeschwindigkeit der Flamme im Zylinder. [56, 60, 63, 66]

Die Durchbrennrates der Flammenfront  $dM_b/dt$ , die angibt wie schnell das Kraftstoff-Luft-Gemisch verbrennt, ist proportional der unverbrannten Masse  $M_e$ , die sich aus dem Durchmischungsprozess nach Gleichung (16) ergibt. Die Durchbrennrates wird hierbei von der bereits verbrannten Gemischmasse  $M_b$ , sowie der Zeitkonstante  $\tau$  wesentlich beeinflusst (vgl. mit Gl. (23)). [56, 63]

$$\frac{dM_b}{dt} = \frac{(M_e - M_b)}{\tau} \quad (23)$$

Die Zeitkonstante  $\tau$  wird mit Hilfe der laminaren Flammengeschwindigkeit und der sogenannten *Taylor Microscale Länge*  $\lambda_T$  nach Gleichung (24) berechnet

$$\tau = \frac{\lambda_T}{s_L} \quad (24)$$

, wobei sich  $\lambda_T$  aus (25) ergibt.

$$\lambda_T = \frac{C_{TLS} \cdot L_i}{\sqrt{Re_t}} \quad (25)$$

In dieser Gleichung wird zur weiteren simulativen Anpassung des *SITurb*-Ansatzes der *Taylor Length Scale Multiplier*  $C_{TLS}$  eingeführt. Die turbulente Reynoldszahl  $Re_t$  wird unter Berücksichtigung der dynamischen Viskosität in der unverbrannten Zone  $\mu_u$  nach dem Zusammenhang in Gleichung (26) ermittelt. [56, 63]

$$Re_t = \frac{\rho_u \cdot u' \cdot L_i}{\mu_u} \quad (26)$$

## Verbrennungsmodell DI-Pulse

Der *DI-Pulse* Ansatz wurde zur Beschreibung von dieselmotorischen Verbrennungen entwickelt und eignet sich daher zur Modellierung einer Kompressionszündung, sowie der daraus entstehenden Diffusionsverbrennung. Hierbei werden die Größen Lufteinlassrate, Durchlässigkeit der Kraftstofftröpfchen, Zündverzug, Verdampfung des Kraftstoffes, sowie die Verbrennungsrate ermittelt. Beim *DI-Pulse* Ansatz wird das Brennraumvolumen in drei thermodynamische Zonen aufgeteilt. Die erste Zone enthält die gefangene Ladung nachdem das Einlassventil geschlossen ist und wird als unverbrannte Zone bezeichnet. Die zweite Zone, die Zone unverbrannten Kraftstoffes, beinhaltet das Kraftstoff-Luft-Gemisch, welches sich infolge der Einblasung bildet. Die dritte Zone ist die Zone des verbrannten Kraftstoffes, die die Verbrennungsprodukte enthält. Des Weiteren ist die Abbildung des Einblasprofils (Pulsanzahl und Pulsdauer) bei diesem Ansatz essentiell. Jeder einzelne Kraftstoffimpuls wird während der Einblasung separat hinsichtlich seiner Verdampfung, seiner Durchmischung mit Luft sowie seiner anschließenden Verbrennung berechnet. Dabei gibt es keine Limitierung hinsichtlich der Anzahl an Einblasimpulsen. Jeder Impuls wird erfasst und in die Zone 1 (unverbrannte Zone) für die Berechnung übertragen. Dazu wird zunächst die Einblasgeschwindigkeit des Kraftstoffstrahls nach Gleichung (27) bestimmt. [56, 67, 68]

$$u_{inj} = c_d \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho_l}} \quad (27)$$

Die Einblasgeschwindigkeit  $u_{inj}$  ist hierbei abhängig vom Durchflussbeiwert des Injektors  $c_d$ , der Druckdifferenz  $\Delta p$  zwischen Einblasdruck des Kraftstoffes und Zylinderinnendruck, sowie der Luftdichte  $\rho_l$  im Zylinder. Der Einblasimpuls eines Kraftstoffstrahls durchmischt sich mit frischer Luft, Restgas und Kraftstoff anderer Einblasimpulse. Diese Durchmischung wird mit durch die Durchmischungsrate  $\frac{dm}{dt}$  des durchmischenden Kraftstoff-Luft-Gemischs nach Gleichung (28) beschrieben.

$$\frac{dm}{dt} = -C_{ent} \cdot m_B \cdot u_{inj} \cdot \frac{du}{dt} \quad (28)$$

Hierbei ist  $m_B$  die eingeblasene Kraftstoffmasse,  $u$  die Geschwindigkeit des resultierenden Kraftstoff-Luft-Gemischs und  $C_{ent}$  der *Entrainment-Multiplier*. Dieser Multiplier ist einer von vier Parametern, die zur simulativen Kalibrierung des *DI-Pulse*-Modells genutzt werden. Der zweite Multiplier  $C_{Zünd}$  wird zur Modellierung des Zündverzugs genutzt. Der Zündverzug  $t_{Zünd}$  wird als Funktion der Abgasrückführungsrate  $AGR$ , der Gastemperatur  $T_G$  im Zylinder, sowie der Gemischdichte  $\rho_{Gem}$  berechnet (siehe Gl. (29)).

$$t_{Zünd} = C_{Zünd} \cdot \rho_{Gem}^{C_{Zünd}} \cdot e^{\frac{C_{Zünd}}{T_G}} \cdot f(AGR) \quad (29)$$

Bei einer dieselmotorischen Verbrennung durchmischt sich ein Teil des eingebrachten Kraftstoffs mit der Luft und wird infolge einer Kompressionszündung gezündet, sobald der chemische und physikalische Zündverzug des Gemischs überschritten ist. Dieser Kraftstoffanteil verbrennt in der Vormischverbrennung nach Gleichung (30). Die Masse  $m_{Vorm}$ , die bei der Vormischverbrennung thermisch umgesetzt wird, ist dabei abhängig von der kinetischen Geschwindigkeitskonstante der Verbrennungsreaktion  $k$ , von der zur Verfügung stehenden Gemischbildungszeit  $t_{gem}$ , sowie von  $\lambda$ , der AGR-Rate und dem Zündverzug. Zur simulativen Kalibrierung des Vormischanteils wird zusätzlich der Multiplier  $C_{Vorm}$  für die Vormischverbrennung verwendet. [67, 69]

$$\frac{dm}{dt} = C_{Vorm} \cdot m_{Vorm} \cdot (t_{gem} - t_{zünd}) \cdot f(k, t_{gem}, \lambda, AGR) \quad (30)$$

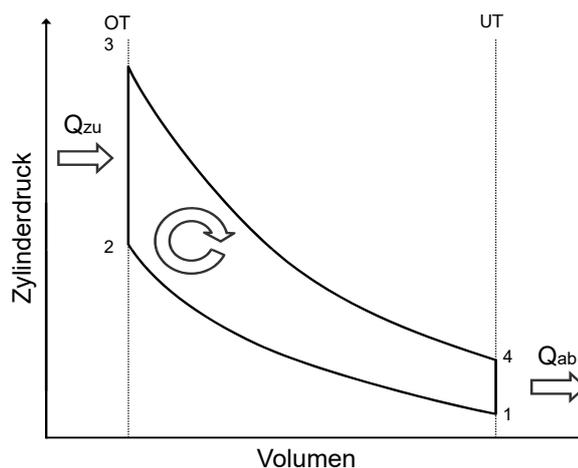
Der übrige Kraftstoff wird in die Diffusionsflamme eingeblasen. Dabei wird Luft in die Flamme gesogen und durchmischt sich mit dem unverbrannten Kraftstoff. Diese Kraftstoffmasse  $m_{Dif}$  verbrennt anschließend in einem zündfähigen  $\lambda$ -Bereich stetig weiter, beschrieben nach Gleichung (31).

$$\frac{dm}{dt} = C_{Dif} \cdot m_{Dif} \cdot \frac{\sqrt{k}}{\sqrt[3]{V_h}} \cdot f(AGR, O_2) \quad (31)$$

Analog, wie bei der Vormischverbrennung, spielen für die Diffusionsverbrennung die AGR-Rate und die Geschwindigkeitskonstante  $k$  eine entscheidende Rolle. Zusätzlich wird die Kraftstoffumsetzung infolge der Diffusionsverbrennung vom Zylindervolumen  $V_h$ , sowie vom Restsauerstoff  $O_2$  beeinflusst. Auch hierbei wird ein Kalibrierungsparameter zur Feinjustierung in der Simulation verwendet: Der *Diffusions-Multiplier*  $C_{Dif}$ . [56, 67, 68]

### 3.4 Verlustanalyse

Zum wissenschaftlichen Vergleich von neuen Verbrennungsmotorenkonzepten ist eine grundsätzliche Bewertungsmethode notwendig. Die grundlegende Fragestellung bei dieser ist, inwieweit ein konstruktiver und operativer Mehraufwand eines neuen Motorenkonzepts gegenüber technisch einfacheren Systems gerechtfertigt ist. Im Zentrum dieser Fragestellung steht der Effizienzvorteil des neuen Konzepts gegenüber bestehenden Verbrennungsmotoren. Als Bewertungsmethode bei solchen Fragestellungen hat sich die Verlustteilung, im Folgenden auch Verlustanalyse genannt, als sinnvolle Bewertungsmethode etabliert.



**Abbildung 8:** Idealer Gleichraumprozess im p,V-Diagramm als Basis für die Verlustanalyse (eigene Darstellung nach [70])

Bei der Verlustanalyse werden die Einzelverluste des Motors betrachtet, die sich ausgehend vom idealen Vergleichsprozess ergeben. Die auftretenden Teilverluste werden hierbei isoliert betrachtet. So können Einflüsse, resultierend aus einer unterschiedlichen Prozessführung, einer Verwendung verschiedener Kraftstoffe und anderen Einflussparametern, den Einzelverlusten direkt zugeordnet werden. Die Basis der Verlustanalyse ist der ideale Vergleichsprozess, hier Gleichraumprozess (siehe Abbildung 8), der den realen Motorprozess über den nach DIN 1940 [71] definierten *Vergleichsprozess des vollkommenen Motors* annähert. Der *Vergleichsprozess des vollkommenen Motors* berücksichtigt die physikalischen Gesetzmäßigkeiten des realen Motorprozesses, läuft aber dennoch nach den thermodynamischen Zustandsänderungen eines Kreisprozesses ab. Der vollkommene Motor ist durch die folgenden Eigenschaften gekennzeichnet:

- Geometrische Ähnlichkeit zum realen Motor
- Kein Ladungswechsel
- Reale Ladung ohne Restgas
- Temperaturabhängige kalorische Stoffgrößen
- Vollständige Verbrennung
- Gleiches Verbrennungsluftverhältnis wie der reale Motor
- Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazitäten
- Verbrennungsablauf nach vorgegebener Gesetzmäßigkeit
- Wärmedichte Wandungen
- Keine Strömungs- und Leckageverluste

Anhand des Wirkungsgrads  $\eta_v$  des vollkommenen Motors werden in der Verlustanalyse die Einzelverluste der thermodynamischen Prozessführung von Verbrennungsmotoren quantifiziert. Dieser Wirkungsgrad bildet die Basis der Verlustanalyse und ist gleichzeitig der höchste

theoretische Wirkungsgrad eines Verbrennungsmotors. Die Bestimmung von  $\eta_v$  erfolgt nach dem Zusammenhang in Gleichung (32), unter Einbeziehung des Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  und des Isentropenexponents  $\kappa$ .

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (32)$$

Mit Hilfe des Wirkungsgrads des vollkommenen Motors wird nach Gleichung (33), aus dem Verhältnis des real gemessenen indizierten Wirkungsgrads  $\eta_i$  und  $\eta_v$ , der Gütegrad  $\eta_g$  bestimmt.

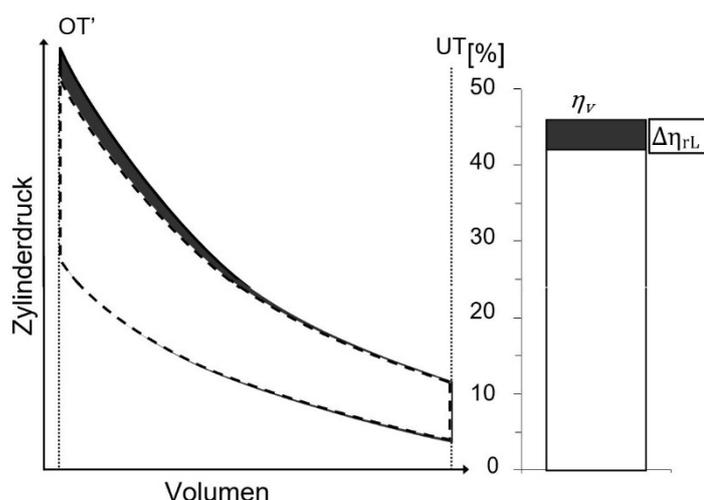
$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} = \frac{\eta_v - \Delta\eta_g}{\eta_v} \quad (33)$$

Der Gütegrad  $\eta_g$  beinhaltet die gesamten Einzelverluste des Arbeitsprozesses des realen Motors gegenüber dem vollkommenen Motor. Die Einzelverluste werden als eine additive Kette zusammengefasst, die in Summe den Gesamtverlust  $\Delta\eta_g$  ausmachen. Alle die in der Verlustteilung zu berücksichtigen Einzelversuche sind in Gleichung (34) aufgeführt. [33, 72, 73]

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{WW} + \Delta\eta_{LW} \quad (34)$$

Bei der Verlustanalyse ist die Berechnungsreihenfolge der Einzelverluste nicht unwesentlich. Die Größe des jeweiligen Einzelverlusts ist abhängig vom vorherigen Einzelverlust. Entsprechend ist bei der Berechnung eine gewisse Reihenfolge einzuhalten, die in dieser Arbeit nach Gleichung (34) erfolgt.

Die Berechnungsreihenfolge der Einzelverluste kann in der Verlustteilung durchaus variieren. Der Verlust der realen Ladung  $\Delta\eta_{rL}$  steht dennoch stets am Beginn einer jeden Verlustteilung [74]. Dieser berücksichtigt den Wirkungsgradverlust infolge der Betrachtung des Arbeitsmediums als reales Kraftstoff-Luft-Gemisch mit druck- und temperaturabhängiger Kalorik. Somit kann das Realgasverhalten der Zylinderladung vollständig beschrieben werden. Die Abbildung 9 zeigt den Einfluss des Wirkungsgradverlusts der realen Ladung auf dem idealen Gleichraumprozess anhand des p,V-Diagramms.



**Abbildung 9:** Einfluss des Wirkungsgradverlusts der realen Ladung auf den idealen Gleichraumprozess, anhand des p,V-Diagramms (eigene Darstellung nach [70])

Der Verlust  $\Delta\eta_{rL}$  ist maßgeblich von der Stoffzusammensetzung infolge des vorliegenden Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$  und vom Isentropenexponent des Kraftstoff-Luft-Gemischs abhängig. Der Isentropenexponent ergibt sich nach Gleichung (35) aus dem Verhältnis der spezifischen Wärmekapazität bei konstantem Druck  $c_p$  und konstantem Volumen  $c_v$ . [51, 74]

$$\kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (35)$$

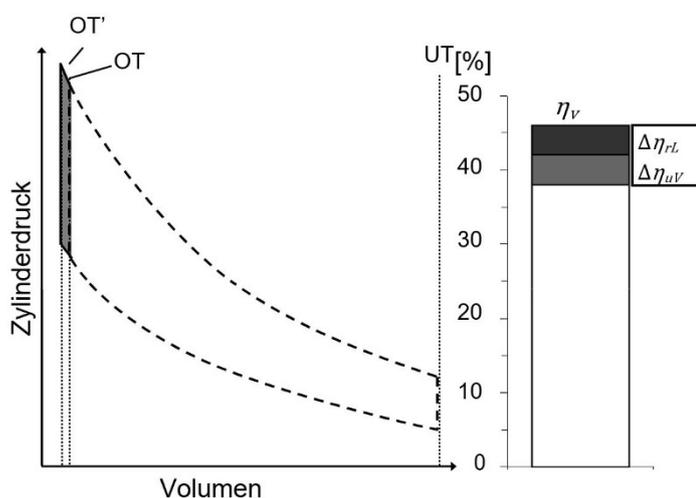
Zur genauen Beschreibung der Zustandsänderungen des realen Kraftstoff-Luft-Gemischs ist die allgemeine Gasgleichung für ideale Gase nicht ausreichend. Bei den im Zylinder bereits während der Kompression vorherrschenden Druck und Temperaturen, kommt es zu deutlichen Abweichungen zum idealen Gasverhalten [46]. Demzufolge wird, zur Annäherung an das reale Gasverhalten, die *Van-der-Waals*-Gleichung (36) genutzt.

$$\left(p + \frac{a}{v^2}\right) \cdot (v - b) = R \cdot T \quad (36)$$

Diese Gleichung bezieht neben den Größen der allgemeinen Gasgleichung zwei zusätzliche empirisch bestimmte stoffabhängige Konstanten ein, die in Abhängigkeit des real vorliegenden Stoffgemischs zur Beschreibung des Realgasverhaltens dienen. Die sogenannten *Van-der-Waals*-Konstanten  $a$  und  $b$  beschreiben den Kohäsionsdruck und das Kovolumen des betreffenden Gases. Damit kann das Realgasverhalten der realen Ladung während der Prozessrechnung hinreichend genau beschrieben werden. [46, 75]

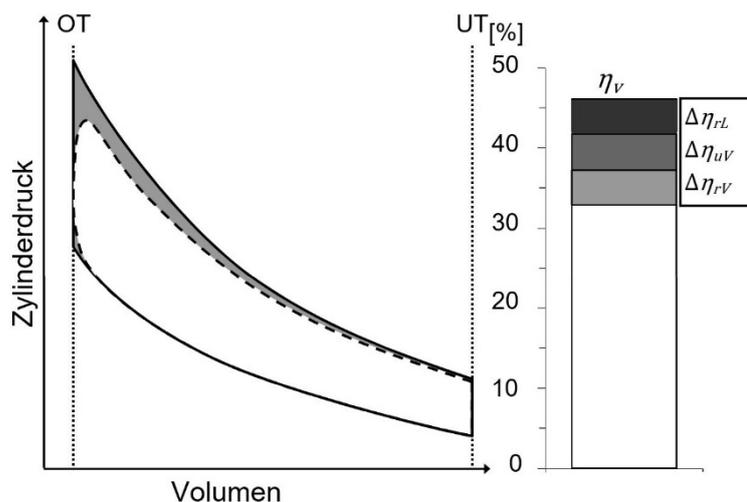
Der Wirkungsgradverlust  $\Delta\eta_{uV}$  bezieht den thermischen Umsetzungsgrad des eingebrachten Kraftstoffs während der realen Verbrennung mit in die Betrachtung ein. Abbildung 10 illustriert diesen Wirkungsgradverlust anhand des idealen Gleichraumprozesses. Unter realen Bedin-

gungen wird der Kraftstoff während der Verbrennungsreaktion nie vollständig verbrannt. Sobald Kraftstoff während der Verbrennung die Zylinderwand oder den Kolbenboden erreicht, wird dieser aufgrund des kraftstoffspezifischen Lösabstands nicht gänzlich von der Flamme erfasst und nur unvollständig verbrannt. Dieser Kraftstoff lagert sich an der Wand ab und es bilden sich HC-Emissionen. Wird der eingebrachte Kraftstoff nicht vollständig bis zum chemischen Gleichgewicht umgesetzt, wird dies als unvollkommene Verbrennung bezeichnet. Als Folge daraus könnten bei kohlenstoffhaltigen Kraftstoffen, Kohlenmonoxid CO entstehen. Aus der Differenz des unvollständig umgesetzten Kraftstoffs und dem gesamten eingebrachten Kraftstoff, ergibt sich der Wirkungsgrad der unvollständigen Verbrennung. Da der Fokus dieser Arbeit auf der Wasserstoffverbrennung liegt, sind keine CO- und HC-Emissionen als Verbrennungsprodukt in einer signifikanten Menge zu erwarten. Die aus einer unvollständigen Verbrennung resultierenden Abgasemissionen bestehen daher nahezu ausschließlich aus unverbranntem Wasserstoff, der nicht als Schadstoffemission angesehen wird. [4]



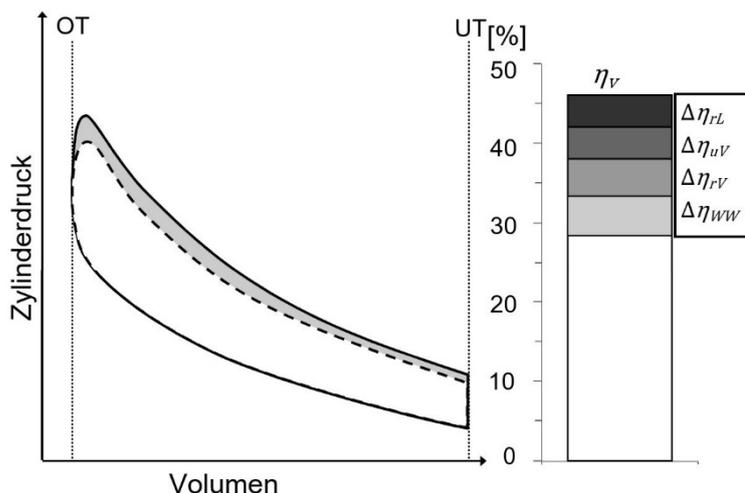
**Abbildung 10:** Einfluss des Wirkungsgradverlusts der unvollständigen Verbrennung auf den idealen Gleichraumprozess, anhand des p,V-Diagramms (eigene Darstellung nach [70])

Wie in Abschnitt 2.4 beschrieben treten beim verbrennungsmotorischen Wasserstoffbetrieb lediglich  $\text{NO}_x$ -Emissionen als Schadstoffkomponente im Abgas in einer relevanten Größenordnung auf. Die Stickoxide (vgl. mit Gleichungen (2) bis (4)) sind die Folge von Dissoziationsreaktionen bei der Verbrennung. Bei der Dissoziation handelt es sich um thermische Zersetzungsreaktionen des Kraftstoff-Luft-Gemischs auf molekularer Ebene, die vermehrt bei Temperaturen über 2200 K [4, 39] auftreten. Diese Reaktionen sind endotherm und dementsprechend verlustbehaftet. Da die Verluste infolge von Dissoziationseffekten einen sehr geringen Anteil am Gesamtverlust  $\Delta\eta_g$  ausmachen, werden diese in der Verlustteilung vernachlässigt. [4, 73]



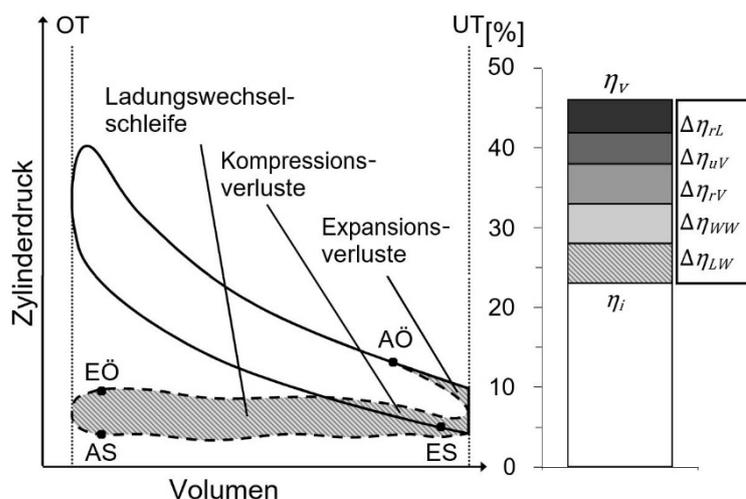
**Abbildung 11:** Einfluss des Wirkungsgradverlusts der realen Verbrennung auf den idealen Gleichraumprozess, anhand des p,V-Diagramms (eigene Darstellung nach [70])

Der Wirkungsgradverlust der realen Verbrennung  $\Delta\eta_{rV}$  schließt mehrere verlustbehaftete Effekte der realen Verbrennung gegenüber dem idealen thermischen Umsetzungsprozess ein. Beim idealen Kreisprozess verbrennt der eingebrachte Kraftstoff mit unendlich hoher Geschwindigkeit, woraus die isochore Wärmezufuhr resultiert. Idealisiert betrachtet, sollte demnach die Wärmefreisetzung vollständig im oberen Totpunkt erfolgen. Aufgrund der endlichen Verbrennungsgeschwindigkeit realer Kraftstoffe tritt folglich eine Diskrepanz zwischen der idealen und realen Wärmefreisetzung auf. Zudem ist eine isochore Verbrennung im oberen Totpunkt (OT), aufgrund der Anforderung eines kontinuierlichen Motorbetriebs, nicht zu realisieren. Beide Effekte führen zu einer Abweichung der realen Verbrennung mit endlicher Geschwindigkeit von der theoretisch optimalen isochoren Verbrennung im OT (siehe Abbildung 11). Der Wirkungsgrad der realen Verbrennung hängt im Wesentlichen vom Zündzeitpunkt und von der Verbrennungsgeschwindigkeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs ab. Wirkungsgradoptimal ist der Zündzeitpunkt so zu wählen, dass sich der Verbrennungsschwerpunkt bei  $8^\circ\text{KW}$  nach OT [45] einstellt. Die Verbrennungsgeschwindigkeit des Kraftstoff-Luft-Gemischs und damit die effektive Wärmefreisetzung, wird wesentlich von der Güte der Gemischbildung und der örtlichen  $\lambda$ -Verteilung im Brennraum beeinflusst. Hierbei hat der Restgas- oder AGR-Anteil (Effekte der Ladungsverdünnung) ebenso fundamentalen Einfluss auf den Wirkungsgrad der realen Verbrennung. [72]



**Abbildung 12:** Einfluss des Wirkungsgradverlusts des Wandwärmeverlusts auf den idealen Gleichraumprozess, anhand des p,V-Diagramms (eigene Darstellung nach [70])

Die an der Brennraumwand abfließende Wärme stellt einen wesentlichen energetischen Wirkungsgradverlust dar, der durch  $\Delta\eta_{WW}$  beschrieben wird. Die Größe des Energieverlusts von  $\Delta\eta_{WW}$  stellt den bei der Verbrennung auftretenden Wärmeübergang über Zylinderwände, Kolbenboden und Brennraumdach dar. Der Einfluss der Wandwärmeverluste auf den Kreisprozess wird in Abbildung 12 anhand des p,V-Diagramms dargestellt. Maßgebend für diesen Verlust ist der Zeitpunkt der Wärmeübertragung. Der Wandwärmeverlust ist, gegenläufig zum Einzelverlust  $\Delta\eta_{rV}$ , im oberen Totpunkt maximal. Aufgrund dessen hat sich der zuvor bereits erläuterte Verbrennungsschwerpunkt von 8 °KW nach OT [45] bei Verbrennungsmotoren für das Wirkungsgradoptimum als empirisch bestätigter Erfahrungswert etabliert. Zudem weisen Turbulenzströmungen im Brennraum, gerade bei direkteinblasenden Motoren, großen Einfluss auf die Wandwärmeverluste auf. [74, 76]



**Abbildung 13:** Einfluss des Wirkungsgradverlusts des Ladungswechsels auf den idealen Gleichraumprozess, anhand des p,V-Diagramms (eigene Darstellung nach [70])

Zur abschließenden Bewertung des Gütegrads wird der Wirkungsgradverlust infolge des Ladungswechsels in Betracht gezogen. Der Ladungswechsel des idealen Motors wird als isochor angenommen. Der reale Ladungswechsel erfolgt demgegenüber nicht ideal isochor, sondern bei veränderlichem Zylindervolumen während des Ausschleibe- und Ansaugtakts. In Abbildung 13 sind die während des realen Ladungswechsels auftretenden Verluste aufgezeigt, die die Größe von  $\Delta\eta_{LW}$  im Wesentlichen bestimmen.

Aufgrund der Systemträgheit wird für eine bessere Zylinderfüllung das Auslassventil vor dem unteren Totpunkt (UT) geöffnet. Infolgedessen kommt es zu Expansionsverlusten, da es durch das Öffnen des Auslassventils vor UT zu einer Reduzierung des effektiven Expansionstakts kommt. Somit sinkt die reale Expansionsarbeit, im Vergleich zur idealen Expansion, über den gesamten Kolbenhub. Analog dazu, kommt es prozessbedingt zu Kompressionsverlusten infolge des Einlassventilöffnens nach UT. Dadurch wird ebenso der Kompressionshub im realen Motorbetrieb verkürzt. Des Weiteren stellt die Ladungswechselschleife, gegenüber der idealen isochoren Wärmeabfuhr, ebenfalls einen weiteren Verlust dar. Die Höhe des Ladungswechselerlusts ist im Wesentlichen vom Druck im Einlass- und Auslasssystem abhängig, sowie von den Ventilsteuerzeiten. Demnach ist der Zeitpunkt des momentan anliegenden Drucks vor dem jeweiligen Ventil, der infolge von Druckpulsationen im Ansaug- und Abgassystem durchaus stark variieren kann, entscheidend. Ebenso wird die Höhe der Ladungswechselerluste wesentlich von der bei der Quantitätsregelung eingesetzten Drosselklappe beeinflusst. So sind bei quantitätsgeregelten Verbrennungsmotoren (Ottomotoren) in der Teillast höhere Ladungswechselerluste im Vergleich zur Volllast zu beobachten, da prozessbedingt über die Drosselklappe angedrosselt werden muss. Bei einer Qualitätsregelung sind diese Drosselverluste wesentlich geringer, da keine Drosselklappe zur Laststeuerung genutzt wird. Einzig an den Einlassventilen treten prinzipbedingt beim Öffnen und Schließen Drosselverluste auf. Darüber hinaus kann durch den Einsatz eines Aufladeaggregats zur Steigerung des Ladedrucks der Verlust  $\Delta\eta_{LW}$  in einen Wirkungsgradgewinn umgewandelt werden. Bei Einsatz eines über die Kurbelwelle angetriebenen mechanischen Kompressors, würde der Wirkungsgradgewinn beim Ladungswechsel, einem höheren mechanischen Wirkungsgradverlust und geringerer technischer Nutzarbeit gegenüberstehen. Beide Verlustarten werden in Gleichung (34) nicht in Betracht gezogen. Bei Nutzung eines Abgasturboladers hätte dieser, energetisch gesehen, im Hinblick auf die Verlustteilung keinerlei Nachteile. [45, 74, 76, 77]

## 4 Methodik

Bei der Realisierung von neuartigen Verbrennungsmotoren in der Großserie sind drei folgenden Faktoren für den ökonomischen Erfolg ausschlaggebend, die sich in einer gegenseitigen Abhängigkeit befinden:

- Eine höhere Effizienz
- Eine geringere Klimawirksamkeit
- Geringe Kosten

Dem folgend, soll der Wasserstoffverbrennungsmotor als für die großserielle Umsetzung neuartiges Motorenkonzept, für zwei Anwendungsbeispiele hinsichtlich der genannten Faktoren analysiert und bewertet werden.

Im ersten Anwendungsbeispiel wird der Wasserstoffverbrennungsmotor als Antriebsaggregat in einem schweren Nutzfahrzeug eingesetzt. Die Effizienzvorteile in der motorischen Prozessführung gegenüber konventionellen Dieselmotoren werden anhand einer thermodynamischen Verlustanalyse aufgezeigt. In dieser Verlustanalyse werden die zwei möglichen Arten der Gemischbildung im Wasserstoffverbrennungsmotor einem geometrisch baugleichen Dieselmotor gegenübergestellt. Die Verlustanalyse erfolgt anhand eines 0D/1D-Simulationsmodells in der Softwareumgebung von *GT-Suite*. Zur Validierung des Simulationsmodells stand der Druck- und Brennverlauf mehrerer Betriebspunkte zur Verfügung. Die in der Verlustteilung ermittelten Wirkungsgrade des Diesel- und Wasserstoffmotors, bilden die Grundlage für den anschließenden Systemvergleich alternativer Nutzfahrzeugantriebe. In diesem Systemvergleich wird der dieselmotorische Nutzfahrzeugantrieb, als in Europa dominierende Antriebstechnologie bei Nutzfahrzeugen [78], dem wasserstoffmotorischen und batterieelektrischen Antrieb gegenübergestellt.

Zu Beginn dieses Vergleiches werden die über die Lebensdauer emittierten Treibhausgasemissionen der drei Antriebstechnologien ermittelt. Hierbei wird sowohl das Fahrzeug inklusive Antriebsstrang und Energiespeicher, als auch der Energieträger hinsichtlich seiner THG-Emissionen aus Produktion und Nutzung analysiert. Auf Grundlage dieser Berechnung, lassen sich Aussagen zu den Schwellenwerten bei den THG-Emissionen treffen. Konkret gilt es hier, die Frage zu klären, ab welcher Fahrleistung das jeweilige Nutzfahrzeug in Summe weniger THG-Emissionen aufweist, als das Vergleichsfahrzeug.

Anschließend erfolgt die Überprüfung der Nutzfahrzeugantriebe auf deren Wirtschaftlichkeit. Bei der ökonomischen Untersuchung im ersten Anwendungsbeispiel steht anfänglich der Energiespeicher der Antriebstechnologien im Fokus. Bei Verwendung von elektro-chemischen

Energiespeichern und Wasserstoffspeichern kommt es zu einer starken Erhöhung des Energiespeichergewichts im Vergleich zum konventionellen Dieseltank. Dies hat bei einer identischen Gesamtmasse des Nutzfahrzeugs eine Nutzlastreduzierung zur Folge, was sich negativ auf den wirtschaftlichen Betrieb auswirken kann. Dementsprechend wird die Ermittlung der Reduktion der Nutzlast, als Folge der Nutzung der alternativen Antriebssysteme, mit in die wirtschaftliche Untersuchung einbezogen. Abschließend werden die Gesamtkosten aus Produktion, Nutzung und Recycling der drei Nutzfahrzeugantriebstechnologien in einer Lebenszyklusanalyse ermittelt. Diese Kostenaufstellung wird für zwei Bilanzierungszeiträume, ab einem Erstzulassungsjahr 2022 und einem Erstzulassungsjahr 2030, für jeweils dreißig Jahre Nutzungsdauer erstellt. Damit kann sowohl die Wirtschaftlichkeit unter den aktuellen gesetzlichen Rahmenbedingungen in Deutschland und Europa untersucht werden, als auch die zukünftige wirtschaftliche Entwicklung für mögliche Nutzfahrzeugantriebe skizziert werden.

Der Untersuchungsgegenstand des zweiten Anwendungsbeispiels ist ein Wasserstoffkreislaufmotor, der für stationäre Anwendungen verwendet werden soll. Analog zum ersten Anwendungsbeispiel wird ein Simulationsmodell des H<sub>2</sub>-Kreislaufmotors in *GT-Suite* erstellt und mittels Druck- und Brennverlauf mehrerer repräsentativer Betriebspunkte validiert. Dabei wurden die Brennverläufe der Betriebspunkte mittels der in Abschnitt 3.2 vorgestellten Methode der Druckverlaufsanalyse ermittelt. Basierend darauf erfolgt die thermodynamische Analyse des Motorkonzepts, beginnend mit einer Trägergasvariation. Ziel dieser Variation, ist die Bestimmung, des in Bezug auf den motorischen Wirkungsgrad und die Beschaffungskosten, optimalen Trägergases. Neben der Wirkungsgradbestimmung des Kreislaufmotors wird eine mögliche CO<sub>2</sub>-Anreicherung im System, sowie eine potenzielle Leistungssteigerung des Motors thermodynamisch untersucht. Beide Analysen werden im Wesentlichen zur Verbesserung des wirtschaftlichen Motorbetriebs durchgeführt. Im abschließenden Umsetzungskonzept werden die für einen ökonomischen Motorbetrieb essentiellen Investitions- und Betriebskosten ermittelt. Auf dieser Grundlage wird ähnlich wie bei den Nutzfahrzeugantrieben, eine Aufstellung der Gesamtkosten über die Lebenszeit für den Wasserstoffkreislaufmotor bilanziert und diese mit den Gesamtaufwendungen eines konventionellen H<sub>2</sub>-Motors und einer PEM-Brennstoffzelle verglichen.

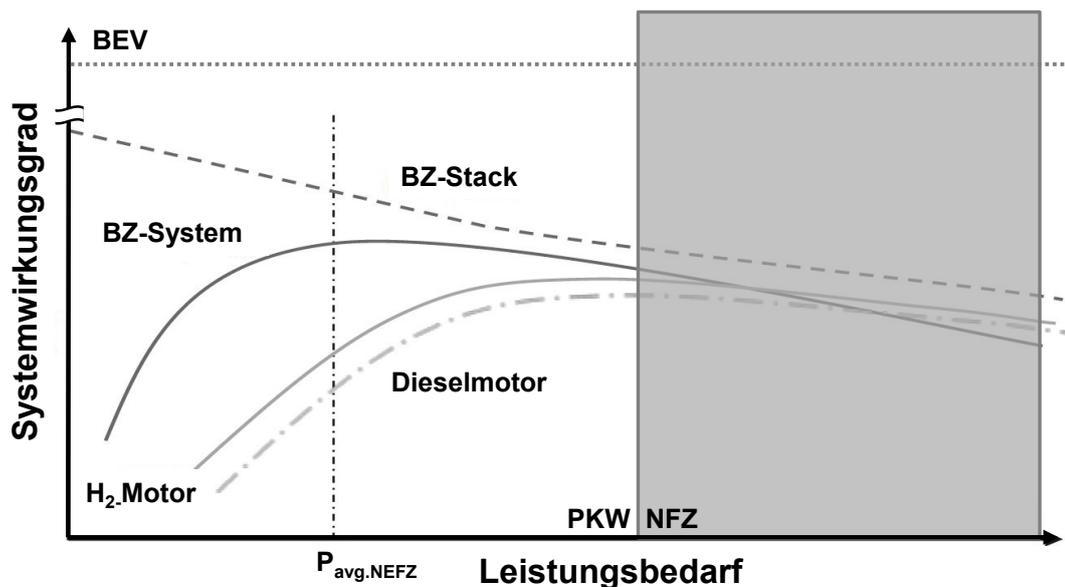
Am Ende dieser Arbeit werden die Wasserstoffmotoren der beiden Anwendungsbeispiele hinsichtlich ihrer Effizienz, Klimawirksamkeit und Wirtschaftlichkeit beurteilt. Des Weiteren werden Randbedingungen und Voraussetzungen für deren Realisierung formuliert.

## 5 Ganzheitliche Bewertung von H<sub>2</sub>-Motorenkonzepten für Nutzfahrzeugantriebe

Schwere Nutzfahrzeuge tragen mit einem Anteil von fast 30 % [79] maßgeblich zu den jährlich in der EU im Verkehrssektor emittierten Treibhausgasemissionen bei. Entsprechend wurde, wie bereits im Abschnitt 1 erläutert, eine Reduzierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen für Nutzfahrzeuge vom Parlament der Europäischen Union bis zum Jahr 2030 gesetzlich festgelegt [3]. Der Einsatz neuer Antriebstechnologien kann maßgeblich zur Reduzierung von CO<sub>2</sub>-Emissionen und anderen Treibhausgasen beitragen. Grundsätzlich sind für den Nutzfahrzeugantrieb neben den konventionellen Antrieb mit lokal CO<sub>2</sub>-emittierenden Dieselmotor, folgende Antriebstechnologien denkbar:

- Batterieelektrischer Antrieb (BEV)
- Wasserstoffmotorischer Antrieb (H<sub>2</sub>-Motor)
- Elektrischer Antrieb mittels PEM-Brennstoffzelle (BZ-System)

Bei der Auswahl eines geeigneten Antriebskonzepts, ist die Effizienz der Antriebstechnologie von zentraler Bedeutung. Gerade bei Nutzfahrzeugen, die eine hohe Tageskilometerreichweite aufweisen, ist ein hoher Wirkungsgrad des Antriebskonzepts, sowohl ökonomisch, als auch ökologisch essentiell. Abbildung 14 zeigt die Systemwirkungsgrade der für den mobilen Sektor geeigneten Antriebstechnologien. Diese sind über den notwendigen Leistungsbereich differenziert, für Personenkraftwagen und für Nutzfahrzeuge (grauer Bereich in Abbildung 14), aufgetragen. Bei Nutzfahrzeugen, die grundsätzlich eine niedrige spezifische Leistung aufweisen, ist im Vergleich zum PKW der notwendige Leistungsbedarf sehr hoch. In der Abbildung wird beim Systemwirkungsgrad der Brennstoffzelle zwischen BZ-Stack und BZ-System unterschieden. Im BZ-System ist neben den BZ-Stacks die für den Betrieb der Brennstoffzelle notwendige Peripherie (Medienmanagement) enthalten. Die energetische Versorgung der Peripherie reduziert den Gesamtwirkungsgrad. Entsprechend liegt der Systemwirkungsgrad des BZ-Systems deutlich unter dem Wirkungsgrad des BZ-Stacks.



**Abbildung 14:** Wirkungsgradvergleich von Antriebstechnologien für mobile Anwendungen (angepasste Darstellung nach [80])

Es ist ersichtlich, dass der Wirkungsgrad der verschiedenen Antriebstechnologien im hohen Maße vom Leistungsbedarf abhängig ist. Ausgenommen von diesem Einfluss ist der batterieelektrische Antrieb. Dieser weist einen über den gesamten Leistungsbereich sehr hohen Systemwirkungsgrad auf. Der Einfluss des Leistungsbedarfs hat unterschiedliche Auswirkungen auf die Antriebskonzepte. So sinkt der Systemwirkungsgrad beim BZ-System kontinuierlich mit steigender Leistung. Die Energieversorgung der BZ-Peripherie steigt mit zunehmendem Leistungsbedarf des BZ-Systems überproportional an, sodass der Gesamtwirkungsgrad sinkt. Bei den motorischen Antriebstechnologien ist der gegenteilige Effekt zu beobachten. Der Systemwirkungsgrad steigt zunächst bis zu einem für den Leistungsbereich von Personenkraftwagen sehr hohen Wert stetig an. Der anschließende Wirkungsgradabfall fällt aber im Vergleich zum BZ-System wesentlich geringer aus, sodass ab einem mittleren Leistungsbereich für Nutzfahrzeuge die verbrennungsmotorischen Antriebstechnologien einen höheren Systemwirkungsgrad aufweisen. Mit dieser Erkenntnis und vor dem Hintergrund des hohen ökonomischen Kostenaufwands für die Herstellung eines Brennstoffzellenantriebs (es sei hier auf die Kostenanalyse in [81] verwiesen), sowie dessen Betrieb mit Wasserstoff der Reinheitsklasse 5.0, findet der elektrische Antrieb mittels Brennstoffzelle im nachfolgenden Systemvergleich alternativer Nutzfahrzeugantriebe, in Abschnitt 5.2 keine Berücksichtigung. In diesem Abschnitt werden dementsprechend die Antriebstechnologien des H<sub>2</sub>-Motors mit dem batterieelektrischen Antrieb verglichen. Davor wird in Abschnitt 5.1 der wasserstoffmotorische Antrieb in einer Verlustteilung hinsichtlich seines Wirkungsgradpotentials analysiert. Dies bildet die Basis für den Antriebssystemvergleich. Der konventionelle dieselmotorische Antrieb fungiert in beiden Abschnitten als Referenz.

## 5.1 Verlustanalyse eines Nutzfahrzeugmotors im Diesel-, H<sub>2</sub>PFI- und H<sub>2</sub>DI-Betrieb

Die angestrebte Verlustanalyse des Wasserstoffverbrennungsmotors erfolgt auf Grundlage eines eindimensionalen Verbrennungsmodells, welches mit der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Simulationssoftware *GT-Suite*<sup>®</sup> modelliert wurde. Der untersuchte Verbrennungsmotor ist ein auf Wasserstoff umgerüsteter NFZ-Dieselmotor und basiert auf dem *Deutz TCD 7.8 L6* der *Deutz AG* [82]. Im Zuge der Umrüstung auf Wasserstoffbetrieb wurde die Zündung von einem Selbstzündungs- auf ein Fremdzündungskonzept umgestellt. Die Kraftstoffzufuhr erfolgt beim H<sub>2</sub>-Motor über eine zylinderselektive Saugrohrenblasung (H<sub>2</sub>PFI). Des Weiteren wurde im Zuge der Umrüstung eine Drosselklappe zur Lastregelung am Wasserstoffmotor integriert. Die wichtigsten Motordaten des umgebauten Motors sind in Tabelle 3 aufgeführt.

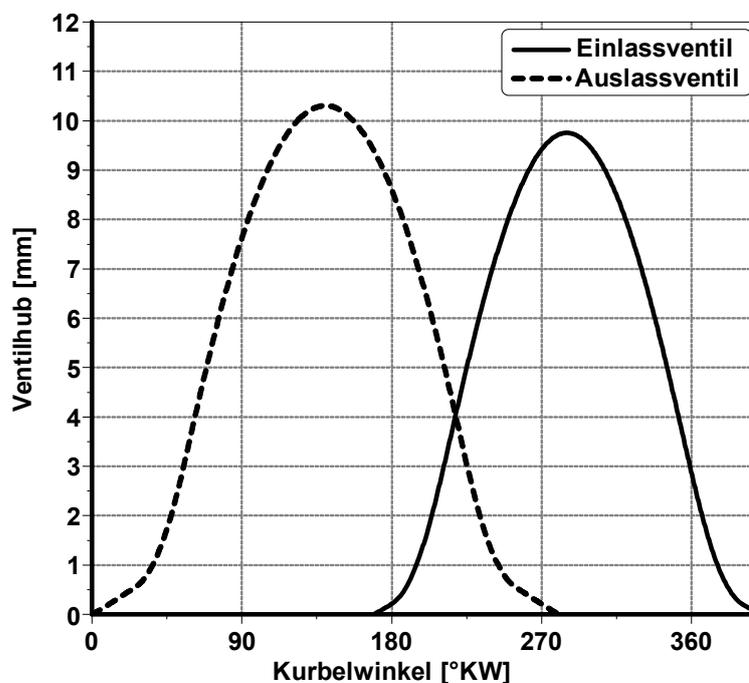
**Tabelle 3:** Motordaten des umgerüsteten H<sub>2</sub>-Verbrennungsmotors

	H <sub>2</sub> -Motor
Basismotor	Deutz TCD 7.8 L6
Kolbenhub	136 mm
Zylinderbohrung	110 mm
Hubvolumen	7754 cm <sup>3</sup>
Zylinderzahl	6
Verdichtungsverhältnis	12:1
Kraftstoffeinbringung	Zylinderselektive H <sub>2</sub> -Saugrohrenblasung
Zündung	Fremdzündung
Lastregelung	Quantitätsregelung über Drosselklappe

Die Motorparameter der Tabelle 3 bilden die Basis für die Modellerstellung in *GT-Power*<sup>®</sup>. Dabei wird ein geometrisch identisches Einzylindermodell des Sechszylindermotors erstellt. Der Aufbau des gesamten Mehrzylindermodells inklusive Peripherie ist mit Blick auf dem Anwendungsfall einer Verlustanalyse nicht zweckmäßig. Der Fokus der Verlustteilung soll hier auf der thermischen Umsetzung der unterschiedlichen Kraftstoffe liegen. So bietet ein Mehrzylindermodell gegenüber einem Einzylindermodell keine Vorteile in der Rechengenauigkeit bei einer wesentlichen Steigerung des Rechenaufwands.

Die Diskretisierungslänge der strömungsführenden Bauteile im Ansaug- und Abgassystem ist aufgrund des auf dem Brennraum liegenden Untersuchungsschwerpunkts relativ groß. Diese

wurde so gewählt, dass die Rohrelemente während der Rechnung in einem Segment diskretisiert werden, was der minimalen Rechengenauigkeit entspricht. Bei Betrachtung der kurzen Rohrlängen ( $\leq 100$  mm) im Ansaug- und Abgassystems erscheint diese Diskretisierungslänge zweckdienlich. Die in der Simulation ermittelten Ergebnisse werden mit einer Zeitschrittweite von 1 °KW dargestellt. Die Ansaugluft wird als Gasgemisch aus 77 Gew.-% Stickstoff und 23 Gew.-% Sauerstoff definiert. Die Luft wird bei Normaltemperatur (20 °C), in Abhängigkeit vom Ladedruck des vorliegenden Betriebspunkts, als feste Anfangsbedingung vorgegeben. Analog dazu wird der dem Betriebspunkt abhängigen Ladedruck entsprechende Abgasgegen- druck als feste Endbedingung definiert. Hierbei wird stets von einem stationär vorliegenden Lade- bzw. Abgasgegen- druck ausgegangen. Druckfluktuationen können aufgrund der Model- lierung eines geometrisch gleichen Einzylindermodells nicht berücksichtigt werden. Da hier lediglich stationäre Betriebspunkte betrachtet werden, ist eine Vernachlässigung der Druck- fluktuationen im Ansaug- und Abgassystem vertretbar.



**Abbildung 15:** Modifizierte Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile basierend auf dem *Deutz TCD 7.8*

Für die Beschreibung des Ladungswechsels wurden die Ventilhubkurven für die Ein- und Auslassventile, sowie die dazugehörigen Ventilsteuerzeiten, in das Modell implementiert. Die in der Simulation verwendeten Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile, die auf den Ventilhubkurven des *Deutz TCD 7.8 L6* basieren, zeigt die Abbildung 15. Bei den Ventilhubkurven wurden die Steuerzeiten hinsichtlich einer größeren Ventilüberschneidung angepasst. So konnte in Verbindung mit der Aufladung der Liefergrad im BP1, der eine niedrige Drehzahl aufweist, um ca. 25 % gesteigert werden. Dies wiederum wirkt sich positiv auf den Wirkungsgrad in diesen Betriebspunkten aus. Nachteilig bei dieser Auslegung der Steuerzeiten ist die

Liefergradreduzierung bei höheren Drehzahlen. Entsprechend sinkt der Liefergrad in den Betriebspunkten 2 und 3 auf  $\lambda_L \approx 0,87$ . Der Maximalhub der Ein- und Auslassventile bleibt unverändert. Das Auslassventil weist hierbei einem Hub von 10,3 mm auf. Der Ventilhub des Einlassventils beträgt 9,75 mm und ist entsprechend kleiner. Eine detaillierte Darstellung der Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile ist im Anhang zu finden.

In der Simulation werden drei repräsentative Betriebspunkte verwendet, die am Motorprüfstand vermessen wurden. Während der Messungen am Prüfstand wurde im Betriebspunkt 1 der höchste indizierte Wirkungsgrad ermittelt. Dementsprechend liegt der Fokus der weiteren Verlustanalyse auf diesem Betriebspunkt. Zusätzlich wurden zur Verbesserung der simulativen Kennfeldabdeckung die Betriebspunkte 2 und 3 ausgewählt. BP 2 ist ein Betriebspunkt in der Vollast des Motorkennfeldes. Der Betriebspunkt 3 repräsentiert den Betriebspunkt der maximalen spezifischen Leistung des Motors. Die wichtigsten Parameter der drei Betriebspunkte sind in Tabelle 4 aufgeführt.

**Tabelle 4:** Untersuchte Betriebspunkte (BP) aus den Prüfstandmessungen am umgerüsteten H<sub>2</sub>PFI-Verbrennungsmotor

Betriebspunkt	BP 1	BP 2	BP 3
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	1000	1500	1900
Indizierter Mitteldruck [bar]	16	20	18,5
Verbrennungsluftverhältnis [-]	2,6	1,9	1,8
Beginn der Einblasung [°KW v. ZOT]	100	90	147
Eingeblasene Wasserstoffmasse [mg]	48	60	51
Zündzeitpunkt [°KW v. ZOT]	40	24	31
Ladedruck [bar]	2,72	3,15	3,2
Abgasgegendruck [bar]	2,6	3,18	3,3

In der hier angestrebten Verlustanalyse soll der Dieselbetrieb des *Deutz TCD 7.8 L6* mit dessen Betrieb als Wasserstoffmotor mit äußerer und innerer Gemischbildung verglichen werden. Die Einzelwirkungsgrade des Motors im Dieselbetrieb lagen anhand eines bereits modellierten und validierten Simulationsmodells vor, die von der *Deutz AG* zur Verfügung gestellt wurden. Daten zum Motorbetrieb mit H<sub>2</sub>-Saugroheinblasung lagen in Form der drei Betriebspunkte aus Tabelle 4 vor. Messpunkte aus dem H<sub>2</sub>DI-Betrieb des Motors konnten bis zum Zeitpunkt der Veröffentlichung nicht zur Verfügung gestellt werden. Um dennoch den Wasserstoffbetrieb mit innerer Gemischbildung in der Verlustteilung berücksichtigen zu können, wird auf Grundlage

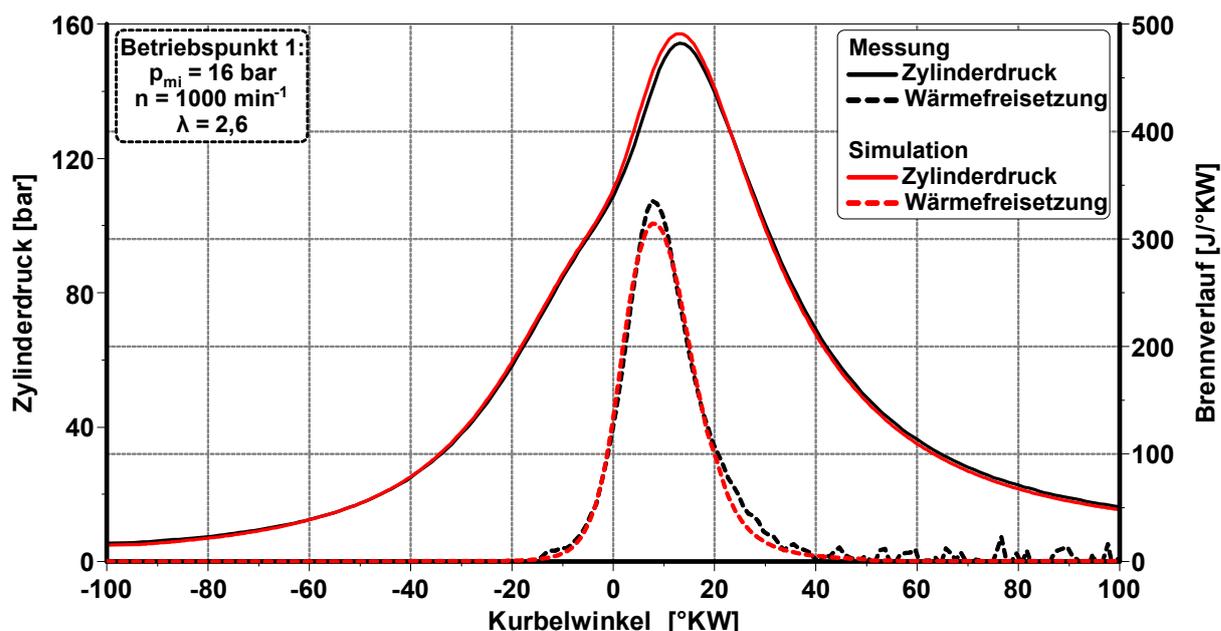
der Messpunkte aus dem PFI-Motorbetrieb, ein prädiktives Verbrennungsmodell in der Simulation verwendet. Wie bereits dargelegt, bietet ein prädiktives Verbrennungsmodell den Vorteil Betriebszustände zu analysieren, die von den zur Verfügung stehenden Messpunkten abweichen. Entsprechend wird das für eine Fremdzündung ausgelegte, prädiktive Verbrennungsmodell *SI-Turb* zur simulativen Beschreibung der Wasserstoffverbrennung genutzt. Die Grundzüge dieses prädiktiven Ansatzes wurden in Abschnitt 3.3.2 erläutert. Die in Tabelle 5 aufgeführten Werte für die Parameter *Flame Kernel Growth* -, *Turbulent Flame Speed* – und *Taylor Length Scale Multiplier* sind das Ergebnis der Validierung und für alle verwendeten Betriebspunkte identisch.

**Tabelle 5:** Parameter zur Definition des *SI-Turb*-Ansatzes zur Verbrennungsmodellierung

Parameter	Wert
Flame Kernel Growth Multiplier	1
Turbulent Flame Speed Multiplier	0,4
Taylor Length Scale Multiplier	1,69

Für die Ermittlung des Wandwärmeübergangs und die daraus resultierenden Wärmeverluste wird der Ansatz nach *Woschni/Huber* verwendet, der im Abschnitt 3.1 beschrieben wurde. Im Zuge der Direkteinblasung von Wasserstoff werden intensive Turbulenzströmungen in den Brennraum eingebracht. Als Folge dieser Turbulenzen wird die wärmeisolierende Luftschicht an der Brennraumwand ausgedünnt (siehe Abschnitt 2.3). Dadurch kommt es zu einer Erhöhung des Wandwärmeübergangs. [14, 31, 63] Zur Berücksichtigung dieses Effekts wird nach *Spuller* der Wärmeübergangskoeffizient im H<sub>2</sub>DI-Motorbetrieb um den Faktor 1,8 [73] aufgewertet.

Auf Grundlage der Parameter aus Tabelle 5, sowie des modifizierten *Woschni/Huber*-Ansatzes, erfolgte für die drei Betriebspunkte (siehe Tabelle 4) die Validierung des Druck- und Brennverlaufs. Dazu zeigt die Abbildung 16 den Vergleich zwischen Messung und Simulation anhand des Betriebspunkts 1. Dieser ist auch Fokus der anschließenden Verlustanalyse. Die Ergebnisse der Validierung von BP2 und BP3 sind im Anhang dargestellt.

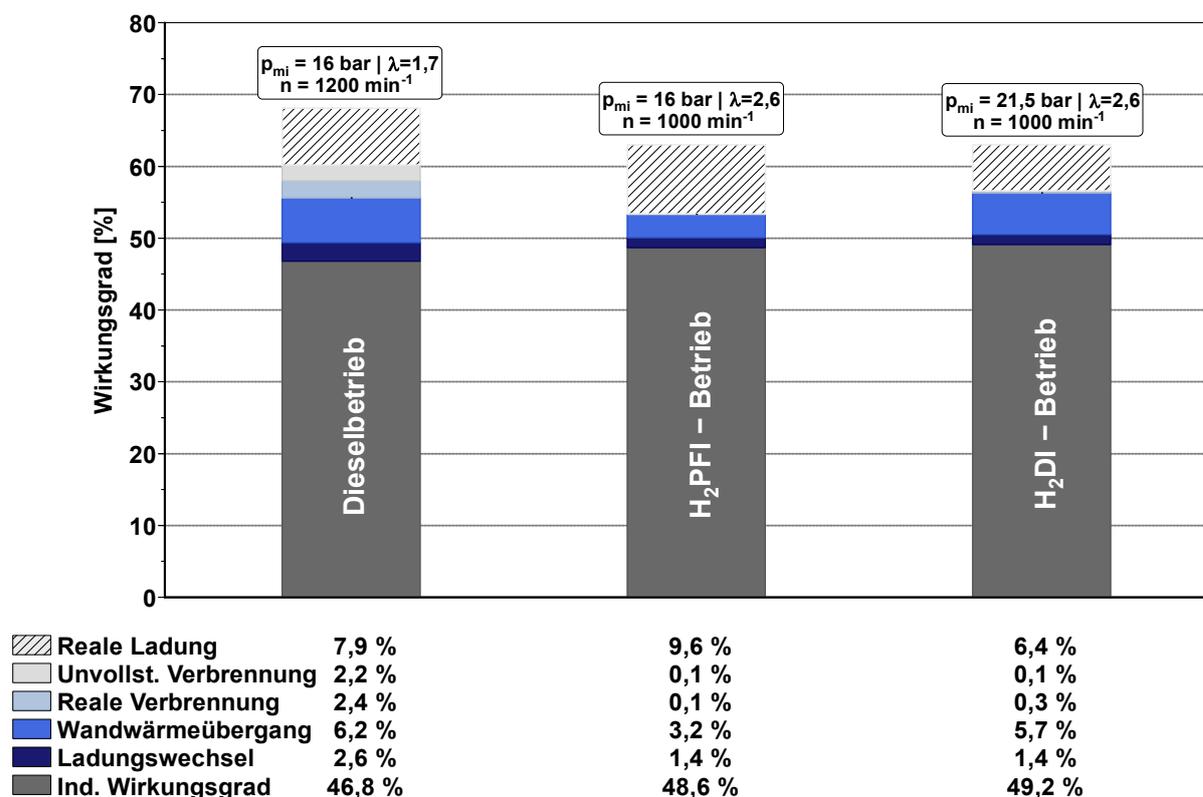


**Abbildung 16:** Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation im Betriebspunkt 1 des H<sub>2</sub>PFI-Verbrennungsmotors

Die in der Abbildung 16 durchgezogenen Linien repräsentieren den Zylinderdruck. Die gestrichelten Linien stellen den Brennverlauf dar. Die Messergebnisse sind in schwarz und die Simulationsergebnisse in rot eingefärbt. Über den betrachteten Zeitraum von  $-100$  °KW bis  $+100$  °KW um den ZOT, kommt es bei dem grafischen Vergleich des Druck- und Brennverlaufs im Hinblick auf die Ergebnistüte der Simulationsrechnung zu einer ausreichend hohen Übereinstimmung von Mess- und Simulationsergebnissen. Besonders die grafische Überdeckung des gemessenen und berechneten Druckverlaufs ist sehr hoch. Im Bereich des Druckanstiegs vor und nach dem ZOT kommt es zu einer leichten Überschätzung des gemessenen Druckverlaufs. Bei Betrachtung des Brennverlaufs ist eine Unterschätzung der simulierten Wärmefreisetzung im Bereich des oberen Totpunkts zu erkennen. Die maximale gemessene Wärmefreisetzung liegt hier um ca.  $20$  J/°KW höher. Eine weitere Unterschätzung des gemessenen Brennverlaufs ist im Bereich zwischen  $20$  °KW bis  $40$  °KW nach ZOT zu beobachten, die an dieser Stelle allerdings wesentlich geringer ausfällt. Diese Abweichungen zwischen Messung und Simulation sind durch die Wahl des Verbrennungsmodells *SI-Turb* prinzipbedingt und waren auch so zu erwarten. Anders als beim *Vibe*-Ansatz, bei dem die Parameter für jeden betrachteten Betriebspunkt einzeln festgesetzt werden, erfolgt die Parametrisierung des *SI-Turb*-Ansatzes für alle in Betracht gezogene Betriebspunkte als Ganzes. Dies führt dazu, dass die gleichen Parameter für die Modellierung der Verbrennung in jedem Motorbetriebszustand genutzt werden. Folglich steigt mit der Anzahl an betrachteten Betriebszuständen, die Größe der Abweichung des berechneten Druck- oder Brennverlaufs, im Vergleich zu den Messergebnissen. Trotz dieser Abweichungen kann mit Hilfe des gewählten und nach

Tabelle 5 parametrisierten *SI-Turb*-Ansatzes eine für die anschließende Verlustanalyse ausreichend hohe Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erzielt werden.

Anhand des Betriebspunkts 1 wird eine vergleichende Verlustanalyse für verschiedene Betriebsstrategien erstellt. Hierbei wird der BP1 im H<sub>2</sub>PFI-Betrieb mit dem jeweiligen Betriebspunkt des maximalen indizierten Wirkungsgrads im Dieselbetrieb und H<sub>2</sub>DI-Betrieb verglichen. Der Betriebspunkt des maximalen Wirkungsgrads, die anfallenden Einzelverluste und der indizierte Wirkungsgrad im Dieselbetrieb, wurden aus dem von der *Deutz AG* bereitgestellten Simulationsmodell entnommen. Zu Bestimmung der Einzelverluste, sowie des indizierten Wirkungsgrads für den H<sub>2</sub>DI-Betrieb, wurde das Simulationsmodell des saugrohreinblasenden Wasserstoffmotors auf eine Wasserstoffdirektinblasung ummodelliert. Randbedingungen wie die eingeblasene Wasserstoffmasse, das Verbrennungsluftverhältnis, der Zündzeitpunkt, sowie der Lade- und Abgasgegendruck blieben zur besseren Vergleichbarkeit unangetastet. Einzig der Einblasbeginn musste im Zuge der Umstellung des Gemischbildungsverfahrens angepasst werden. Der Einblasbeginn wurde auf 60 °KW vor ZOT festgesetzt. Entsprechend resultieren die Ergebnisse der Verlustanalyse (Abbildung 17) einzig aus der Nutzung der unterschiedlichen Kraftstoffe und deren Gemischbildungsverfahren.



**Abbildung 17:** Vergleichende Verlustanalyse des *Deutz TCD 7.8 L6* im Diesel-, H<sub>2</sub>PFI- und H<sub>2</sub>DI-Betrieb

Grundlage und Ausgangspunkt einer jeden Verlustanalyse ist der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors (siehe Abschnitt 3.4). Dieser ist neben dem Isentropenexponent im Wesentlichen vom Verdichtungsverhältnis abhängig. Der Motor weist im Dieselbetrieb prinzipbedingt mit 18,1 ein höheres Verdichtungsverhältnis auf als im Wasserstoffbetrieb. Daraus resultiert ein höherer Wirkungsgrad des vollkommenen Motors ( $\eta_v \approx 68\%$ ), wie in Abbildung 17 ersichtlich. Der Wasserstoffbetrieb ist mit einem Verdichtungsverhältnis von 12 (siehe Tabelle 3) umgesetzt worden. Ein Verdichtungsverhältnis in der Größenordnung des Dieselbetriebs ist für den Betrieb mit Wasserstoff nicht sinnvoll, da der Kraftstoff fremdgezündet wird. Bei einem solch hohen Wert für  $\epsilon$  können Verbrennungsanomalien im H<sub>2</sub>-Betrieb nicht ausgeschlossen werden. Aufgrund dessen fällt der Wirkungsgrad des vollkommenen Motors und damit der Ausgangspunkt der Verlustteilung im Wasserstoffbetrieb mit 63 % deutlich geringer aus.

Die Höhe des Einzelverlusts der realen Ladung wird wesentlich durch die Zusammensetzung des angesaugten Frischgemischs, bzw. Frischladung bestimmt. Der höchste Verlust der realen Ladung wird beim H<sub>2</sub>-Betrieb mit äußerer Gemischbildung verzeichnet. Im Vergleich zum Diesel- und H<sub>2</sub>DI-Betrieb, in denen reine Luft in den Brennraum strömt, wird bei H<sub>2</sub>PFI-Betrieb ein Wasserstoff-Luft-Gemisch angesaugt. Wasserstoff weist bei Niederdruckeinblasung im Ansaugsystem einen großen Luftverdrängungseffekt (siehe Abschnitt 2.3) der sich im Saugrohr befindlichen Frischluft auf. Entsprechend steht weniger Frischladung für die Verbrennung zur Verfügung, wodurch  $\Delta\eta_{rL}$  ansteigt. Dieser Effekt wird besonders im Vergleich zum H<sub>2</sub>DI-Betrieb deutlich, da der Motor bei beiden Betriebsmodi mit Wasserstoff mit einem identischen Verbrennungsluftverhältnis von 2,6 betrieben wird. Der Verlust infolge der H<sub>2</sub>-Saugroheinblasung beträgt dabei zwei Prozentpunkte. Beim Vergleich der beiden Betriebsmodi mit innerer Gemischbildung wird der Einfluss der unterschiedlichen Stoffeigenschaften der beiden Kraftstoffe ersichtlich. Der Isentropenexponent von Wasserstoff ist bei konstantem Druck und konstanter Temperatur höher als bei Dieselmotorkraftstoff. Hinzukommt, dass zum Zeitpunkt der Einspritzung des Dieselmotorkraftstoffs, bedingt durch die Selbstzündung, ein deutlich höherer Druck und eine höhere Temperatur im Brennraum vorliegt als bei der H<sub>2</sub>-Direkteinblasung. Dadurch wird der Isentropenexponent gleichermaßen reduziert. Bedingt durch diese beiden Effekte ist der Isentropenexponent des Wasserstoff-Luft-Gemischs höher als bei einem Dieselmotorkraftstoff-Luft-Gemisch. Infolgedessen kommt es zu einem relativen Wirkungsgradvorteil bei  $\Delta\eta_{rL}$  von 1,5 % gegenüber dem Dieselbetrieb.

Verluste infolge einer unvollständigen Verbrennung treten lediglich im Dieselbetrieb auf. Bedingt durch die späte Direkteinblasung, im vorliegenden Betriebspunkt erfolgt der Einspritzbeginn bei 17 °KW vor ZOT und die damit im Vergleich zu den H<sub>2</sub>-Betriebsmodi sehr späte innere Gemischbildung, kommt es zu einem Verlust infolge einer unvollständigen Verbrennung von 2,2 %. Prinzipbedingt liegt zum Zeitpunkt der Selbstzündung ein sehr heterogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch vor, welches trotz eines Luftüberschusses ( $\lambda = 1,7$ ) nicht vollständig thermisch

umgesetzt werden kann. Beim Motorbetrieb mit Wasserstoff treten keine nennenswerten Verluste in der thermischen Umsetzung auf. Aufgrund des in diesem Betriebspunkt vorliegenden sehr mageren Gemischs, den weiten Zündgrenzen und des geringen Löschabstands zur Zylinderwand, wird die gesamte im Brennraum eingebrachte Wasserstoffmasse vollständig verbrannt.

In einer ähnlichen Größenordnung beläuft sich der Einzelverlust durch die reale Verbrennung bei den drei Betriebsmodi. Dieser Verlust ist vorrangig vom chemischen und physikalischen Zündverzug, sowie der Durchbrenngeschwindigkeit des jeweiligen Kraftstoff-Luft-Gemischs abhängig. Hierbei weist der Dieselbetrieb erneut den höchsten Verlustwert aller Betriebsmodi auf. Dieser Wert resultiert zum Teil aus dem relativ hohen Zündverzug. Es tritt infolge der späten inneren Gemischbildung ein hoher physikalischer Zündverzug auf. Der flüssige Diesekraftstoff muss zunächst verdampfen bevor die Durchmischung mit der Luft erfolgen kann. Hinzu kommt der chemische Zündverzug vor Eintreten der Selbstzündung. Vor der eigentlichen Verbrennungsreaktion laufen einige Vorreaktionen ab, die ebenfalls einen Anteil am Zündverzug aufweisen. Dadurch kommt es in Relation zur Wasserstoffverbrennung zu einem hohen Gesamtzündverzug. Zusätzlich ergibt sich, aus der geringeren Flammengeschwindigkeit bei der Diffusionsverbrennung, eine sehr lange Verbrennungsphase, die konträr zur wirkungsgradoptimalen Gleichraumverbrennung steht. Daraus resultiert ein, im Vergleich zur H<sub>2</sub>-Verbrennung, wesentlich höherer Verlust bei der realen Verbrennung.

Bei den zwei Wasserstoffkonzepten ist aufgrund der Zündeinleitung über eine Fremdzündung der Zündverzug wesentlich geringer. In Verbindung mit der sehr hohen laminaren Flammengeschwindigkeit von Wasserstoff (siehe Tabelle 1) führt dies zu einer sehr wirkungsgradgünstigen Verbrennung mit hohem Gleichraumgrad. Dementsprechend ist der auftretende Einzelverlust der realen Verbrennung bei beiden H<sub>2</sub>-Motorvarianten äußerst gering. Beim Vergleich der Wasserstoffmotorkonzepte untereinander kommt an dieser Stelle der Vorteil der äußeren Gemischbildung zum Tragen. Die H<sub>2</sub>-Saugrohrenblasung führt zu einem sehr homogenen Wasserstoff-Luft-Gemisch, das als nahezu perfekt durchgemischt in den Brennraum strömt. Beim Einsetzen der Verbrennung kann so die Flammenfront unter sehr günstigen Bedingungen durch den Brennraum laufen, was sich durch eine sehr kurze Durchbrennzeit bemerkbar macht. Daraus folgt der äußerst geringe Einzelverlust  $\Delta\eta_{rV}$  von 0,1 %. Der H<sub>2</sub>DI-Betrieb liegt bei diesem Einzelverlust aufgrund des höheren Zündverzugs als Folge der inneren Gemischbildung um 0,2 Prozentpunkte höher. Bei Wasserstoff ist die Durchmischung mit Luft, aufgrund des hohen Diffusionskoeffizienten, wesentlich schneller als bei konventionellen Kraftstoffen. Daher fällt dieser Effekt bei der inneren Gemischbildung bei H<sub>2</sub>-Motoren kaum ins Gewicht.

Beim Wirkungsgradverlust durch die Wandwärmeübergang wurde der höchste Verlust im Dieselmotorbetrieb ermittelt. Beim Dieselmotorbetrieb kam, anders als bei den H<sub>2</sub>-Konzepten, der klassische

*Woschni*-Ansatz nach Gleichung (8) zur Modellierung des Wandwärmübergangs zum Einsatz. Der Dieselbetrieb weist im Vergleich zu den H<sub>2</sub>-Betriebsmodi das geringere  $\lambda$  auf, wodurch die Verbrennungstemperatur auf nahezu 1950 K ansteigt. Diese Verbrennungstemperatur ist die höchste auftretende Temperatur aller drei Betriebsmodi. Neben der hohen Gastemperatur hat der Spitzendruck der Verbrennung entscheidenden Einfluss auf den Wandwärmübergang. Nach Gleichung (8) wächst der Wärmeübergangskoeffizient mit der 0,8-fachen Potenz des Zylinderdrucks. Damit ist der anliegende Zylinderdruck neben der charakteristischen Geschwindigkeit die physikalische Größe mit der größten Wirksamkeit auf  $\alpha_G$ . Mit steigendem Verbrennungsdruck, infolgedessen der Löschabstand zwischen Flammenfront und Brennraumwände reduziert wird, steigt entsprechend der Wärmeübergangskoeffizient stark an. Aufgrund des höheren Verdichtungsverhältnisses, 18,1:1 gegenüber 12:1 im H<sub>2</sub>-Betrieb, steigt der Spitzendruck im Dieselbetrieb stark an. Dadurch steigt, wie beschrieben, der Wärmeübergangskoeffizient und folglich auch die Wandwärmeverluste an. Zusätzlich beeinflusst der Zeitpunkt der Wärmefreisetzung die Höhe der Wärmeabfuhr über die Zylinderwände. Durch den hohen  $\varepsilon$ -Wert beim Dieselmotor ist das Volumen zum Zeitpunkt der Verbrennung wesentlich kleiner, als bei den H<sub>2</sub>-Motorkonzepten. Relativ zum vorhandenen Volumen ist die für die Wärmeabfuhr zur Verfügung stehende Oberfläche sehr groß. Das daraus abzuleitende kleine O/V-Verhältnis im Dieselbetrieb trägt ebenso zu einem erhöhten Wandwärmübergang bei. Unter Berücksichtigung aller Einflussparameter weist so der Motor im Dieselbetrieb mit 6,2 % die höchsten Wandwärmeverluste auf.

Beim Vergleich der beiden H<sub>2</sub>-Konzepte, wird beim Wasserstoffbetrieb mit innerer Gemischbildung ein höherer Wert für  $\Delta\eta_{WW}$  ermittelt. Als Folge der Direkteinblasung treten zusätzliche Turbulenzströmungen im Brennraum auf, die die wärmeisolierende Luftschicht an der Brennraumwand ausdünnen. Somit brennt die Flammenfront näher an die Zylinderwand heran. Der dadurch erhöhte Wärmeübergangskoeffizient führt zu einem höheren Wärmeeintrag und entsprechend zu höheren Wandwärmeverlusten. Dieser Effekt verstärkt sich mit steigendem Einblasdruck. Wie bereits erläutert wurde, ist dieser Effekt durch die Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten um den Faktor 1,8 im H<sub>2</sub>DI-Motorbetrieb berücksichtigt. Darüber hinaus ist hier der anliegende Zylinderdruck essentiell für die Bewertung der Wandwärmeverluste. Der Spitzendruck des H<sub>2</sub>DI-Motors liegt mit 172 bar rund 8 % über dem Spitzendruck des saugrohrreinblasenden Wasserstoffmotors. Analog zum Dieselbetrieb führt ein hoher Zylinderdruck zu einem höheren Wert für  $\alpha_G$ , was wiederum zu höheren Wandwärmeverlusten führt. Auch deswegen fällt der Wirkungsgradverlust infolge des Wandwärmübergangs im H<sub>2</sub>DI-Betrieb mit 5,7 % deutlich höher aus, als beim H<sub>2</sub>PFI-Betrieb mit 3,2 %.

Der Einzelverlust des Ladungswechsels wird maßgeblich durch die Aufladung und die Steuerzeiten bestimmt. Der Einfluss der Ladedruckerhöhung infolge der Aufladung spielt in dieser

Verlustteilung nur eine untergeordnete Rolle. Bei allen drei Motorkonzepten kommt eine externe Aufladung zum Einsatz. Die daraus generierten Ladedrücke befinden sich auf einem vergleichbaren Druckniveau: Der Ladedruck beim Dieselmotor beträgt 2,5 bar. Beim Motorbetrieb mit Wasserstoff ist dieser um 0,2 bar höher. Vielmehr kommt hier der Effekt der Steuerzeitenoptimierung des H<sub>2</sub>-Motors im BP1 zum Tragen. Durch die damit verbundene Liefergraderhöhung konnten die Ladungswechselverluste von 2,6 % auf 1,4 % reduziert werden. Es sei an dieser Stelle nochmals auf die Vorgabe konstanter Lade- und Abgasgedrücke als Randbedingung verwiesen. Durch diese Vorgabe können Effekte infolge von Druckpulsationen, beispielsweise einen positiven Beitrag zum Ladedruck durch eine Schwingrohraufladung, nicht simulativ abgebildet werden. Entsprechend kritisch sind die Absolutwerte der Ladungswechselverluste zu betrachten. Dennoch lässt sich qualitativ der Ladungswechsel anhand der ermittelten Ergebnisse für die verschiedenen Motorkonzepte bewerten.

Nach Berücksichtigung aller Einzelverluste der drei Betriebsmodi liegt, trotz des höheren Verdichtungsverhältnisses im Dieselmotor und des geringeren Wandwärmeeintrags bei der Wasserstoffsaugrohrinblasung, der höchste indizierte Wirkungsgrad ( $\eta_i = 49,2 \%$ ) beim H<sub>2</sub>-Motor mit innerer Gemischbildung mit vor. Gegenüber dem H<sub>2</sub>PFI-Betrieb kommt vor allem der Vorteil in der Ansaugung von reiner Luft zum Tragen, wodurch der Luftverdrängungseffekt vermieden wird. Im Vergleich zum Dieselmotor ist die schnelle Durchbrennzeit, der hohe Diffusionskoeffizient und die hohe Flammgeschwindigkeit der Wasserstoffverbrennung vorteilhaft.

## 5.2 Systemvergleich alternativer Nutzfahrzeugantriebe

Der direkteinblasende Wasserstoffverbrennungsmotor soll nun auf dessen Eignung als Antriebsaggregat für schwere Nutzfahrzeuge (Gesamtgewicht von max. 40 t [83]) untersucht werden. Diese Untersuchung erfolgt vergleichend mit einem batterieelektrischen Nutzfahrzeugbetrieb. Als Referenz für den NFZ-Betrieb wird der konventionelle Dieselmotor in diesen Vergleich miteinbezogen.

Für diesen Vergleich werden zunächst die über dem Lebenszyklus emittierten THG-Emissionen der Antriebstechnologien bilanziert. Mit dieser Bilanzierung ist eine ganzheitliche Betrachtung der Wertschöpfungskette des jeweiligen Antriebssystems möglich. Daran anschließend erfolgt eine Analyse der notwendigen Masse der jeweiligen Speichereinheit, die die Antriebsenergie für eine durchschnittliche Tageskilometerreichweite eines schweren Nutzfahrzeugs im europäischen Fernverkehr bereitstellen kann. Für den Vergleich der Antriebskonzepte wird von einer durchschnittlichen Tageskilometerreichweite eines schweren Nutzfahrzeugs von 720 km ausgegangen. Diese Annahme resultiert aus einer zulässigen Höchstgeschwindigkeit für Lastkraftwagen über 3,5 t von 80 km/h nach §18 StVO [84] und einer maximalen Lenkzeit von 9 Stunden pro Tag nach §1 FPersV [85]. Durch den Einsatz der THG-

freien Antriebstechnologien im Nutzfahrzeug ist eine Reduzierung der Zuladung durch das Energiespeichersystem zu erwarten. Der Einfluss der Nutzlastreduzierung bei schweren Nutzfahrzeugen ist aus ökonomischer Sicht äußerst kritisch zu bewerten. Jede Reduzierung der maximalen Nutzlast bei schweren Nutzfahrzeugen führt zu einer Erhöhung der Transportkosten, da statistisch gesehen die notwendige Anzahl an Fahrten pro Zuladung steigt. Abschließend werden die Antriebssysteme in einer Gesamtkostenanalyse über dessen Lebenszyklus in einer TCO (engl. Total Cost of Ownership) analysiert. In der TCO wird von einer laut [86] typischen Fahrzeuglebensdauer von einer Millionen Kilometern ausgegangen.

### 5.2.1 THG-Emissionen im Nutzfahrzeugbetrieb

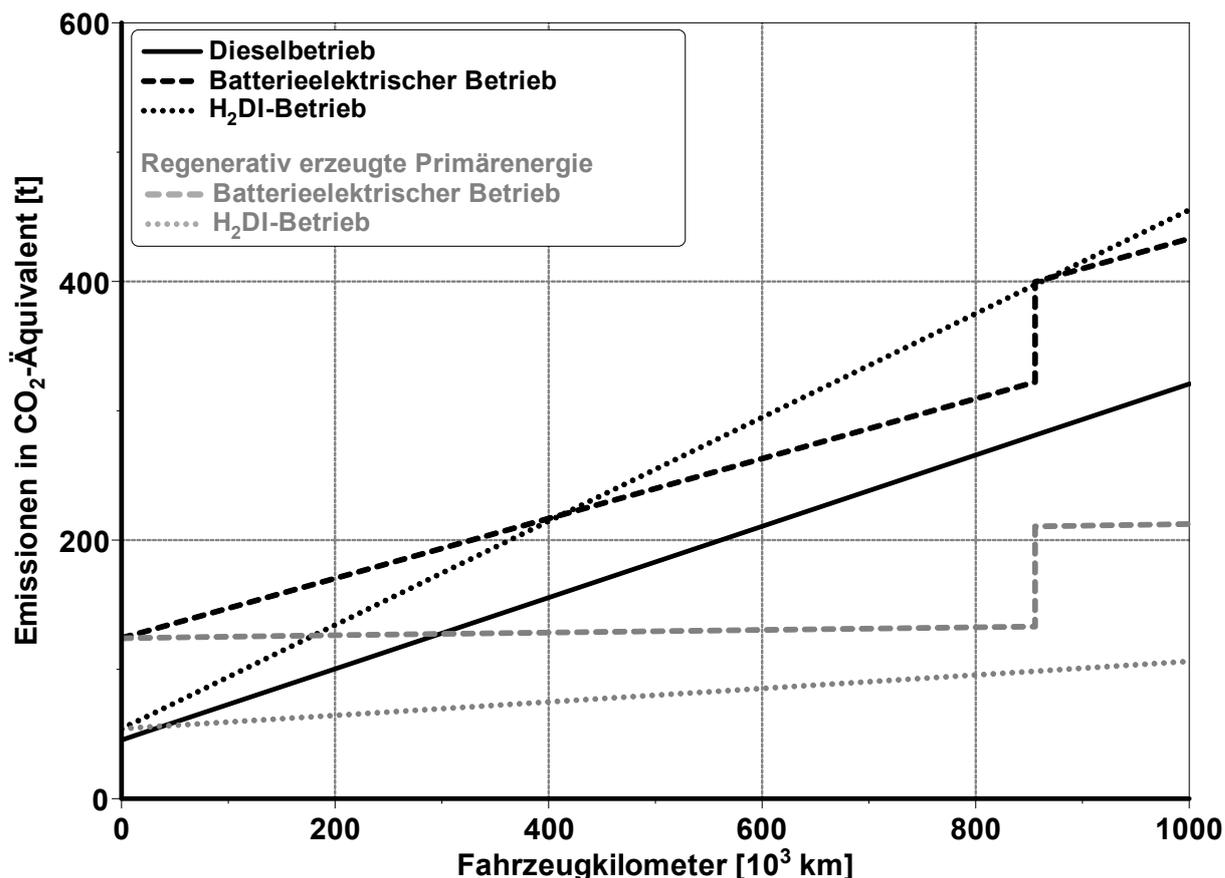
Für die Ermittlung der THG-Emissionen im Nutzfahrzeugbetrieb, sowie der Masse der Energiespeichersysteme, ist der Wirkungsgrad des jeweiligen Antriebssystems entscheidend. Entsprechend ist in Tabelle 6 der Wirkungsgrad der Energiewandlungsmaschine, sowie der aus den mechanischen Verlusten des Antriebsstrangs resultierende Gesamtwirkungsgrad der einzelnen Betriebsarten aufgeführt. Für den Diesel- und Wasserstoffmotor sind die indizierten Wirkungsgrade aus dem vorherigen Abschnitt 5.1 entnommen, die auf den *Deutz TCD 7.8 L6* im Diesel- und Wasserstoffbetrieb beruhen. Um den hier notwendigen effektiven Wirkungsgrad zu berechnen, wurden Reibungsverluste des Motors von rund vier Prozentpunkten angenommen. Diese Annahme basiert auf Messergebnissen der Veröffentlichung [76]. Für den batterieelektrischen Antrieb wurde der Systemwirkungsgrad anhand der Wirkungsgradkette vom Batteriespeicher zum Elektromotor ermittelt. Dazu ist eine Speichereffizienz des Batteriespeichersystem von 95 % [87], ein Wirkungsgrad der Leistungselektronik von 95 % [88] und ein Wirkungsgrad für eine permanenterregte Synchronmaschine von 94 % [88] angenommen worden. Daraus resultiert ein Wirkungsgrad für die Energiewandlung vom Batteriespeichersystem zur Elektromaschine von 85 %. Aus dem Wirkungsgrad der Energiewandlungsmaschinen wurde anschließend unter Berücksichtigung der mechanischen Verluste im Antriebsstrang ( $\eta_{\text{mech}} = 94 \%$ ) der Gesamtwirkungsgrad der Betriebsarten berechnet.

**Tabelle 6:** Aufstellung des Gesamtwirkungsgrads der einzelnen Betriebsarten

	Dieselmotor	H <sub>2</sub> DI-Motor	BEV
Wirkungsgrad Energiewandlungsmaschine [%]	43	45	85
Mechanischer Wirkungsgrad des Antriebsstrangs $\eta = 94 \%$ bestehend aus den Wirkungsgraden des Getriebes $\eta = 97 \%$ [89] und des Achsgetriebes $\eta = 97 \%$ [89]			
Gesamtwirkungsgrad Betriebsart [%]	40	42	80

Auf Grundlage des Gesamtwirkungsgrads werden nun die THG-Emissionen im Jahr 2030 der jeweiligen Betriebsart ermittelt. Dazu werden in einer Lebenszyklusanalyse die zukünftigen THG-Emissionen, sowohl des Antriebsaggregats als auch des Energieträgers, über die gesamte Nutzungsdauer bilanziert. Die Ermittlung der THG-Emissionen erfolgt als Darstellung in CO<sub>2</sub>-Äquivalent um eine Vergleichsgrundlage zwischen den verschiedenen Antriebstechnologien und Energieträgern zu schaffen. In die Bilanzierung der THG-Emissionen fließen dabei die anfallenden Emissionen aus Rohstoffabbau und Produktion des Gesamtfahrzeugs ein. Für die beiden verbrennungsmotorischen Antriebe werden gleiche Werte für das Basisfahrzeug angenommen, da sich die beiden motorischen Antriebe hier nicht wesentlich voneinander unterscheiden. Beim Nutzfahrzeug mit Wasserstoffmotor werden zusätzlich die THG-Emissionen berücksichtigt, die bei der Fertigung des Wasserstoffspeichers entstehen. Dieser Wasserstoffspeicher besteht aus einem Bündel von Druckflaschen des Typs IV. Dieser Druckflaschentyp wird auch in Abschnitt 5.2.2 als Wasserstoffspeicher verwendet. Die Höhe des Basiswerts bei den THG-Emissionen des batterieelektrischen Antriebs ist im hohen Maße von der notwendigen Batteriekapazität und die sich daraus ergebende Batterieanzahl abhängig. Für den Batteriespeicher wird eine Batteriekapazität angenommen, die für die angenommene Tageskilometerreichweite von 720 km notwendig ist.

Alle weiter anfallenden THG-Emissionen sind Ergebnis der Fahrzeugnutzung. Die dabei emittierten Treibhausgase sind auf den eingesetzten Energieträger zurückzuführen. Einerseits entstehen THG-Emissionen bei der Herstellung und Distribution des Energieträgers. Andererseits fallen lokale Emissionen an, die bei der Nutzung des Energieträgers im Nfz-Betrieb emittiert werden. Beim wasserstoffverbrennungsmotorischen, sowie beim batterieelektrischen Antrieb werden lokal keine THG-Emissionen emittiert. Entsprechend sind die während der Fahrzeugnutzung anfallenden THG-Emissionen das Ergebnis des Primärenergieträgers, sowie des genutzten Produktionsverfahrens zur Wasserstoff- bzw. Stromerzeugung.



**Abbildung 18:** THG-Emissionen als CO<sub>2</sub>-Äquivalent eines schweren Nutzfahrzeugs im dieselmotorischen, batterieelektrischen und wasserstoffmotorischen Betrieb bei Erstzulassung im Jahr 2030 für eine Lebensdauer von einer Million Fahrzeugkilometer

Die Abbildung 18 zeigt die über den Lebenszyklus anfallenden THG-Emissionen in CO<sub>2</sub>-Äquivalent für den Diesel-, batterieelektrischen und H<sub>2</sub>DI-Betrieb, aufgetragen über die Fahrzeugkilometer des Nutzfahrzeugs. Das Ende des Lebenszyklus tritt einer angenommenen Nutzfahrzeugslebensdauer von 1.000.000 km [86] ein. Die hier angenommenen THG-Emissionen basieren auf der Studie „Vergleichende Analyse der Potentiale von Antriebstechnologien für Lkw im Zeithorizont 2030“ [90] des Instituts für Energie- und Umweltforschung Heidelberg (*ifeu*) aus dem Jahr 2022.

Das dieselmotorische Nutzfahrzeug weist mit 45 t CO<sub>2</sub>-Äquivalent die niedrigsten THG-Emissionen bei der Fahrzeugherstellung auf. Aufgrund der energieintensiven Fertigung der H<sub>2</sub>-Druckspeicherflaschen sind die THG-Emissionen bei der Fahrzeugherstellung des wasserstoffmotorischen Nutzfahrzeugs um ca. 8,7 t höher. Bei Betrachtung des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs ist die Herstellung des Batteriespeichers der Produktionsschritt, bei dem die meisten THG-Emissionen emittiert werden. Für eine Batteriekapazität, die für einen 40 t schweren Nutzfahrzeug aufgelegt wurde, betragen die bei der Fertigung entstehenden Treibhausgase rund 77 t CO<sub>2</sub>-Äquivalent. Zusammen mit der Herstellung des batterieelektrischen

Nutzfahrzeugs werden so insgesamt rund 64 % mehr Treibhausgase emittiert als bei der Fertigung eines konventionellen Nutzfahrzeugs mit Dieselmotor.

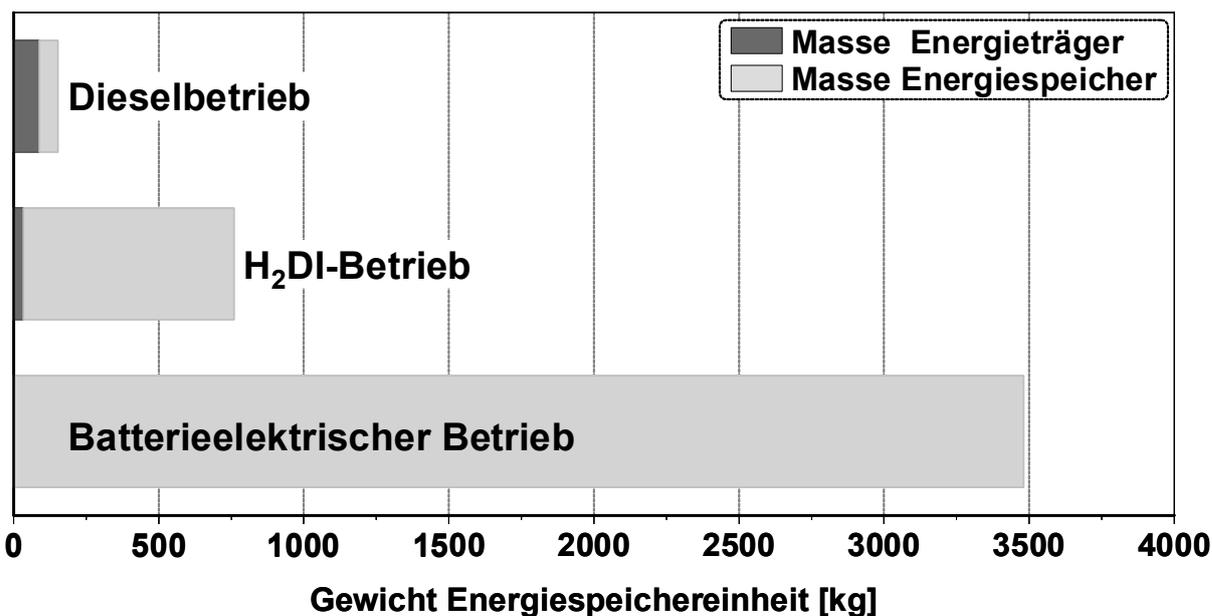
Der weitere Verlauf der Graphen wird durch deren pro verbrauchte Energieeinheit produzierten THG-Emissionen bestimmt. So wird bei der Wasserstoffherstellung mittels Elektrolyse, deutscher Strommix im Jahr 2030 nach [90] vorausgesetzt, 10,28 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent pro kg Wasserstoff freigesetzt. Unter Berücksichtigung des Heizwerts von Wasserstoff (siehe Tabelle 1) entspricht dies 0,086 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent pro MJ. Im Vergleich dazu wird bei der Herstellung elektrischer Energie für den batterieelektrischen Antrieb lediglich 0,049 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent pro MJ [90] emittiert. Die Erzeugung und Distribution von konventionellem Dieselmotorkraftstoff liegt bei einem Wert von 0,097 kg CO<sub>2</sub>-Äquivalent pro MJ [90]. Damit weist der Nutzfahrzeugbetrieb mit konventionellem Dieselmotor, über den gesamten Lebenszyklus betrachtet, mit einem Wert von ca. 321 t CO<sub>2</sub>-Äquivalent auch im Jahr 2030 die niedrigsten THG-Emissionen auf. Beim Vergleich der zwei lokal THG-freien Antriebskonzepte ist der Wasserstoffverbrennungsmotor zunächst im Vorteil. Erst ab einer Fahrleistung von rund 400.000 km emittiert der batterieelektrische Antrieb weniger THG-Emissionen als der H<sub>2</sub>-Motor.

Um eine Fahrleistung von über einer Millionen Fahrzeugkilometer zu erreichen, ist beim batterieelektrischen Nutzfahrzeug ein Batteriewechsel nach ungefähr 850.000 km notwendig. Entsprechend ist in Abbildung 18 ein sprunghafter Anstieg der CO<sub>2</sub>-Emissionen des batterieelektrischen Betriebs zu beobachten. Dieser ist das Ergebnis der bei der Produktion des neuen Batteriespeichers emittierten Treibhausgase. Damit betragen die Gesamt-CO<sub>2</sub>-Emissionen des elektrifizierten Nutzfahrzeugs rund 433 t CO<sub>2</sub>-Äquivalent. Ursächlich hierfür ist der enorme Grundwert des batterieelektrischen Betriebs, der im Wesentlichen von den zwei Batteriespeichersystemen bestimmt wird. So können, trotz der geringeren THG-Emissionen bei der Fahrzeugnutzung, die bei der Antriebsproduktion freigesetzten THG-Emissionen bis zum Lebenszyklusende nicht mehr kompensiert werden.

Unter der Prämisse einer THG-freien Produktion der Energieträger für den wasserstoffmotorischen- und batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb ist auch hier der Nutzfahrzeugbetrieb mit H<sub>2</sub>-Motor im Vorteil. Dies wird durch die in grau dargestellten Verläufen der THG-Emissionen in Abbildung 18 deutlich. Bei der Nutzung rein regenerativ erzeugte Energieträger entstehen nach 1.000.000 km rund 105 t CO<sub>2</sub>-Äquivalent beim H<sub>2</sub>-Motor. Die THG-Emissionen beim batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb sind zum gleichen Zeitpunkt um den Faktor 2 höher. Grund dafür sind die anfänglich hohen THG-Emissionen während der Produktion sowie der Batteriewechsel.

### 5.2.2 Nutzlastreduzierung alternativer Antriebssysteme

Wie anfangs erläutert ist eine Reduzierung der Zuladung bzw. Nutzlast beim Nutzfahrzeug infolge der Nutzung zum Dieselmotor alternativer Antriebskonzepte wie der Wasserstoffverbrennungsmotor und der batterieelektrische Antrieb zu erwarten. Zur Beurteilung dieser wird das Gewicht der für eine übliche Tageskilometerreichweite von Nutzfahrzeugen notwendigen Energiespeichereinheit für den Betrieb mit Dieselmotor, H<sub>2</sub>-Motor und Elektromotor ermittelt. Die Tageskilometerreichweite liegt weiterhin bei 720 km. Die tägliche Lenkzeit eines Nutzfahrzeugfahrers in Deutschland beträgt 9 Stunden wobei nach maximal 4,5 Stunden eine Lenkzeitunterbrechung erfolgen muss (siehe §1 FPersV [85]). Die tägliche Lenkzeitunterbrechung ist gesetzlich auf mindestens 45 Minuten festgelegt. Es wird angenommen, dass in dieser Lenkzeitunterbrechung eine Aufladung des jeweiligen Energiespeichers erfolgt. Eine für den Tankvorgang eines Nutzfahrzeugs mit Dieselmotor ausgelegte Zapfsäule weist eine Förderleistung von 130 Liter Dieselkraftstoff pro Minute [91] auf. Damit ist eine vollständige Auffüllung des Dieseltanks innerhalb der Lenkzeitunterbrechung möglich. Daher wird die Energiespeichereinheit bestehend aus dem Energieträger (Dieselkraftstoff) und Energiespeicher (Dieselkraftstofftank) für die halbe Tageskilometerreichweite, also 360 km, ausgelegt. Gleiches ist für den Wasserstoffbetrieb möglich. Zur Auffüllung des Wasserstoffdruckspeichers (Speicherdruck 350 bar) des Nutzfahrzeugs wird eine H<sub>2</sub>-Kompressorstation mit einer Förderleistung von 2580 Nm<sup>3</sup> pro Stunde [92] genutzt. Die Förderleistung stellt dabei die maximal erzielbare Leistung im sogenannten *Boosterbetrieb*, also mit höherem Energieaufwand als im *Normalbetrieb* dar. Eine vollständige Auffüllung des Wasserstoffspeichers im Normalbetrieb (Förderleistung 300 Nm<sup>3</sup>/h [92]) wäre innerhalb der Lenkzeitunterbrechung nicht möglich. Die Auslegung des Wasserstoffspeichers erfolgt analog zum Dieselspeicher für eine Nutzfahrzeugreichweite von 360 km. Dies ist für den batterieelektrischen Antrieb nicht möglich, da dieser während der Lenkzeitunterbrechung nicht vollständig aufgeladen werden kann. Zur Aufladung wird eine DC-Schnellladestation des internationalen Ladestandard CCS 2.0 (engl. Combined Charging System) genutzt. Diese Ladestation weist eine maximale Ladeleistung von 350 kW [93] auf. Damit können während der Lenkzeitunterbrechung rund 25 % des Batteriespeichers aufgeladen werden. Dementsprechend wird der Batteriespeicher für eine Reichweite von 540 km ausgelegt. Die Energiedichte aktueller Batteriespeichersysteme beträgt 1,08 MJ/kg (300 Wh/kg) [94, 95]. Für den Dieselkraftstoff und den Wasserstoff fließen die bereits in Tabelle 1 aufgeführten Energiedichten von 42,9 MJ/kg und 120 MJ/kg in die Gewichtsberechnung der Energiespeichereinheiten ein. Unter Berücksichtigung der in Tabelle 6 ermittelten Gesamtwirkungsgraden für die Betriebsarten wurden die in Abbildung 19 dargestellten Gesamtmassen ermittelt.



**Abbildung 19:** Gewicht der Energiespeicher eines Nutzfahrzeugs im dieselmotorischen, wasserstoffmotorischen und batterieelektrischen Betrieb für eine Tageskilometerreichweite von 720 km und einer Lenkzeitunterbrechung von 45 Minuten

Die für den Dieselbetrieb notwendige Gesamtmasse, bestehend aus 88 kg Dieselkraftstoff und 64 kg Masse des leeren Dieselkraftstoffspeichers, beträgt 152 kg. Bei dem Dieselkraftstoffspeicher handelt es sich um zwei aus Aluminium gefertigte Kraftstofftanks mit einem Einzelgewicht von 32 kg [81, 96]. Damit weist erwartungsgemäß die Energiespeichereinheit des konventionellen Dieselantriebs aufgrund der hohen volumetrischen Energiedichte flüssiger Energieträger die geringste Gesamtmasse auf. Ein Nutzfahrzeug mit wasserstoffmotorischem Antrieb benötigt rund 34 kg Wasserstoff. Dieser wird in einem Druckspeichersystem bestehend aus 22 Druckflaschen des Typs IV nach [4] bei 350 bar gespeichert. Beim Wasserstoffdruckspeicher können rund 11 % der mitgeführten Wasserstoffmasse nicht genutzt werden, da bei diesem Wasserstoffrestbestand der Speicherdruck des Systems unter den maximalen Einblasdruck des Motors (40 bar [97]) liegt. Diese H<sub>2</sub>-Masse kann dementsprechend nicht mehr verwendet werden, da auf eine OnBoard-Kompression des Wasserstoffs aufgrund des hohen Energieaufwands verzichtet wird. Die Gesamtmasse des Druckspeichersystems inklusive der Wasserstoffmasse beträgt damit 726 kg.

Bei der Ermittlung der Masse des Batteriespeichersystems sind zwei Effekte zu berücksichtigen. Aktuelle Lithium-Ionen-Batterien weisen eine maximale Endladungstiefe von 80 % [98, 99] auf, um eine ausreichend hohe Zyklenzahl und damit Lebensdauer der Batterie zu gewährleisten. Entsprechend muss die mitzuführende Energiemenge d.h. die Kapazität des Batteriespeichersystems um 20 % erhöht werden, um diesen Effekt zu kompensieren. Des Weiteren ist die sogenannte *Peukert-Zahl* bei der Auslegung des Batteriespeichersystems mit einzubeziehen. Diese Kennzahl beschreibt den Zusammenhang zwischen Speichervermögen und

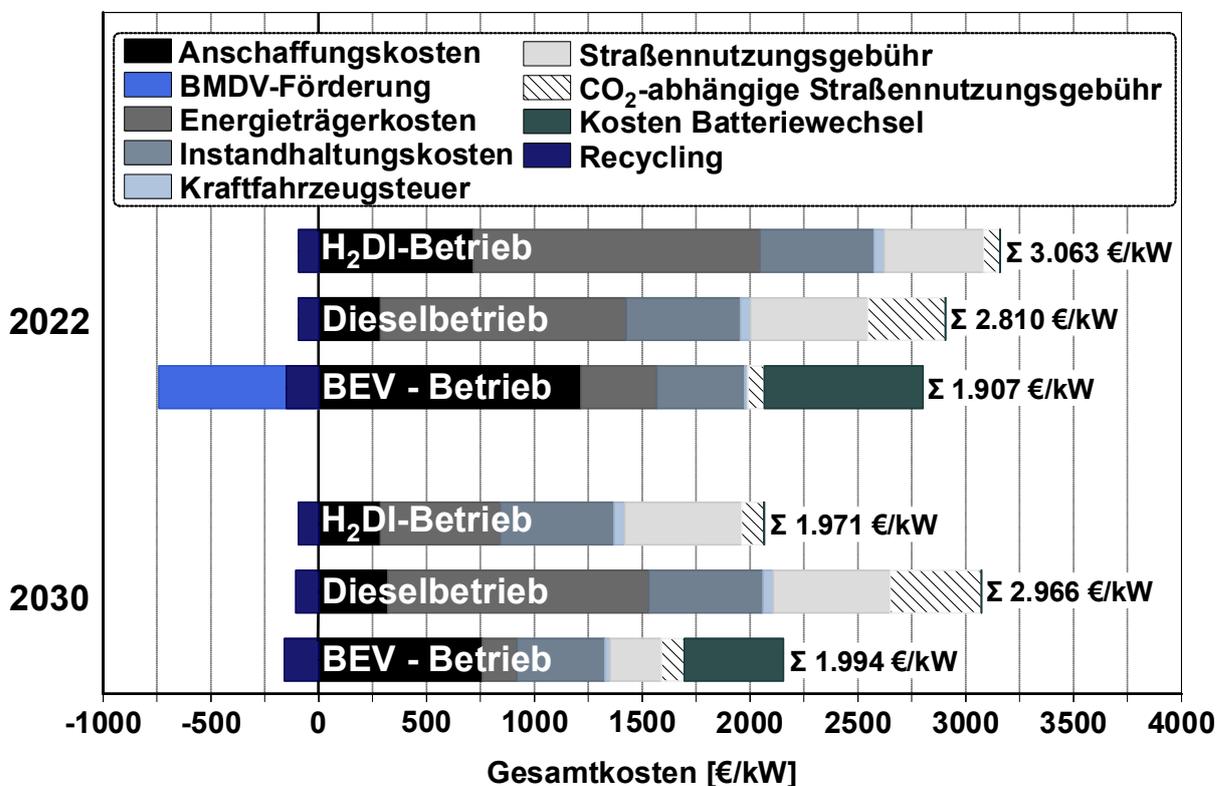
Entladestrom einer Batterie. „Die entnehmbare Kapazität einer Batterie [nimmt] mit Erhöhung des Entladestroms [ab]“ [99]. Bei einer *Peukert-Zahl* von eins, was definitionsgemäß einer idealisierten Batterie entspricht, wird die entnehmbare Batteriekapazität vom Entladestrom nicht beeinflusst. Für moderne Lithium-Ionen-Batterien beträgt die *Peukert-Zahl* 1,05 [99]. Dies führt dazu, dass bei der Entladung des auf der Lithium-Ionen-Batterietechnik basierenden Batteriespeichersystems, die Batteriekapazität um weitere 5 % erhöht werden muss, um diesen Kapazitätsverlust aufzufangen. Durch die Berücksichtigung beider Effekte sowie der zusätzlichen Kapazität durch das Aufladen des Batteriespeichersystems während der Lenkzeitunterbrechung, ergibt sich eine Gesamtmasse der Energiespeichereinheit für den batterieelektrischen Betrieb von rund 3,5 t. Als Folge der 55. *Ausnahmereverordnung zur StVZO* [100] sind lokal CO<sub>2</sub>-freie Nutzfahrzeuge bis zu einem zulässigen Gesamtgewicht von 42t zulässig. In Anbetracht dieser Gesamtgewichtserhöhung werden so rund 8,4 % des Gesamtgewichts durch den Energiespeicher beansprucht. Die Ausnahmereverordnung gilt auch für den Wasserstoffverbrennungsmotor.

Unter der Berücksichtigung zukünftiger Entwicklungen in der Batterietechnik lässt sich dieser Missstand vollständig auflösen. Laut dem United States Department of Energy [95] ist ein Batteriespeicher mit einer Energiedichte von 1,8 MJ/kg (500 Wh/kg) [95, 101] Gegenstand aktueller Forschung. Zudem wird an dem sogenannten HPC-Ladesystem (engl. High Power Charging) geforscht, mit dem es möglich ist, durch zusätzliche Kühlmaßnahmen des Ladesystems, eine Ladeleistung von bis zu 500 kW [102, 103] zu erreichen. Mit diesen beiden sich in der Entwicklung befindlichen Maßnahmen könnte das Gesamtgewicht des Batteriespeichers um 47 % reduziert werden. Dies entspricht einer Gesamtmasse des Batteriespeichers von 1,8 t. Damit ist die Gesamtmasse des Batteriespeichers unter den zusätzlichen zwei Tonnen resultierend aus der 55. *Ausnahmereverordnung zur StVZO*. Dementsprechend kommt es, bei zukünftiger Realisierung der beschriebenen sich in der Entwicklung befindlichen Maßnahmen, zu keiner Nutzlastreduzierung bei batterieelektrischen Nutzfahrzeugen im Vergleich zum dieselmotorischen Antrieb.

### 5.2.3 Wirtschaftlichkeitsbetrachtung in Lebenszyklusanalyse

Neben der verminderten Zuladung (Nutzlast) ist die Kostenanalyse der Antriebstechnologien ausschlaggebend für deren wirtschaftliche Beurteilung. Daher wurden nachfolgend die Gesamtkosten der drei betrachteten Antriebstechnologien über den Lebenszyklus (TCO) analysiert. Die Kostenanalyse wurde für die aktuelle Gesetzgebung im Jahr 2022 und für die zukünftige Gesetzgebung für Nutzfahrzeuge in Deutschland, repräsentativ für das Jahr 2030, durchgeführt. Das Ergebnis dieser Analyse zeigt Abbildung 20. Die unterschiedlichen Farbskalen stehen für die einzelnen Kostenpunkte, die zur Erstellung der Kostenanalyse über den Lebenszyklus berücksichtigt wurden. Die aufsummierten Gesamtkosten der Antriebe sind hinter den

jeweiligen Balken in der Abbildung 20 aufgeführt. Alle Kosten in Euro wurden zur besseren Vergleichbarkeit auf die spezifische Antriebsleistung in Kilowatt bezogen. Die Auswahl der in der TCO berücksichtigten Kostenpunkte orientiert sich an der Studie *Total Cost of Ownership for Tractor-Trailers in Europe* [104] des ICCT (engl. International Council on Clean Transport).



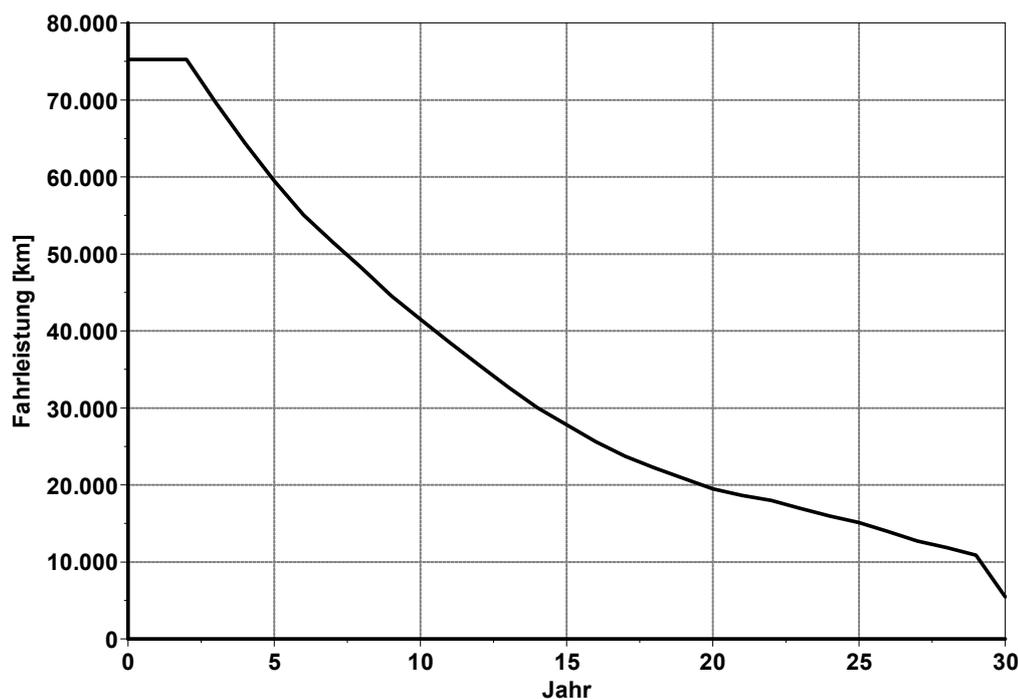
**Abbildung 20:** Kostenanalyse eines Nutzfahrzeugs im dieselmotorischen, wasserstoffmotorischen und batterieelektrischen Betrieb (BEV) für einen Lebenszyklus von einer Millionen Fahrkilometer und anschließenden Recycling des jeweiligen Antriebstrangs für das Erstzulassungsjahr 2022 und 2030

Ausgangspunkt der TCO bilden die Anschaffungskosten der jeweiligen Antriebstechnologie. Die Anschaffungskosten beinhalten die Kosten für die Zugmaschine inklusive Antriebstrang und Energiespeicher. Für die Nutzfahrzeuge mit Verbrennungsmotor wird entsprechend neben Motor, Getriebe, Achsantrieb, Kühl- und Abgasnachbehandlungssystem, die Kraftstoffversorgung miteinbezogen. Elektromaschinen, Leistungselektronik und Batteriespeicher sind die wichtigsten Komponenten beim batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb. Anschaffungskosten für Auflieger wurden nicht berücksichtigt. Der batterieelektrische Nutzfahrzeugbetrieb weist mit 1214 €/kW die höchsten Anschaffungskosten auf. Über 80 % dieser Kosten sind auf dem für die Tageskilometerreichweite von 720 km ausgelegten Batteriespeicher zurückzuführen. Durch das *Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur (BMDV)* werden die Anschaffungskosten für batterieelektrische Nutzfahrzeuge subventioniert. Im Rahmen des För-

derprogramms *KsNI* werden bis zu „80 % der Investitionsmehrausgaben“ [105], d. h. die Differenz zwischen den Anschaffungskosten eines batterieelektrischen Antriebs und eines dieselmotorischen Antriebs, staatlich gefördert. Dadurch können Kosten von 742 €/kW (siehe *BMDV-Förderung* in Abb. 20) in den Gesamtkosten im ersten Bilanzierungsraum eingespart werden. Da die staatliche Förderung im Rahmen des *KsNI*-Programms zum 31. Dezember 2024 ausläuft, wird diese Kostenersparnis im zweiten Bilanzierungsraum ab 2030 nicht mehr berücksichtigt. Die Anschaffungskosten für das dieselmotorische Nutzfahrzeug werden auf 286 €/kW nach [104] beziffert. Beim Wasserstoffantrieb gestaltet sich die Abschätzung der Anschaffungskosten als schwierig, da entsprechende Antriebskonzepte in Großserie nicht umgesetzt wurden. Eine Abschätzung für einen H<sub>2</sub>-Motor in Kleinserie erfolgt in Tabelle 19 (Abschnitts 6.4) dieser Arbeit. Daraus abgeleitet werden Anschaffungskosten für den H<sub>2</sub>-Nutzfahrzeugbetrieb in Höhe von 716 €/kW angenommen.

Für das Jahr 2030 werden sinkende Kosten für die lokal CO<sub>2</sub>-freien Antriebstechnologien angenommen. Die Anschaffungskosten für den H<sub>2</sub>-Antrieb sinken, unter der Voraussetzung einer Serienfertigung mit Stückzahlen im Bereich des dieselmotorischen Nutzfahrzeugantriebs, auf das Kostenniveau heutiger dieselmotorischer Antriebe. Ebenso sinken die Anschaffungskosten für einen batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb. Basierend auf der Kostenabschätzung des *ICCT* [104] werden Anschaffungskosten in Höhe von ca. 759 €/kW veranschlagt. Für eine Zugmaschine mit dieselmotorischem Antrieb ist zukünftig mit einer Erhöhung der Anschaffungskosten bedingt durch den erhöhten technischen Aufwand zur Abgasnachbehandlung infolge der Einführung der Abgasnorm *Euro 7*, voraussichtlich für Nutzfahrzeuge im Jahr 2027 [106], zu rechnen. Im Zuge dessen steigen die Anschaffungskosten auf 320 €/kW.

Zur Bestimmung der Betriebskosten (Energieträgerkosten, Instandhaltungskosten, etc.) wird ein repräsentatives Profil der jährlichen Nutzungsdauer eines Nutzfahrzeugs erstellt. Dieses in Abbildung 21 dargestellte Profil fußt auf den in der *ICCT*-Studie aufgeführten Nutzungsprofil für europäische Nutzfahrzeuge und wurde auf die Lebensdauer von einer Million Fahrzeugkilometer skaliert.



**Abbildung 21:** Nutzungsprofil eines repräsentativen Nutzfahrzeugs mit einer Lebensdauer von einer Million Fahrzeugkilometern über 30 Jahre Nutzungszeit (eigene Darstellung nach [104])

Bei den beiden verbrennungsmotorischen Antriebskonzepten sind, bedingt durch die im Jahr 2022 hohen Kraftstoffpreise für Dieselkraftstoff und Wasserstoff, die Energieträgerkosten aktuell, aber auch zukünftig, der größte Kostenpunkt. In Verbindung mit dem H<sub>2</sub>-Verbrauch von 8,4 kg auf 100 Kilometern (siehe Tabelle 7), machen die Energieträgerkosten beim H<sub>2</sub>-Antrieb rund 52 % der Gesamtkosten aus. Beim Dieselmotor liegt dieses Verhältnis bei rund 46 %. Für beide Antriebsarten wird von einer Verbrauchsreduzierung im Jahr 2030 ausgegangen. Diese Verbrauchsreduzierung wird in erster Linie auf eine Verbesserung der Aerodynamik, des Rollwiderstands sowie einem erhöhten Einsatz von Leichtbau für zukünftige Nutzfahrzeuge zurückgeführt [104]. Damit sinken die Energieträgerkosten des H<sub>2</sub>-Antriebs, auch bedingt durch eine zu erwartende Reduzierung der Kraftstoffkosten für grünen Wasserstoff auf 3 €/kg [107], auf 556 €/kW. Im Zuge der Erhöhung der CO<sub>2</sub>-Bepreisung von aktuell 25 € pro Tonne CO<sub>2</sub> auf min. 65 € pro Tonne CO<sub>2</sub> im Jahr 2027 [108], kommt es im Bilanzierungsjahr 2030 zu einer zu erwartenden Steigerung der Dieselkraftstoffkosten um 38 %. Die Kosten für ein Kilogramm Dieselkraftstoff würden dann 2,23 € betragen. Darauf basierend ergeben sich, trotz eines effizienteren Nutzfahrzeugbetriebs, über die Lebensdauer aufsummierte Dieselkraftstoffkosten in Höhe von 1211 €/kW.

**Tabelle 7:** Energieträgerverbrauch und -kosten beim dieselmotorischen und wasserstoffmotorischen Nutzfahrzeugbetrieb auf Grundlage der Systemwirkungsgrade aus Tabelle 6

Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr	2022	2030
Wasserstoffverbrauch [kg/100 km]*	8,376	6,42
Wasserstoffkosten (grüner H <sub>2</sub> ) [€/kg]	5,5 [109]	3 [107]
Dieselmotorkraftstoffverbrauch [kg/100 km]**	24,6	18,86
Dieselmotorkraftstoffkosten [€/kg]***	1,607	2,23

\* nach [81]

\*\* nach [104]

\*\*\* nach [110]

Bei der Bilanzierung der Energieträgerkosten für den batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb fließt neben den Stromkosten pro verbrauchte Kilowattstunde, eine Kostenumlage für den Aufbau einer Ladeinfrastruktur mit ein (siehe Tabelle 8). Diese Kostenumlage ist vor dem Hintergrund einer nicht flächendenkenden Ladeinfrastruktur in Deutschland im Jahr 2022 mit 1,606 €/MJ relativ hoch und sinkt kontinuierlich bis 2030 auf 0,734 €/MJ [104]. Dies unterliegt der Annahme eines fortschreitenden Ausbaus der Ladeinfrastruktur, sodass das notwendige Investitionsvolumen in Form der Kostenumlage mit der Zeit abnimmt. Analog zum verbrennungsmotorischen Betrieb sinkt der Energieverbrauch der batterieelektrischen Zugmaschine aufgrund der beschriebenen Maßnahmen zur Effizienzsteigerung von 1,38 kWh/100km (in 2022) auf 0,99 kWh/100km (in 2030). Des Weiteren wird, aufgrund des zukünftig wachsenden Anteiles an regenerativ erzeugtem Strom und die damit sinkenden Kosten durch die CO<sub>2</sub>-Bepreisung, von einer leichten Kostenreduzierung im Strompreis von -3 % [104] ausgegangen. Die aufsummierten Energieträgerkosten für den batterieelektrischen Betrieb, die anhand des in Abbildung 21 dargestellten Nutzungsprofils ermittelt wurden, belaufen sich aktuell auf 353 €/kW. Bei Erwerb und Inbetriebnahme einer elektrischen Zugmaschine im Jahr 2030 ergeben sich die über die Lebensdauer bilanzierten Energieträgerkosten zu 161 €/kW. Die einzelnen Kostenkomponenten, die zu diesen Energieträgerkosten führten, sind in Tabelle 8 aufgeführt.

Bei den Kosten zur Instandhaltung der Zugmaschinen werden kilometerbezogene Instandhaltungskosten anhand des Nutzungsprofils (siehe Abb. Abbildung 21) angesetzt und auf die Lebensdauer des Nutzfahrzeugantriebs hochgerechnet. Es wird davon ausgegangen, dass die jährlichen Instandhaltungskosten konstant bleiben. Entsprechend werden für beide Bilanzierungszeiträume die gleichen Instandhaltungskosten für die jeweilige Antriebsart angesetzt. Für den verbrennungsmotorischen Antrieb werden 0,185 € [104] pro Fahrkilometer angenommen, woraus sich in Summe Instandhaltungskosten von 529 €/kW ergeben. Beim batterieelektrischen Antrieb, der weniger Wartungsaufwand bedarf, wird von einer Kostenreduzierung von

33 % [111] ausgegangen. Die sich daraus über die Lebensdauer ergebenden Instandhaltungskosten belaufen sich auf 407 €/kW.

**Tabelle 8:** Stromverbrauch auf Grundlage des Systemwirkungsgrads aus Tabelle 6 und Stromkosten des batterieelektrischen Nutzfahrzeugbetriebs

<b>Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr</b>	<b>2022</b>	<b>2030</b>
Stromverbrauch [kWh/100 km]*	1,38	0,99
Stromkosten pro Kilowattstunde [€/kWh]*	0,2393	0,2465
Stromkosten pro Megajoule [€/MJ]	0,8615	0,8873
Kostenumlage für den Aufbau einer Ladeinfrastruktur [€/kWh]*	0,446	0,204
Kostenumlage für den Aufbau einer Ladeinfrastruktur [€/MJ]	1,606	0,7344
<b>Stromkosten inkl. Kostenumlage für Ladeinfrastrukturaufbau [€/MJ]</b>	<b>2,467</b>	<b>1,622</b>

\* nach [104]

Wie bei den Instandhaltungskosten auch wird bei der Kraftfahrzeugsteuer von jährlich unveränderlichen Fixkosten für die verbrennungsmotorischen Antriebe ausgegangen. Nach §9 des Kraftfahrzeugsteuergesetz 2002 (KraftStG 2002) [112] ergibt sich für die verbrennungsmotorisch angetriebenen Nutzfahrzeuge, unter Berücksichtigung der Schadstoffklasse S2 und einem Gesamtgewicht über 12 Tonnen, Gesamtkosten für die Kraftfahrzeugsteuer in Höhe von 48 €/kW. Dieser Wert wird bei den verbrennungsmotorischen Antrieben für beide Bilanzierungszeiträume (Erstzulassung im Jahr 2022 und 2030) angesetzt. Bei „Fahrzeugen mit Antrieb ausschließlich durch Elektromotoren“ [112], kommt eine Reduzierung des jährlichen Betrags um 50 % nach §9 Absatz 2 KraftStG 2002 zum Tragen. Zusätzlich sind Elektrofahrzeuge „für zehn Jahre ab dem Tag der erstmaligen Zulassung [...] längstens [...] bis zum 31. Dezember 2030“ [113] von der Kraftfahrzeugsteuer befreit (§3d Absatz 1 KraftStG 2002). Unter Berücksichtigung dieser Gesetzesvorgaben wurde für ein batterieelektrisches Nutzfahrzeug, dass im Jahr 2022 zugelassen wurde, eine Kraftfahrzeugsteuer in Höhe von 16 €/kW ermittelt. Bei Zulassung des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs im Jahr 2030 und dreißig jähriger Nutzung ist eine Kraftfahrzeugsteuer von 23 €/kW zu entrichten.

Der Kostenpunkt der Straßennutzungsgebühr (Maut) ist für jeden der betrachteten Antriebstechnologien separiert zu betrachten. In der Straßennutzungsgebühr werden nach Bundesfernstraßenmautgesetz (BFStrMG) [114] drei Kostenpunkte berücksichtigt: Infrastrukturkosten, Luftverschmutzungskosten und Lärmbelastungskosten. Zur Nutzung eines dieselmotorischen Nutzfahrzeugs sind alle drei Kostenpunkte bei der Berechnung der Straßennutzungsgebühr zu berücksichtigen. Über die Fahrleistung von einer Million Kilometern bilanziert, ergeben sich Kosten zur Bundesfernstraßennutzung von 543 €/kW. Für den Wasserstoffverbrennungsmotor wird, wie bei Erdgasmotoren auch, von einer Mautbefreiung bis 2024 ausgegangen (siehe §1 Absatz 2 Nummer 8 BFStrMG). Für die darauf anschließende Nutzung sind,

analog zum Dieselmotor, die Kosten für die Infrastruktur, Lärmbelastung und Luftverschmutzung als Straßennutzungsgebühr zu entrichten. Trotz seiner Kohlenstofffreiheit entstehen beim Betrieb des Wasserstoffmotors NO<sub>x</sub>-Emissionen, die in der Regel sehr gering sind, aber zur Luftverschmutzung beitragen. Entsprechend werden auch Kosten für die Luftverschmutzung in der Straßennutzungsgebühr des H<sub>2</sub>-Motors berücksichtigt. Damit beläuft sich die Straßennutzungsgebühr für wasserstoffmotorische Nutzfahrzeuge im ersten Bilanzierungszeitraum auf 461 €/kW. Bei Zulassung im Jahr 2030 kommt es zu einer Steigerung der Gesamtkosten für die Straßennutzung von rund 18 %, da die Mautbefreiung für Gasmotoren wegfällt. Für das batterieelektrische Nutzfahrzeug ist nach §1 Absatz 2 Nummer 7 BFStrMG keine Straßennutzungsgebühr zu entrichten. Entsprechend werden für den ersten Bilanzierungszeitraum keine Kosten angenommen. Für ein batterieelektrisches Nutzfahrzeug, das 2030 erstmals zugelassen wird, wird, in Anlehnung an die gesetzlichen Vorgaben bei der Kraftfahrzeugsteuer, von einer um 50 % reduzierten Straßennutzungsgebühr ausgegangen. Diese zu entrichtende Straßennutzungsgebühr beinhaltet beim elektrifizierten Nutzfahrzeug die Kosten für die Infrastruktur und Lärmbelastung. Unter diesen Annahmen wurden Mautgebühren von 239 €/kW in der TCO für den batterieelektrischen Nutzfahrzeugbetrieb berücksichtigt.

Ab dem ersten Januar 2024 fließt in Deutschland ein zusätzlicher Kostenanteil der CO<sub>2</sub>-Bepreisung in die Straßennutzungsgebühr mit ein. Dieser CO<sub>2</sub>-Kostenaufschlag soll 200 € pro im Nutzfahrzeugbetrieb emittierte Tonne CO<sub>2</sub> betragen. [115] Dies würde für den dieselmotorischen Betrieb einen Aufschlag von rund 15 Eurocent [116] pro gefahrenen Kilometer bedeuten. Wie bei der Straßennutzungsgebühr wird zur Kostenermittlung der CO<sub>2</sub>-abhängigen Straßennutzungsgebühr das Fahrprofil aus Abbildung 21 herangezogen. Eine CO<sub>2</sub>-abhängige Straßennutzungsgebühr, bei Erstzulassung des Nutzfahrzeugs mit Dieselmotor im Jahr 2022, führt zu Gesamtkosten in Höhe von 359 €/kW. Bei einer Erstzulassung im Jahr 2030 beträgt dieser Kostenpunkt 423 €/kW. Lokal emissionsfreie Antriebstechnologien, wie der Wasserstoffmotor und der batterieelektrische Antrieb, sind von dieser CO<sub>2</sub>-abhängigen Straßennutzungsgebühr bis Ende 2025 befreit [115]. Anschließend sind anteilig 25 % [115] des CO<sub>2</sub>-Kostenaufschlag als Straßennutzungsgebühr zu entrichten. Daraus ergeben sich für den ersten Bilanzierungszeitraum rund 76 €/kW und für den zweiten Bilanzierungszeitraum rund 106 €/kW beim wasserstoffmotorischen und batterieelektrischen Nutzfahrzeugbetrieb.

Der Batteriespeicher der elektrisch-angetriebenen Zugmaschine weist eine für die aktuelle Batterietechnologie typische Lebensdauer von 1500 Zyklen [104] auf. Bei der Gewichtsbestimmung des elektro-chemischen Energiespeichers ist, zur Bewältigung der geförderten Tageskilometerreichweite, von einer vollständigen Aufladung des Batteriespeichers vor Fahrtantritt, sowie einer Nachladung innerhalb der Lenkzeitunterbrechung von 25 % der Nennkapazität ausgegangen worden. Dies führt zu einer durchschnittlichen Anzahl an 1,25 Ladezyklen pro Tag. Nach der Bestimmung der Gesamtfahrtage bis Ende der Lebensdauer des Nutzfahrzeugs

von 1402 Tagen, ermittelt aus dem Nutzungsprofil in Abbildung 21, wird die maximale Zyklanzahl des Batteriespeichers am Tag 1200 erreicht. Damit ist ein Austausch des Batteriespeichers zur Erreichung der geförderten Fahrkilometerleistung von einer Million Kilometern notwendig. Der Batteriespeicher weist einen Restwert von 25 % [117] seiner Anschaffungskosten auf. Unter Berücksichtigung dieses Restwerts sind Kosten für den Batteriewechsel in Höhe von 735 €/kW im ersten Bilanzierungszeitraum (Erstzulassung im Jahr 2022) und 459 €/kW im zweiten Bilanzierungszeitraum (Erstzulassung im Jahr 2030) aufzuwenden. Eine detaillierte Aufstellung der Kostenzusammensetzung für den Batteriewechsel ist in Tabelle 20 im Anhang zu finden.

Als letzten Kostenpunkt in der TCO wird das Recycling berücksichtigt. In den Recyclingkosten wird der Restwert der in den Antriebssträngen verwendeten Werkstoffe ermittelt und dieser als Kostenrückerstattung oder -einsparung betrachtet. Daraus folgend fließen die Recyclingkosten, wie bei der *BMDV*-Förderung auch, als negative Kosten in die TCO ein.

**Tabelle 9:** Kosteneinsparung durch Recycling von Zugmaschinen mit Verbrennungsmotoren

Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr	2022	2030
Materialkostenanteil an Anschaffungskosten des Verbrennungsmotors [%]*	35	
Recyclinganteil des Verbrennungsmotors [%]	95	
Kosteneinsparung durch Recycling der Zugmaschine mit H <sub>2</sub> -Motor [€/kW]	-95	-95
Kosteneinsparung durch Recycling der dieselbetriebenen Zugmaschine [€/kW]	-95	-106,4

\* nach [118]

Die Materialkosten des verbrennungsmotorischen Antriebsstrangs machen rund 35 % [118] der Anschaffungskosten aus. Unter der Annahme einer Recyclingquote von 95 %, kommt es zu einer Kosteneinsparung von 95 €/kW für das Nutzfahrzeug mit Dieselmotor. Dieses Kostenersparnis wird auch für das wasserstoffmotorische Nutzfahrzeug angesetzt. Eine Orientierung beim Recycling an den im Jahr 2022 hohen Anschaffungskosten des Wasserstoffmotors, die auf die Kleinserienfertigung zurückzuführen sind, führt zu einer unverhältnismäßig hohen Kostenersparnis. Dieser hohe Restwert ist nach 30 Jahren (Lebensdauerende) in dieser Größenordnung nicht zu erwarten. Dementsprechend wird die Kosteneinsparung des Dieselmotors angenommen. Für den zweiten Bilanzierungsraum bleibt die Kosteneinsparung beim Wasserstoffmotor konstant, da die Anschaffungskosten auf das Kostenniveau des Dieselmotors aus 2022 fallen. Beim Dieselmotor kommt es, aufgrund des Kostenanstiegs in der Anschaffung bedingt durch den höheren technischen Aufwand für die Abgasnachbehandlung, im zweiten Bilanzierungszeitraum zu einer höheren Kosteneinsparung von rund 106 €/kW (Tabelle 9).

**Tabelle 10:** Kosteneinsparung durch Recycling von Zugmaschinen mit elektrischen Antriebsmotoren

Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr	2022	2030
Materialkostenanteil der Anschaffungskosten des Elektroantriebs [%]*	70	
Herstellungskosten elektrischer Antriebsstrang [€/kW]**	82	
Recyclinganteil des Elektroantriebs [%]	95	
Kosteneinsparung durch Recycling des Elektroantriebs der Zugmaschine [€/kW]	-54,53	

\* nach [119]

\*\* nach [104]

Beim batterieelektrischen Nutzfahrzeug werden zunächst die Kosteneinsparung durch das Recycling der elektrischen Antriebsmotoren ermittelt. Dies zeigt Tabelle 10. Da die zukünftige Kostenentwicklung elektrischer Antriebsmotoren sehr unsicher abzuschätzen ist, wird in erster Näherung für beide Bilanzierungszeiträume von der gleichen Kosteneinsparung ausgegangen. Beim elektrischen Antrieb wird von einem Materialkostenanteil an den gesamten Anschaffungskosten von 70 % [119] ausgegangen. Weiter ist, wie beim Verbrennungsmotor auch, ein Recyclinganteil von 95 % in der Berechnung angesetzt worden. Basierend darauf ergibt sich für das Recyceln der elektrischen Antriebsmotoren eine Kostenersparnis von ca. 55 €/kW.

**Tabelle 11:** Recyclinganteile der Materialien und Kosteneinsparung durch das Recycling des Batteriespeichers der Zugmaschine mit elektrischem Antriebsstrang (Prozentangaben nach [120])

Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr	2022	2030
Recyclinganteil Kathodenmaterial [%]	21	28
Recyclinganteil Anodenmaterial [%]	0	19
Recyclinganteil Elektrolytmaterial [%]	0	16
Recyclinganteil Gehäusematerial [%]	11	11
Recyclinganteil Separator-Material [%]	0	4
Recyclinganteil sonstiges Material [%]	18	18
<b>Kosteneinsparung durch Recycling des Batteriespeichers [€/kW]</b>	<b>-97,26</b>	<b>-105,64</b>

Neben dem Recycling der elektrischen Antriebsmotoren weist das Recycling des Batteriespeichers ein hohes Kosteneinsparungspotential auf, da einige sehr kostenintensive Rohstoffe bzw. Materialien bei der Herstellung von modernen Batteriespeichern eingesetzt werden. Rund 72 % [120] der Anschaffungskosten eines Batteriespeichers sind auf die Materialkosten zurückzuführen. In Tabelle 21 im Anhang ist die prozentuale Kostenverteilung der einzelnen

Bauelemente (Kathode, Anode, Elektrolyt, etc.) an den gesamten Materialkosten des Batteriespeichers aufgelistet. Zusätzlich zeigt die Tabelle 11 die möglichen Recyclingquoten dieser Bauelemente im aktuellen Bilanzierungszeitraum ab 2022 und für den zukünftigen Bilanzierungszeitraum ab 2030. Unter Einbeziehung dieser Recyclingquoten wird eine Kosteneinsparungen von aktuell ca. 97 €/kW und zukünftig von ca. 106 €/kW ermittelt.

Nach Betrachtung aller Kostenpunkte, Kosteneinsparungen und Förderungen in der TCO (siehe Abbildung 20) weist der batterieelektrische Nutzfahrzeugantrieb bei Erstzulassung 2022, in einem Lebenszyklus von einer Millionen Fahrkilometer mit 1.907 €/kW, die niedrigsten Gesamtkosten aller betrachteten Antriebstechnologien auf. Nach Wegfall der *BMDV*-Förderung sowie unter der Voraussetzung einer Motorfertigung in Großserie, ist der Nutzfahrzeugbetrieb mit Wasserstoffverbrennungsmotor im zweiten Bilanzierungszeitraum (Erstzulassung im Jahr 2030) die kostengünstigste Antriebsvariante.

### 5.3 Bewertung alternativer Nutzfahrzeugantriebe

Nach Bewertung aller betrachteten Antriebskonzepte erscheint der Wasserstoffverbrennungsmotor als geeignetste Lösung für den zukünftigen Nutzfahrzeugbetrieb. Dieser ist unter Verwendung etablierter Technik zur Abgasnachbehandlung lokal vollständig emissionsfrei. Es treten, wie im BP1 in Abschnitt 5.1, über weite Bereiche des Betriebskennfelds keinerlei Stickoxidemissionen auf. Eine latente Gefahr hoher NO<sub>x</sub>-Emissionen im transienten Betrieb, gerade bei hohen dynamischen Fahranteilen, kann dennoch nicht ausgeschlossen werden. Entsprechend ist im Abgasstrang ein DeNO<sub>x</sub>-Katalysatorsystem zur Stickoxidreduzierung zu integrieren. Auch die auf die Lebensdauer eines Nutzfahrzeugs bilanzierten THG-Emissionen sind zukünftig, unter der Voraussetzung einer Wasserstoffherstellung aus regenerativ erzeugten Energiequellen, extrem niedrig. Ebenso fällt die zu erwartende Nutzlastreduzierung im Vergleich zum batterieelektrischen Betrieb moderat aus. Bei der Umstellung vom Dieselmotor auf einen Wasserstoffmotor, steigt bei konstanter Reichweite des Nutzfahrzeugs die Masse des notwendigen Energiespeichers inklusive Energieträger um Faktor 4,5 (vgl. mit Kap. 5.2.2). Beim Vergleich des Dieselbetriebs mit einem batterieelektrischen Betrieb steigt der Faktor auf dem Wert 22,8 (vgl. mit Kap. 5.2.2).

Angesichts der hohen THG-Emissionen, die aktuell bei der Herstellung moderner Batteriespeichersysteme anfallen, erscheint ebenso aus Sicht der angestrebten Treibhausgasemissionsreduzierung im Verkehrssektor, eine Substitution eines Dieselantriebs durch einen batterieelektrischen Antrieb als nicht zielführend. Diese hohen Emissionen können nicht mehr durch die niedrigeren THG-Emissionen bei der Nutzung des BEV kompensiert werden. Auch in naher Zukunft (2030) sind die THG-Emissionen dieselmotorischer Nutzfahrzeuge im Vergleich zu H<sub>2</sub>DI- und BEV-Betrieb am geringsten. Für eine wirkungsvolle Reduzierung der THG-Emissionen im Nutzfahrzeugbereich bietet sich, unter der Voraussetzung, dass ausschließlich grüner Wasserstoff als Energieträger verwendet wird, der H<sub>2</sub>-Motor als sinnvollste Alternative zum Dieselmotor an (siehe Abbildung 18). Auch bei der ausschließlichen Verwendung rein regenerativ erzeugter elektrischer Energie ist der Antrieb mit Wasserstoffmotor dem batterieelektrischen Antrieb hinsichtlich geringer THG-Emissionen überlegen.

Bei Betrachtung des gegenwärtigen Kostenvorteils des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs, der in der TCO festgestellt wurde, ist festzustellen, dass dieser lediglich auf die Elektromobilität fokussierte politische Förderung zurückzuführen ist. Die über die Lebensdauer niedrigen Gesamtkosten des elektrifizierten Nutzfahrzeugs sind ohne das umfangreiche deutsche Förderprogramm nicht zu erzielen. Die Eckpunkte dieses Förderprogramm, die ausführlich im vorangegangenen Abschnitt 5.2.3 beleuchtet wurden, sind nachfolgend zusammengefasst aufgeführt:

- *BMDV*-Förderung (bis zu 80 % der Investitionsmehrausgaben gegenüber einem Nutzfahrzeug mit Dieselmotor werden vom deutschen Staat übernommen)
- Teilweise Befreiung der Kraftfahrzeugsteuer
- Vollständige Befreiung der Straßennutzungsgebühr

Der Einfluss dieser Maßnahmen auf die Gesamtkosten des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs kommt vor allem im zweiten Bilanzierungszeitraum im Jahr 2030 zum Tragen. Zu Beginn des zweiten Bilanzierungsraums ist die *BMDV*-Förderung bereits eingestellt worden. Mit Wegfall der *BMDV*-Förderung ist der Kostenvorteil des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs dahin. So gesehen ist der rein batterieelektrische Antrieb (ohne Oberleitung) für schwere Nutzfahrzeuge nicht praktikabel. Damit steht mit dem Wasserstoffverbrennungsmotor eine technisch schnell umsetzbare sowie ökonomisch sinnvolle Alternative für den Antrieb schwerer Nutzfahrzeuge zur Verfügung. Mit diesem kann schnell und effektiv eine große Menge an THG-Emissionen im Verkehrssektor vermieden werden.

Neben der mobilen Anwendung bietet sich der Wasserstoffverbrennungsmotor auch für stationäre Anwendungen an. Eingebettet als zentrales Element in ein System mit Wasserstoffelektrolyseur, Anschluss an das Hochspannungsnetz und Wasserstoffspeicher, können so Überschüsse an elektrischer Energie aus erneuerbaren Energiequellen zwischengespeichert und bei Bedarf rückverstromt werden. Damit kann ein solch geartetes System bei flächendeckender Anwendung einen Beitrag zur Stromnetzstabilisierung in Deutschland leisten. Bei gleichzeitiger Abwärmenutzung für den Gebäudeheizbedarf (Sektorenkopplung), kann der Wasserstoffmotor gleichzeitig als Blockheizkraftwerk betrieben werden. Grundlage für dieses Anwendungsgebiet ist ein Motor mit hoher Effizienz und emissionsfreiem Betrieb. Der sogenannte Wasserstoffkreislaufmotor weist alle benötigten Merkmale für dieses Anwendungsgebiet auf. Dieser Motorprozess weist einen für eine Energiewandlungsmaschine extrem hohen Wirkungsgrad auf. Des Weiteren werden während des Motorbetriebs keinerlei klimaschädlichen oder andere gesetzlich limitierte Abgase emittiert. Lediglich flüssiges Wasser muss dem Motorsystem entzogen werden. Im nachfolgenden Abschnitt 6 erfolgt eine detaillierte Analyse der Thermodynamik des Motorkonzepts sowie eine Machbarkeitsstudie zur Umsetzung des Wasserstoffkreislaufmotors.

## 6 Ganzheitliche Bewertung von H<sub>2</sub>-Motorenkonzepten für stationäre Anwendungen

Der Wasserstoffkreislaufmotor soll primär als Kernstück eines stationären Systems zur chemischen Speicherung von überschüssiger, regenerativ erzeugter, elektrischer Energie dienen. Dieses Motorkonzept weist einen sehr hohen Wirkungsgrad (bis zu 55 % [121, 122]) auf. Gleichzeitig ist diese Art von Verbrennungsmotor vollkommen emissionsfrei aufgrund des Einsatzes von Wasserstoff als Kraftstoff und reinem Sauerstoff als Oxidator [121 – 125]. Dieses Motorkonzept wurde u.a. im FVV-Forschungsprojekts *Potential analysis of a hydrogen CI engine within a closed working gas circuit* (siehe [123]) untersucht. Dieses Projekt wurde auf Grundlage der Untersuchungen von Cech, Ehrler et al. [121] durchgeführt. Wesentliche Untersuchungsergebnisse sind im nachfolgenden Kapitel dargestellt. Des Weiteren wurden Teile der Projektergebnisse in den Publikationen [123 – 125] veröffentlicht.

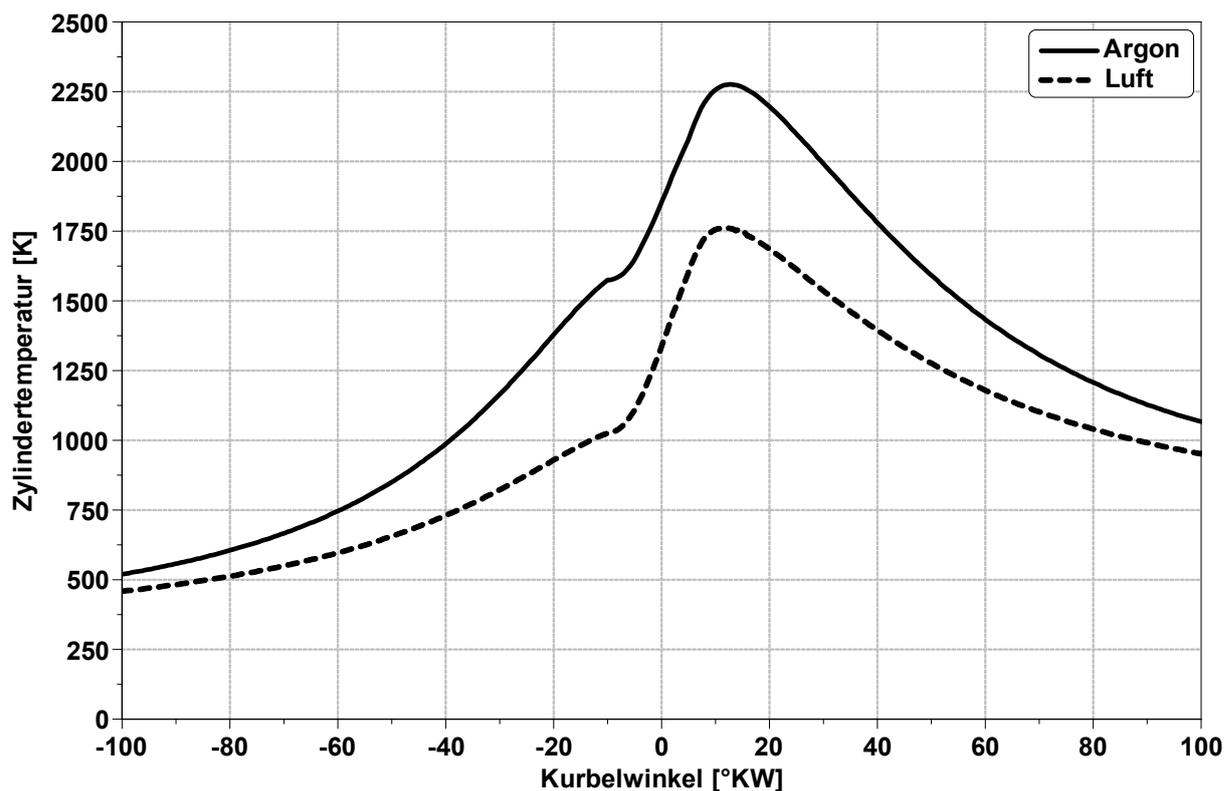
Während des Prüfstandbetriebs des Wasserstoffkreislaufmotors (siehe [121, 122]) haben sich einige Problemstellungen herauskristallisiert, die für einen zuverlässigen und wirtschaftlichen Motorbetrieb gelöst werden müssen. Prinzipbedingt wird zunächst ein sogenanntes Trägergas benötigt, das mit Sauerstoff angereichert wird. In den durchgeführten Messreihen in [121] wurde als Trägergas das Edelgas Argon verwendet. Als Alternative Edelgase können Helium und Neon in Betracht gezogen werden. In einer Trägergasvariation werden Argon, Helium und Neon hinsichtlich ihres Einflusses auf die Motoreffizienz, als auch auf die motorische Belastung untersucht. Eine weitere Herausforderung, die beim Kreislaufverbrennungsmotor aufgrund seines Aufbaus als geschlossener Kreislauf auftritt, ist die Anreicherung von kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen, die aus der Schmierölverbrennung resultieren. Diese Emissionen werden prädiktiv berechnet. Auf Grundlage dieser Berechnung wird ein Grenzwert festgelegt. Dieser Grenzwert legt die Spülfrequenz des Trägergases im Kreislaufsystem fest, also wie oft das Trägergas im Kreislaufsystem, unter der Annahme einer realistischen Betriebsdauer, ausgetauscht werden muss um signifikante negative Auswirkungen auf den motorischen Wirkungsgrad und einen Leistungsverlust zu vermeiden. Als weiteres Problem hat sich in den Voruntersuchungen die Leistungsdichte des Aggregats herausgestellt. Aufgrund der limitierten Durchflussrate des zur Verfügung gestandenen Injektors konnten in den Messreihen lediglich sehr geringe H<sub>2</sub>-Einblasmengen realisiert werden. Dies führt zu einem sehr effizienten Motorbetrieb mit hohem Wirkungsgrad aufgrund des daraus resultierenden sehr mageren Kraftstoff-Sauerstoff-Gemischs. Nachteilig bei dieser Auslegung sind die sehr geringen erreichbaren Mitteldrücke. Hinsichtlich einer hohen Wirtschaftlichkeit des Motorkonzepts ist aber ebenso eine hohe Leistungsdichte essentiell. Dementsprechend werden Strategien und Möglichkeiten zur Steigerung der Leistungsdichte entwickelt, um sich dieser Problematik anzunehmen. Teile



Das Ansaugsystem und das Abgassystem sind direkt miteinander verbunden. Ein Trägergas wird hierbei während des Betriebs im Kreis geführt. Dieses Trägergas ist ein Inertgas und nimmt dementsprechend nicht an der Verbrennung teil. Die Funktion dieses Gases ist, dem in der Umgebungsluft enthaltenen Stickstoff zu ersetzen. Dem Trägergas wird vor dem Brennraum in einem Gasmischer Sauerstoff beigemischt. Dabei entspricht die Sauerstoffkonzentration im Trägergas, der Sauerstoffkonzentration in der Luft (21 Vol.-% bzw. 23 Gew.-%). Als Folge der Substitution der Umgebungsluft durch das inerte Trägergas, können Stickoxidemissionen bei der Verbrennung komplett vermieden werden. Der Wasserstoff wird bei diesem Motorkonzept direkt in den Brennraum eingeblasen. Die Zündeinleitung des Wasserstoff-Sauerstoff-Gemischs erfolgt durch eine Kompressionszündung. Aufgrund der Kompressionszündung öffnet der H<sub>2</sub>DI-Injektor erst kurz vor dem oberen Totpunkt und bläst den Wasserstoff bis kurz nach dem oberen Totpunkt ein.

Der Einsatz eines Trägergases ist essentiell für den Betrieb eines Wasserstoffkreislaufmotors. Aufgrund dessen Wärmekapazität wird die Spitzentemperatur und damit die thermische Belastung des Motoraggregats signifikant reduziert. Ohne die Anwesenheit des Trägergases während der Verbrennung des Wasserstoff-Sauerstoff-Gemischs würde eine unkontrollierte, stark exotherme Knallgasreaktion im Brennraum ablaufen. Dies würde die Dauerhaltbarkeit des Motors extrem reduzieren und diesen gegebenenfalls nach wenigen Arbeitszyklen zerstören.

Wie in Abschnitt 2.1 beschrieben, gestaltet sich die Kompressionszündung von Wasserstoff in einem Verbrennungsmotor als technisch schwierig. Infolge der Nutzung eines Edelgases als Trägergas im Brennraum, werden die Selbstzündungseigenschaften von Wasserstoff positiv beeinflusst. Dazu ist in Abbildung 23 die Temperaturentwicklung im Brennraum bei einer Wasserstoffverbrennung in Luft und einer Wasserstoff-Sauerstoff-Verbrennung in Edelgasatmosphäre (Argon) bei sonst gleichen Randbedingungen gegenübergestellt.



**Abbildung 23:** Temperaturentwicklung eines luftansaugenden und eines Argon-ansaugenden Wasserstoffverbrennungsmotors bei gleichen Randbedingungen

Der Temperaturanstieg im Brennraum in der Kompressionsphase ist in einer Argonatmosphäre wesentlich höher als in Luft. Entsprechend wird die Selbstzündtemperatur von Wasserstoff in Argon wesentlich früher erreicht als in Luft, sodass eine kontrollierte H<sub>2</sub>-Selbstzündung ohne zusätzliche Maßnahmen, wie beispielsweise eine Ansaugluftvorheizung o.ä. (vgl. mit Abschnitt 2.1), umgesetzt werden kann.

Die hierbei entstehenden Verbrennungsprodukte sind dabei Wasserdampf und Sauerstoff, der nicht während der Verbrennung verbraucht wird. Der entstehende Wasserdampf wird in einem nachgeschalteten Wärmetauscher heruntergekühlt und kondensiert zu flüssigem Wasser. Die Wärmeübertragung, des am Prüfstand verwendeten Wärmetauschers, erfolgt nach dem Gegenstromprinzip. Das Wasser wird anschließend in einem Wasserabscheider dem Kreislauf entzogen. Daraufhin wird das Trägergas und der Sauerstoff erneut dem Brennraum zugeführt. Das Kreislaufsystem wird über ein Druckregelventil überwacht. Bei einem Argonverlust infolge einer Leckage, der sich über einen Druckabfall im System bemerkbar macht, wird dem Kreislauf die fehlende Gasmasse aus einem Argon-Reservoir hinzugefügt.

Das Edelgas als Trägergas führt aufgrund seiner hohen Wärmekapazität zu einem dauerhaft thermisch stabilen Motorbetrieb. Ebenso werden durch das Edelgas die Selbstzündungseigenschaften des Wasserstoff-Sauerstoff-Gemischs verbessert. Darüber hinaus weist Argon aufgrund des deutlichen höheren Isentropenexponents ( $\kappa_{\text{Argon}} = 1,67$ ) im Vergleich zu reiner

Luft ( $\kappa_{\text{Luft}} = 1,4$ ) einen weiteren Vorteil auf. [126] Bedingt durch den höheren Isentropenexponenten und die damit verbundenen, wirkungsgradgünstigeren Stoffeigenschaften, lässt sich durch die Nutzung von Argon als Trägergas, der thermische Wirkungsgrad nach Gleichung (32) signifikant steigern. Dementsprechend ist eine Steigerung des effektiven Wirkungsgrads des Motors durch den Einsatz des Trägergas Argon zu erwarten. [45, 46, 126]

Bei dem Forschungsmotor handelt es sich um einen auf Wasserstoffbetrieb umgerüsteten Einzylinder-Dieselmotor. Die elementaren geometrischen Motordaten des Forschungsmotors zeigt Tabelle 12.

**Tabelle 12:** Motordaten des Wasserstoffkreislaufforschungsmotors

	<b>H<sub>2</sub>-Kreislaufmotor</b>
Kolbenhub	145 mm
Zylinderbohrung	128 mm
Hubvolumen	1866 cm <sup>3</sup>
Zylinderzahl	1
Verdichtungsverhältnis	15,5:1
Kraftstoffeinbringung	H <sub>2</sub> DI
Zündung	Kompressionszündung
Verwendetes Trägergas	Argon

Infolge der Motorumrüstung vom Diesel- auf den Wasserstoffkreislaufbetrieb sank die Motorleistung erheblich. Zum Zeitpunkt der Prüfstanduntersuchungen war ein kommerziell verfügbarer H<sub>2</sub>-Hochdruckinjektor, der in der Lage wäre, die erforderliche Wasserstoffmasse in ausreichend kurzer Zeit in den Brennraum einzublasen, nicht erhältlich. Aufgrund der Größe des Zylinders war es jedoch möglich, eine weitere Bohrung für einen zweiten H<sub>2</sub>-Injektor in den Motor zu integrieren. Damit konnte die nun in den Brennraum über zwei Injektoren eingebrachte Wasserstoffmasse wesentlich erhöht werden. Durch die Integration des zweiten H<sub>2</sub>DI-Injektors konnte die maximal im Prüfstandbetrieb umsetzbare Motorleistung auf 8 kW gesteigert werden. Im Vergleich zur ursprünglichen Zylinderleistung von 40 kW im Dieselbetrieb kommt es, aufgrund der Motoranpassungen auf den Wasserstoffbetrieb, zu einem Leistungsverlust von 80 %. Diese Leistungsreduktion ist dem limitierten, maximal erreichbaren Wasserstoffmassenstrom über die Injektoren geschuldet. In Verbindung mit der äußerst geringen Dichte von Wasserstoff war lediglich ein sehr mageres Wasserstoff-Sauerstoff-Gemisch mit einer relativ geringen Wasserstoffmasse im Brennraum zu realisieren.

Zudem wurden für den Wasserstoffbetrieb zusätzliche Sicherheitsvorrichtungen am Prüfstand umgesetzt. Neben einer Gaswarnanlage wurden zusätzliche Glühkerzen im Abgaskrümmen installiert. Diese sollen unverbrannten Wasserstoff im Abgas nach der Verbrennung kontrolliert entzünden. So kann eine unkontrollierte Wasserstoffverbrennung, die beispielsweise Rohrverbindungen und den Wärmetauscher schädigen kann, im geschlossenen Kreislauf verhindert werden. Der Aufbau und die Durchführung der Messreihen, die für die Validierung der Simulationsergebnisse genutzt wurden, wurden von der *WTZ Roßlau gGmbH* bereitgestellt. Entsprechend wird der Prüfstandsaufbau im Detail sowie die Durchführung der Prüfstandmessungen nicht näher erläutert. Für den Prüfstandbetrieb wurde der Sauerstoffanteil im Trägergas auf 23 Gew.-% (analog zum O<sub>2</sub>-Anteil in der Umgebungsluft) festgesetzt. Der Sauerstoff wird, wie in Abbildung 22 illustriert, über eine Saugrohrreinblasung in den Kreislauf eingebracht. Für die Gemischbildung von Sauerstoff mit dem Trägergas wird ein Venturi-Gasmischer verwendet um ein homogenes Trägergas-Sauerstoff-Gemisch in der zur Verfügung stehenden Zeit zu realisieren.

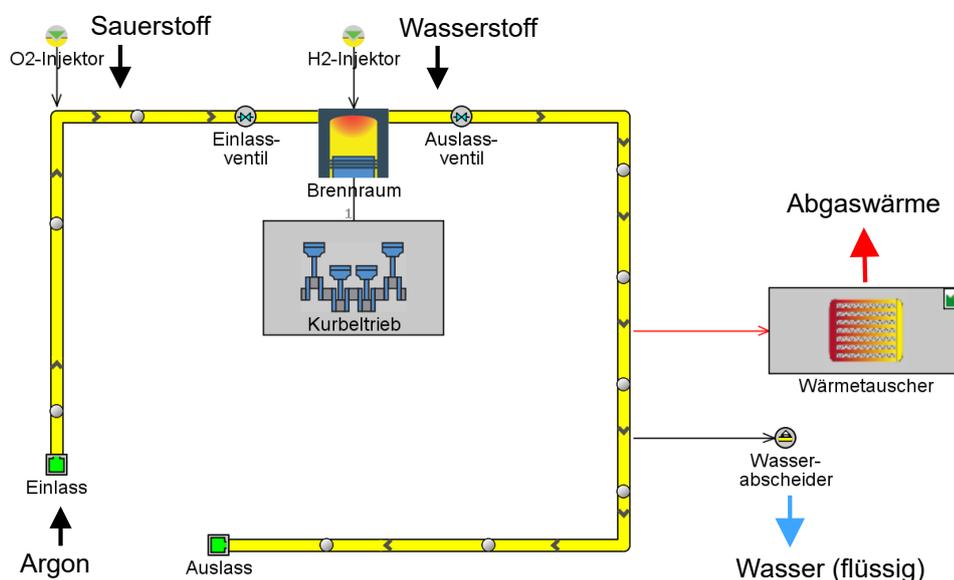
**Tabelle 13:** Untersuchte Betriebspunkte aus den Prüfstandmessungen am Kreislaufmotor

Betriebspunkt	BP1	BP2	BP3
Drehzahl [min <sup>-1</sup> ]	1000	1000	1000
Indizierter Mitteldruck [bar]	5,1	5	5,8
Oxidationsverhältnis [-]	3,1	3,2	2,7
Einblasbeginn [°KW v. ZOT]	10	11	5
Indizierter Wirkungsgrad [%]	53	55	48

Aus der durchgeführten Messreihe wurden drei Betriebspunkte gewählt, die in Tabelle 13 aufgeführt sind. Die Betriebspunkte wurden bei der gleichen Motordrehzahl aufgenommen. Der indizierte Mitteldruck variiert zwischen 5 und 5,8 bar. Diese Variation ergibt sich aus dem jeweiligen Einblaszeitpunkt und dem vorliegenden Oxidationsverhältnis. Das Oxidationsverhältnis wird im gesamten Abschnitt 6 als Äquivalent zum Verbrennungsluftverhältnis betrachtet und ist ebenso definiert (nach Definition in [127]). Entsprechend wird das identische Formelzeichen  $\lambda$  für das Oxidationsverhältnis genutzt. Unter der Voraussetzung der gleichen Sauerstoffkonzentration im Trägergas wie in der Umgebungsluft, ist diese Annahme zulässig. Die Betriebspunkte bilden die Grundlage für die im nachfolgenden Abschnitt 6.2 durchgeführte Modellierung und Validierung des eindimensionalen Simulationsmodells.

## 6.2 Modellierung und Validierung der 1D Simulation

Die 1D Simulation des H<sub>2</sub>-Kreislaufmotors erfolgte in der in Abschnitt 3.1 beschriebenen Simulationsumgebung von *GT-Suite*<sup>®</sup>. Das erstellte Motormodell des Wasserstoffkreislaufmotors zeigt die Abbildung 24. Bei der Modellierung wurde eine Segmentgröße bzw. eine Diskretisierungslänge bei den Komponenten im Ansaug- und Abgasstrang zwischen 50 bis 250 mm gewählt. Die Simulationsergebnisse wurden mit einer Zeitschrittauflösung von 1 °KW ermittelt. Aufgrund der zum Zeitpunkt der Modellierung nicht zur Verfügung stehenden Messdaten zur Motorreibung in den Betriebspunkten, wird sich in den Ergebnissen auf indizierte Werte für den Mitteldruck und den Wirkungsgrad beschränkt. Die Lastregelung erfolgt über die eingeblasene Wasserstoffmasse, sowie die im Brennraum gefangene Sauerstoffmasse. Es wird dementsprechend eine Qualitätsregelung zur Betriebspunkteinstellung genutzt.



**Abbildung 24:** Simulationsmodell des H<sub>2</sub>-Kreislaufmotors in *GT-Power*<sup>®</sup> [123]

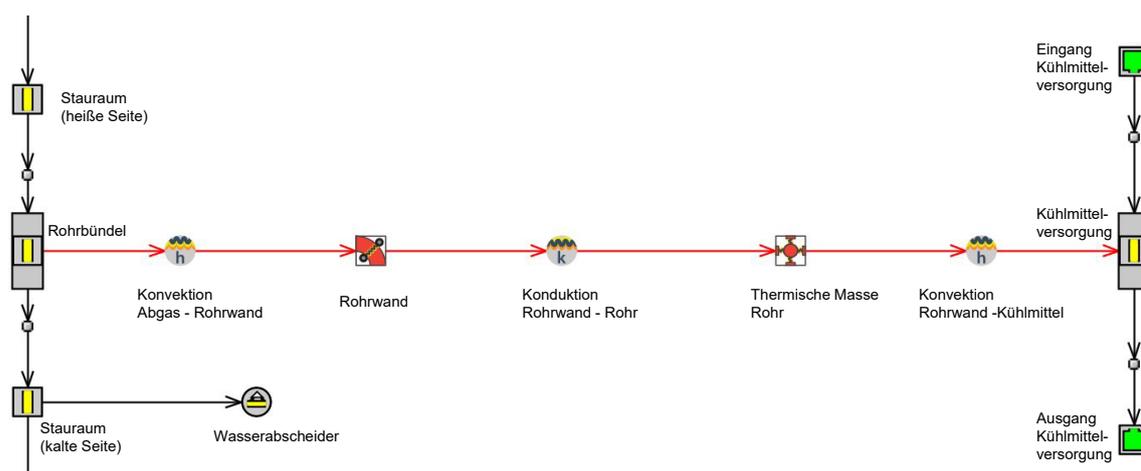
Zur simulativen Abbildung der Diffusionsverbrennung des Wasserstoff-Sauerstoff-Gemischs in Argonatmosphäre wurde der *DI-Pulse* Ansatz verwendet, der im Abschnitt 3.3.2 beschrieben wurde. Die genaue Abbildung des Einblasprofils (Pulsanzahl und Pulsdauer) ist bei diesem Modellierungsansatz essentiell, da dieses entscheidend für die Rechengenauigkeit ist. Entsprechend ist in der Validierung von Druck- und Brennverlauf (siehe Abb. Abbildung 26) das Einblasprofil des Wasserstoffes Teil der Analyse. In Tabelle 14 sind die verwendeten Parameter für die Verbrennungsmodellierung aufgelistet. Diese Werte wurden infolge einer Parameterstudie zur Nachbildung des Druck- und Brennverlaufs ermittelt und stellen den besten Kompromiss der drei Betriebspunkten dar.

**Tabelle 14:** Parameter zur Definition des *DI-Pulse* Ansatz zur Verbrennungsmodellierung

Parameter	Wert
Entrainment Rate Multiplier	0,86
Ignition Delay Multiplier	0,1
Premixed Combustion Rate Multiplier	0,1
Diffusion Combustion Rate Multiplier	0,88

Die Wahl eines geeigneten Modells zur Beschreibung des Wandwärmeeübergangs bei einer Wasserstoff-Sauerstoff-Verbrennung in einer Edelgasatmosphäre, hat sich als problematisch herausgestellt. Für diesen Anwendungsfall existiert in der Literatur kein geeignetes Wandwärmemodell. Entsprechend wird ebenso der für die Wasserstoffverbrennung in Luft geeignete *Woschnil/Huber*-Ansatz (siehe Abschnitt 3.1) zur Beschreibung des Wandwärmeeübergangs verwendet. Aufgrund der hier sich zur Umgebungsluft unterscheidenden Argonatmosphäre, in der die Wasserstoffverbrennung stattfindet, ist der Wandwärmeeübergang in der Bewertung der Simulationsergebnisse kritisch zu hinterfragen.

Die simulative Abbildung des Wärmeübergangs in dem Rohrbündel des Wärmetauschers, erfolgt nicht wie beim Motormodell mittels des *Woschnil/Huber*-Ansatzes. Vielmehr wird die Abkühlung des Abgases infolge des Wärmeübergangs des Abgasmassenstroms auf das Kühlmittel im Wärmetauscher direkt modelliert. Dies zeigt Abbildung 25.

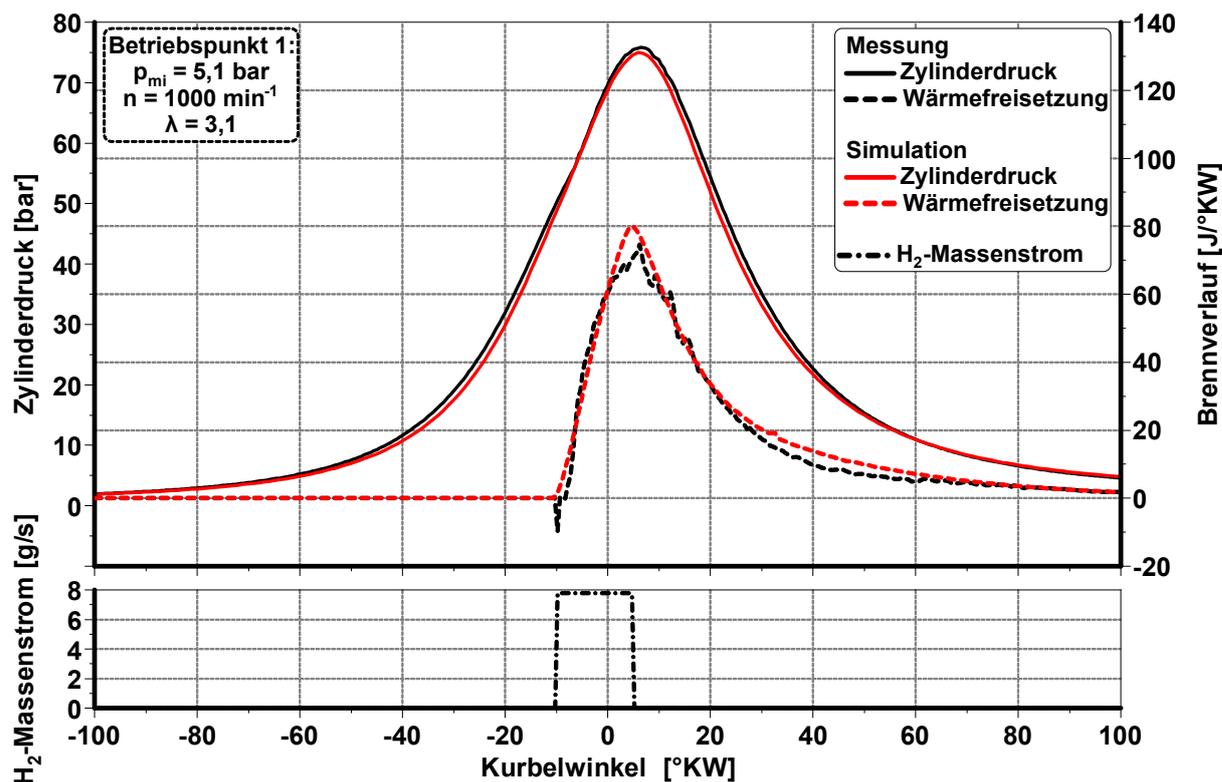
**Abbildung 25:** Modellierung der Wärmeübertragung vom Abgasmassenstrom auf das Kühlmittel im Wärmetauscher in *GT-Power*<sup>®</sup>

Zur Modellierung der Wärmeübertragung im Wärmetauscher werden die jeweiligen Wärmeübertragungsmechanismen vom Abgasmassenstrom über das Rohrbündel auf das Kühlmittel

separat betrachtet. Dabei erfolgt zunächst die konvektive Wärmeübertragung vom Abgasmassenstrom auf die Rohrwand. Die Rohrwand wird durch dessen Wandstärke, thermische Materialeigenschaften (Wärmekapazität, Emissionsvermögen, etc.) und Anfangstemperatur parametrisiert. Anschließend erfolgt die Wärmeleitung auf die thermische Masse des Rohrs. Diese thermische Masse beschreibt, als nulldimensionale Punktmasse, die thermische Materialeigenschaften des Rohrs. Durch die Parameter Rohrmasse, Rohrquerschnittsfläche und Emissionsvermögen werden die thermischen Eigenschaften des Rohrs, die zur Beschreibung des Wärmeübergangs wesentlich sind, charakterisiert. Die thermischen Eigenschaften der thermischen Masse und der Rohrwand sind identisch, da sich die Rohraußenwand im Hinblick auf den Wärmeübergang nicht vom Rohrinnenmaterial unterscheidet. Bei einer beschichteten Rohroberfläche wäre dies nicht der Fall und die thermischen Materialeigenschaften von Rohrwand und thermischer Masse müssten individuell parametrisiert werden. Von der thermischen Masse des Rohrs erfolgt der konvektive Wärmeübergang auf das Kühlmittel, welches das Rohr umströmt.

Die Koeffizienten des konvektiven und konduktiven Wärmeübergangs werden auf Basis der aus den Prüfstandmessungen bekannten Kühlmitteltemperatur von 97,9 °C ermittelt. So werden die Koeffizienten entsprechend parametrisiert, bis die mittlere Strömungstemperatur des Kühlmittels der gemessenen Temperatur entspricht. Da die Betriebspunkte 1 bis 3 ähnliche Werte im indizierten Mitteldruck aufweisen (die Betriebspunkte unterscheiden sich im indizierten Mitteldruck lediglich um ein  $\Delta p_{mi} = 0,8$  bar) und dementsprechend die Brennraumtemperatur ebenso vergleichbar ist, wird näherungsweise die mittlere Kühlmitteltemperatur bei allen Betriebspunkten als konstant angenommen.

Infolge der Abkühlung durch den Wärmetauscher wird das im Abgasmassenstrom kondensierende Wasser im Wasserabscheider abgeführt. Die Länge eines einzelnen Rohres, sowie die Rohranzahl des Rohrbündels, sind Teil der strömungsmechanischen Beschreibung des Wärmetauschers. Die Sammelbehälter vor und nach dem Rohrbündelpaket werden ebenso einzeln modelliert.



**Abbildung 26:** Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation, sowie H<sub>2</sub>-Einblasung im Betriebspunkt 1 des Wasserstoffkreislaufmotors

Zum Zweck der Validierung des Simulationsmodells wurden die gemessene Druck- und Brennverläufe der Betriebspunkte 1 bis 3 mit den simulierten Verläufen verglichen. Exemplarisch zeigt Abbildung 26 die Ergebnisse der Validierung für den Betriebspunkt 1. Die Betriebspunkte 2 und 3 sind im Anhang zu finden. Die grafische Darstellung der gemessenen und simulierten Druck- und Brennverläufe erfolgt analog zur Darstellung der Validierungsergebnisse in Abbildung 16. Zusätzlich ist in der Abbildung 26 der zeitliche Verlauf der Wasserstoffeinblasung als Strichpunktlinie unter dem Druck- und Brennverlauf dargestellt, da dies für ein Selbstzündungsverfahren von besonderer Relevanz ist.

Mit Blick auf Abbildung 26 stimmen sowohl Druck-, als auch Brennverlauf der Simulation gut mit den Messergebnissen überein. Besonders im Druckverlauf ist eine hohe Übereinstimmung zu erkennen. Hier liegt der berechnete und gemessene Druckverlauf im betrachteten Zeitausschnitt nahezu vollständig übereinander. Beim Brennverlauf weist der BP1 eine besondere Charakteristik zum Einblasbeginn auf. Zum Start der Wasserstoffeinblasung ist ein negativer Ausschlag in der Wärmefreisetzung zu beobachten. Dieser resultiert vermutlich aus der Definition des positiven Drucks bei der Druckverlaufsanalyse. Das Vorzeichen ist in Richtung des Brennraumdaches als positiv definiert worden. In der weiteren Entwicklung des Brennverlaufes kommt es teilweise zu einem stark abweichenden Verlauf zwischen Messung und Simulation. Im Bereich des Verbrennungsschwerpunkts liegt der berechnete Brennverlauf über dem Messergebnis. Entsprechend kommt es hier zu einer Überschätzung der Wärmefreisetzung.

Analog zum *SI-Turb*-Ansatz, der in Abschnitt 5.1 zur Modellierung verwendet wurde und ebenfalls ein prädiktiven Ansatz darstellt, ergeben sich die beschriebenen Abweichungen im Druck- und Brennverlauf zwangsläufig aus dem gewählten Modellierungsansatz. Dennoch fallen diese Abweichungen im Druck- und Brennverlauf, ganzheitlich betrachtet, relativ gering aus. Die gewählten *DI-Pulse*-Parameter nach Tabelle 14 stellen einen guten Kompromiss hinsichtlich der Übereinstimmung von Druck- und Brennverlauf dar und bieten, eine, für die anschließende Analyse des Kreislaufmotors ausreichend hohe Genauigkeit. Zudem können durch die Wahl eines prädiktiven Modells, Motorbetriebszustände analysiert werden, die signifikant von den Validierungsdaten abweichen. Dieser Vorteil wurde bereits in Abschnitt 3.3.2 beschrieben und soll bei der anschließenden Trägergasvariation (Abschnitt 6.3) zum Tragen kommen.

Da der Betriebspunkt 1 die beste Übereinstimmung beim Druck- und Brennverlauf zwischen Messung und Simulation aufweist, erfolgen die weiteren Untersuchungen in den folgenden Abschnitten auf Basis dieses Betriebspunktes.

### **6.3 Thermodynamische Analyse des Wasserstoffkreislaufmotors**

In den nachfolgenden Unterkapiteln 6.3.1 bis 6.3.3 erfolgt die thermodynamische Analyse des H<sub>2</sub>-Kreislaufmotors. Wie im einleitenden Abschnitt des Kapitels 6 beschrieben, erfolgt nachfolgend die Trägergasvariation der Edelgase Argon, Helium und Neon, sowie die Untersuchung der potentiellen CO<sub>2</sub>-Anreicherung im Kreislaufsystem. Zudem wird sich dem Problem der geringen Leistungsdichte des Motors angenommen und es werden Möglichkeiten zu dessen Steigerung aufgezeigt. Die Ergebnisse des Abschnitts 6.3 fließen in das anschließende Konzept zur Realisierung des Wasserstoffkreislaufmotors ein.

#### **6.3.1 Trägergasvariation – Edelgasvergleich**

Der Einfluss von Argon als Trägergas auf die H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Verbrennung wurde sowohl am Prüfstand, als auch simulativ untersucht. Nun stellt sich die Frage nach alternativen Trägergasen, die vergleichbare oder hinsichtlich der thermodynamischen Prozessführung, günstigere Eigenschaften für den Kreislaufmotorbetrieb aufweisen. Hierbei würden vorzugsweise Edelgase aufgrund ihrer Reaktionsträgheit und ihrem hohen Isentropenexponent zum Einsatz kommen. Aus diesen Überlegungen werden die Edelgase Helium und Neon in die Betrachtung miteinbezogen und diese in einer vergleichenden Analyse mit Argon simulativ untersucht. Einen Überblick der für den Wärmeübergang und für die Temperaturentwicklung relevanten spezifischen Stoffeigenschaften der Edelgase zeigt Tabelle 15.

**Tabelle 15:** Für den Wärmeübergang und die Temperaturentwicklung relevante Stoffeigenschaften der Edelgase Argon, Helium und Neon

	Argon	Helium	Neon
Isentropenexponent [-]	1,67	1,67	1,67
Wärmeleitfähigkeit [W/m·K]	0,0177	0,1513	0,0491
Wärmekapazität [kJ/kg·K]*	0,523	5,193	1,03

\* bei Normaldruck (1013 mbar)

Der Edelgasvergleich fokussiert sich dabei auf den Einfluss der Trägergase auf die mechanische und thermische Belastung des Kreislaufmotors. Dies erfolgt für zwei Szenarien, die nachfolgend beschrieben sind:

- Szenario 1: Trägergasvariation der Edelgase bei konstantem Einlassdruck
- Szenario 2: Trägergasvariation der Edelgase bei konstanter gefangener Masse (Trägergas und Sauerstoff) nachdem das Einlassventil geschlossen ist

Bei der Untersuchung beider Szenarien liegt, wie bereits in Abschnitt 6.2 erläutert, der Betriebspunkt 1 zugrunde. Die dafür eingestellten Parameter wie Motordrehzahl, eingeblasene Wasserstoff- und Sauerstoffmenge etc., bleiben zunächst unverändert.

Für das Szenario 1 wird der Einlassdruck auf einen konstanten Wert von 1,019 bar gesetzt. Dieser Wert entspricht dem gemessenen Einlassdruck des Betriebspunkts 1. Um den indizierten Mitteldruck von 5,1 bar zu erzielen, wird die eingeblasene Wasserstoffmasse pro Arbeitszyklus, die bei einem Einblasbeginn von 10 °KW vor dem ZOT in den Brennraum eingeblasen wird (vgl. mit Tabelle 13), auf 17,5 mg festgesetzt. Die Zusammensetzung des angesaugten Trägergas-Sauerstoff-Gemischs wird auf ein Verhältnis von 77 Gew.-% Trägergas zu 23 Gew.-% Sauerstoff fixiert.

Im Szenario 1 erfolgt die Umstellung der Trägergase von Argon auf Helium und Neon schrittweise. Für diese schrittweise Anpassung wird als Darstellung der Summenbrennverlauf gewählt (Abbildung 27). Diese Darstellung eignet sich besonders gut zur Visualisierung der bei der Variation auftretenden Verbrennungsphänomene. Die Summenbrennverläufe in Abbildung 27 zeigen die in drei separaten Simulationsrechnungen ermittelten Umsatzraten von Argon (durchgezogene Linie), Helium (gestrichelte Linie) und Neon (gepunktete Linie). Im ersten Schritt dieser Analyse wird lediglich das Trägergas Argon in zwei separaten Simulationsrechnungen durch Helium bzw. Neon substituiert. Dabei werden die zuvor beschriebenen Randbedingungen (Einlassdruck, Wasserstoffmasse, Sauerstoffkonzentration, etc.) konstant

gehalten. Die Substitution hat in erster Linie zur Folge, dass aufgrund der geringeren Dichten von Helium und Neon die gefangene Trägergas-Sauerstoff-Masse im Zylinder sinkt. Bei der Umstellung von Argon auf Neon sinkt die gefangene Masse um ca. ein Drittel der Argonmasse. Im Heliumbetrieb sinkt die gefangene Masse im Vergleich zum Argonbetrieb sogar um rund 80 %. Unter der Randbedingung einer konstanten eingeblasenen Wasserstoffmasse zieht dies eine Reduzierung des Oxidationsverhältnisses nach sich. Für den Neonbetrieb bedeutet dies eine moderate Reduzierung von  $\lambda$  auf 2,4. Dies hat keinerlei Einfluss auf den Zündverzug, der sowohl beim Betrieb mit Argon-, als auch mit Neon 1,8 °KW beträgt. Entsprechend weisen die Summenbrennverläufe von Argon und Neon in Abbildung 27 – **Schritt 1** den gleichen Schnittpunkt mit der Abszisse auf. Zudem ist der weitere Verlauf von Argon und Neon im **Schritt 1** sehr ähnlich. Infolge der Erhöhung des Oxidationsverhältnisses im Neonbetrieb sinkt der indizierte Wirkungsgrad leicht, von ursprünglich 53 % (Argonbetrieb) auf 49 %. Im Hinblick auf den Einsatz von Helium als Trägergas, unterscheiden sich die Ergebnisse und die damit einhergehenden Folgen für den motorischen Betrieb des Kreislaufmotors deutlich. Bedingt durch die starke Reduzierung der gefangenen Masse, sinkt das Oxidationsverhältnis im Heliumbetrieb auf  $\lambda = 0,7$ . Entsprechend liegt ein Sauerstoffmangel im Brennraum vor. Dies führt zu einem enormen Zündverzug von über 15 °KW, wie dieser in Abbildung 27 – **Schritt 1** deutlich zu erkennen ist. Daraus folgt eine drastische Reduzierung im indizierten Wirkungsgrad. Dieser beläuft sich auf lediglich ca. 15 %. Gerade im Vergleich zum Argonbetrieb ist dieser Wirkungsgrad völlig unpraktikabel. Dementsprechend sind weitere Anpassungen bei den Randbedingungen in der Trägergasvariation zwingend erforderlich. Infolgedessen wird im **Schritt 2** das Oxidationsverhältnis für alle drei Trägergase auf einen identischen Wert von  $\lambda = 2$  fixiert. Dies erfolgte über die Anpassung der Sauerstoffkonzentration im Brennraum. Mit dieser Anpassung konnte der Zündverzug im Heliumbetrieb auf 1,2 °KW reduziert werden. Der Zündverzug der Verbrennung in der Argon- und Neonatmosphäre stieg leicht infolge der Reduzierung der Sauerstoffkonzentration in beiden Simulationsrechnungen auf jeweils 2,8 °KW. In **Schritt 2** liegt eine Sauerstoffkonzentration im Argonbetrieb von 11 % und im Neonbetrieb von 18 % vor. Dies hat wiederum negative Folgen für die Dauer der Verbrennungen in den jeweiligen Edelgasatmosphären.

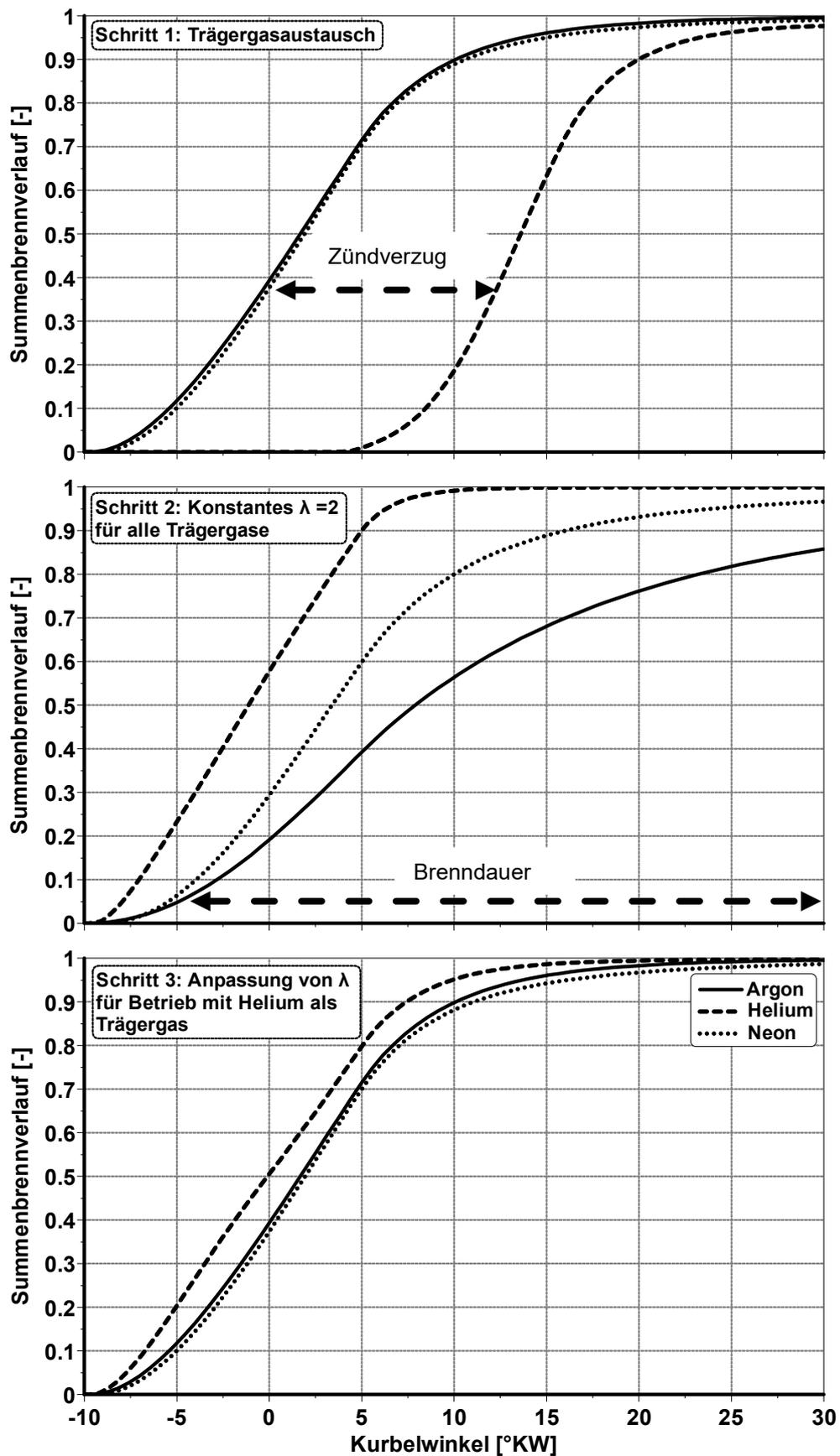


Abbildung 27: Schrittweise Anpassung der Trägergasvariation für konstanten Ladedruck anhand des Summenbrennverlaufs

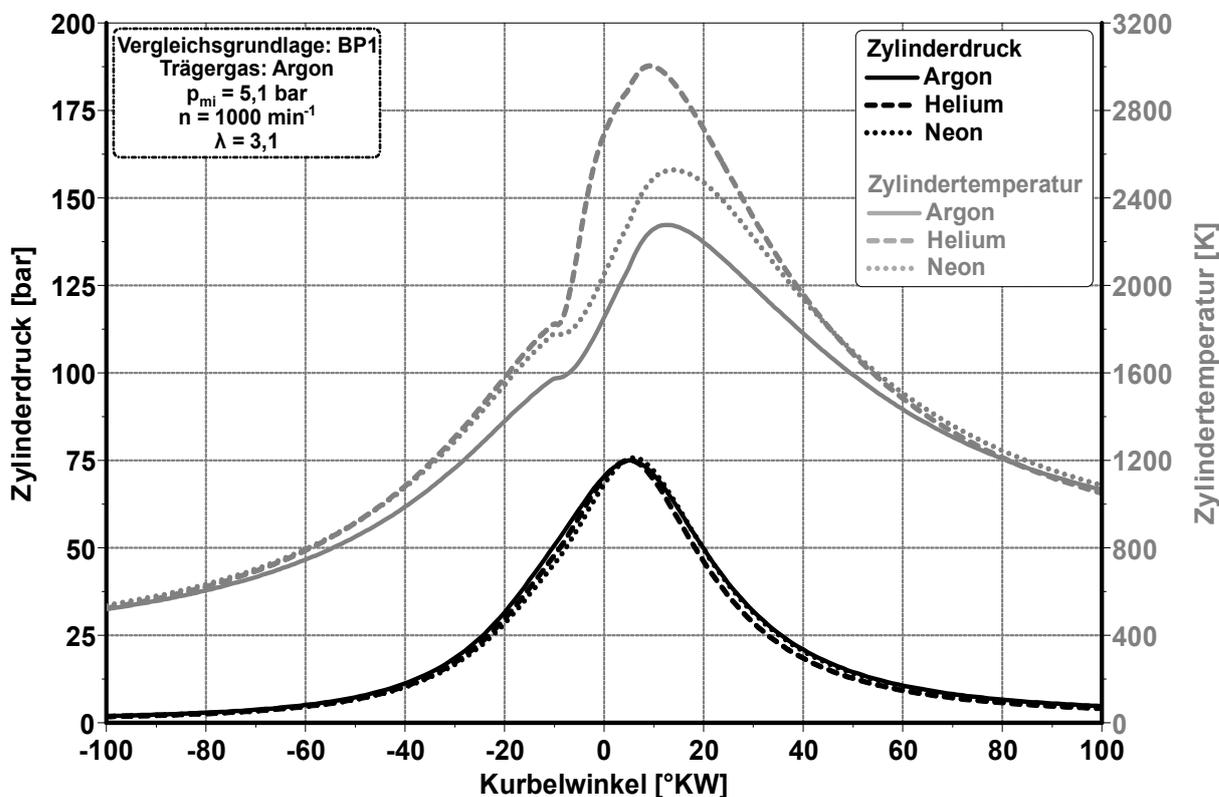
Für den Neonbetrieb sind die Auswirkungen auf die Brenndauer moderat. Im **Schritt 2** steigt die Brenndauer aufgrund der  $\lambda$ -Reduzierung leicht von 16 °KW auf 20 °KW. Für den Motorbetrieb mit Argon hat dies weitaus größeren Einfluss. Wie in Abbildung 27 – **Schritt 2** ersichtlich, steigt die Brenndauer für den Trägergasbetrieb mit Argon um ca. 60 % erheblich an, was eine Reduzierung des indizierten Wirkungsgrads auf 34 % zur Folge hat. Somit ist eine Fixierung des Oxidationsverhältnisses auf einen festen Wert von 2 für alle drei Trägergase nicht zielführend hinsichtlich eines effizienten Motorbetriebs mit hohem Wirkungsgrad. Demnach erfolgt in **Schritt 3** lediglich eine Anpassung von  $\lambda$  für den Heliumbetrieb. Die Randbedingungen für den Argon- und Neonbetrieb, entsprechen den Bedingungen von **Schritt 1** und bleiben in Bezug auf die ursprüngliche Simulation unverändert. Der Wert für das Oxidationsverhältnis für den Heliumbetrieb wird auf 1,6 festgelegt. Dieser Wert resultiert aus der Überlegung, dass die auf den Wirkungsgrad positiven Stoffeigenschaften des Edelgases Helium, gegenüber den Sauerstoffeigenschaften überwiegen sollen. Daher wurde das Oxidationsverhältnis mit  $\lambda = 1,6$  so gewählt, dass die Sauerstoffkonzentration im Brennraum unter 50 % liegt, damit der Trägergasmassenanteil im Trägergas-Sauerstoff-Gemisch überwiegt. Mit der im Vergleich zu **Schritt 2** nochmal höheren Sauerstoffkonzentration kommt es zu einer abermaligen Reduzierung des Zündverzugs, sowie der Brenndauer, was mit Blick auf den Summenbrennverlauf von Helium in Abbildung 27 – **Schritt 3**, deutlich zu erkennen ist. Mit dem so gewählten Oxidationsverhältnis wird ein indizierter Wirkungsgrad im Heliumbetrieb von 45 % erreicht. So ist diese abermalige Anpassung der Randbedingungen für den Heliumbetrieb für einen effizienten Betrieb des Kreislaufmotors zielführend gewesen. In Tabelle 16 sind zusammenfassend die wichtigsten Simulationsergebnisse der Trägergasvariation bei konstantem Ladedruck aufgezeigt.

**Tabelle 16:** Simulationsergebnisse der Trägergasvariation bei konstantem Einlassdruck

	Argon	Helium	Neon
Oxidationsverhältnis [-]	3,1	1,6	2,4
Sauerstoffmassenanteil im Brennraum [-]	0,23	0,48	0,23
Gefangene Masse im Brennraum (Trägergas und Sauerstoff) [g]	2,34	0,46	1,56
Zündverzug [°KW]	1,8	1,3	1,8
Brenndauer [°KW]	15,5	13,8	16,1
Indizierter Wirkungsgrad [%]	53	45	49

Diese Randbedingungen führen zu den in Abbildung 28 abgebildeten Zylinderdruck- und Temperaturverläufen der drei Edelgase. Der Verlauf des Zylinderdrucks kann erste Anhaltspunkte

hinsichtlich der mechanischen Belastung des Verbrennungsmotors geben. In gleicher Weise kann der Temperaturverlauf zur qualitativen Bewertung der thermischen Belastungen des betrachteten Aggregats dienen. Mit Hilfe beider Verläufe soll an dieser Stelle der Einfluss der Trägergase auf die mechanische und thermische Belastung des Kreislaufmotors qualitativ bewertet werden.



**Abbildung 28:** Entwicklung des Druck- und Temperaturverlaufs im Brennraum in einer Argon-, Helium- und Neonatmosphäre unter der Randbedingung eines konstanten Einlassdrucks im BP1

Bedingt durch den konstanten Einlassdruck ist, wie zu erwarten, der Zylinderdruck bei allen drei Trägergasen nahezu identisch. Entsprechend eng liegen die Spitzendrücke der Verbrennung in der jeweiligen Trägergasatmosphäre beieinander. Des Weiteren ist über dem gesamten dargestellten Druckverlauf keine eindeutige Tendenz zu erkennen, die eine Aussage zu dem Trägergas mit der höchsten mechanischer Motorbelastung zulässt. Folglich ist eine Bewertung des Einflusses der jeweiligen Edelgasatmosphäre auf die mechanische Belastung im Szenario 1 nicht möglich.

Merkliche Unterschiede bei der Verbrennung in den unterschiedlichen Edelgasatmosphären treten in der Entwicklung der Brennraumtemperatur auf. Die Brennraumtemperaturen der drei Trägergase weisen einen ähnlichen zeitlichen Verlauf auf, unterscheiden sich aber stark in deren Temperaturniveaus. So tritt die höchste Temperatur mit über 3000 K im Heliumbetrieb auf. Dies ist ein Resultat des hohen Sauerstoffmassenanteils (vgl. mit Tabelle 16) in diesem

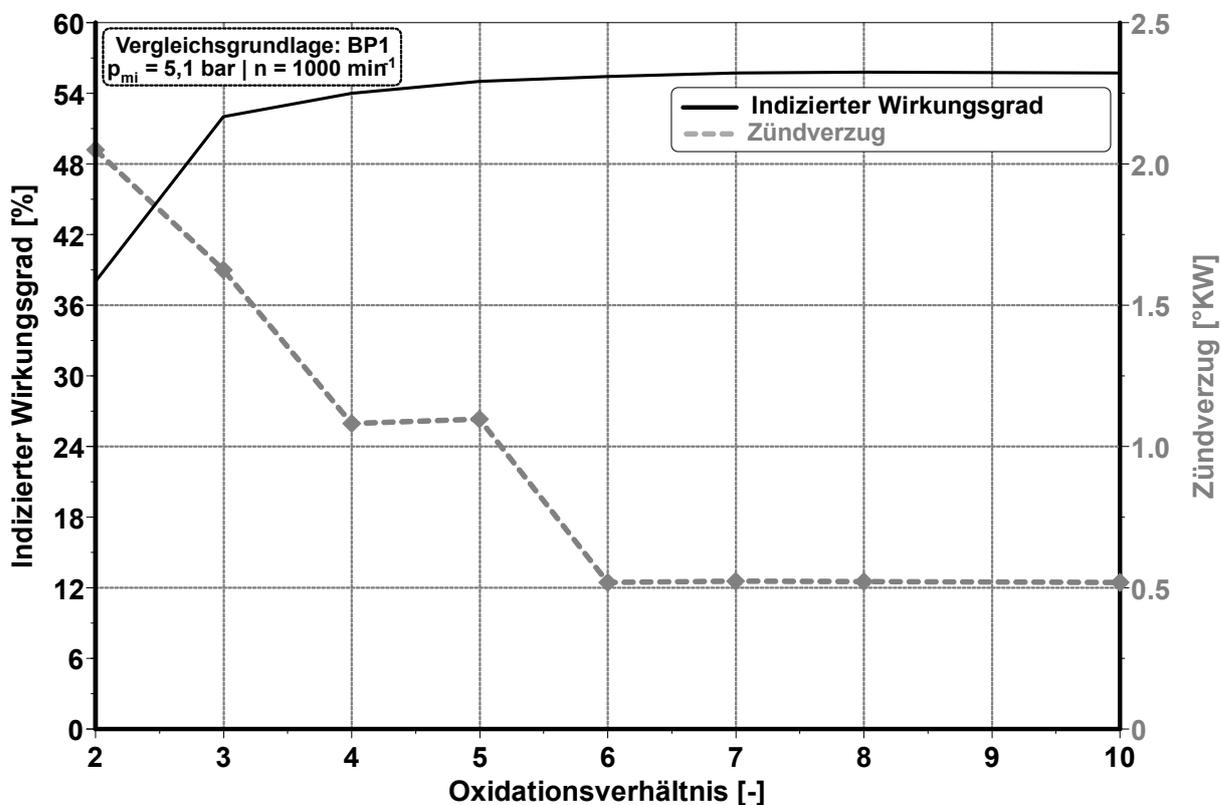
Betriebszustand. Der hohe Sauerstoffmassenanteil von 0,48 im Heliumbetrieb ist auch dafür verantwortlich, dass trotz niedrigerem Zündverzug und niedrigerer Brenndauer der indizierte Wirkungsgrad mit 45°% geringer ist als im Argonbetrieb (siehe Tabelle 16). Durch den höheren Sauerstoffanteil wird die Verbrennungsgeschwindigkeit und damit auch der Gleichraumgrad erhöht, was sich positiv auf den Wirkungsgrad auswirkt. Durch den höheren Sauerstoffanteil im Trägergasgemisch wird aber auch der Isentropenexponent reduziert, was eine Reduzierung des thermischen Wirkungsgrads zur Folge hat. Da dieser Effekt größeren Einfluss auf den Gesamtwirkungsgrad aufweist, ist der daraus resultierende indizierte Wirkungsgradverlust bei der H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub> Verbrennung in Helium wesentlich höher als bei der Verbrennung in Argon.

Ebenso ist die Entwicklung der Verbrennungstemperatur in Neonatmosphäre wesentlich höher im Vergleich zur Wasserstoffverbrennung im Argon-Sauerstoff-Gemisch. Ursache dafür könnte die geringere gefangene Masse sein, die zu einer höheren Kompressionsendtemperatur und schließlich zu einer höheren Zylinderspitzen­temperatur führt. Aufgrund der geringeren Neonmasse im Zylinder, kann das Trägergas weniger Wärme während der Hochdruckphase aufnehmen, wodurch die Temperatur im Zylinder steigt. Insgesamt weist Argon im Szenario 1 die geringste Temperaturentwicklung und damit auch die geringste thermische Belastung für den Kreislaufmotor auf. Bei gleichzeitig höchstem indiziertem Wirkungsgrad (siehe Tabelle 16) aller betrachteten Edelgase stellt sich Argon unter der zugrunde liegenden Randbedingung eines konstanten Einlassdrucks als bestmögliches Trägergas heraus.

Wie in der schrittweisen Anpassung der Randbedingungen des ersten Szenarios ersichtlich wurde, wird die Verbrennung in der Edelgasatmosphäre stark vom vorliegenden Sauerstoffmassenanteil beeinflusst. Besonders im Betrieb mit Helium als Trägergas konnte durch eine Erhöhung des Sauerstoffmassenanteils im angesaugten Gemisch, der Zündverzug und somit auch der indizierte Wirkungsgrad, wesentlich verbessert werden. Daher erscheint eine weiterführende Untersuchung, die sich mit damit befasst, ob sich der Wirkungsgrad durch eine weitere Steigerung des Sauerstoffmassenanteils noch steigern lässt, als zielführend. Im Zuge dessen wurde auf Grundlage des BP1 eine Variation des Oxidationsverhältnisses durchgeführt, um den Einfluss des Sauerstoffanteils im Trägergas, hier Argon, auf dem Zündverzug und auf dem indizierten Wirkungsgrad zu untersuchen. Hierbei wird der Sauerstoffanteil im Argon-Sauerstoff-Gemisch stetig erhöht, sodass auch das Oxidationsverhältnis entsprechend steigt. Die eingeblasene Wasserstoffmasse entspricht dem Wert des BP1 und bleibt unverändert.

Wie Abbildung 29 zeigt, steigt zunächst der indizierte Wirkungsgrad infolge des sinkenden Zündverzugs, was eine Folge des steigenden Sauerstoffanteils ist. Ab einem Oxidationsverhältnis von 6 ist keine signifikante Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads mehr zu beobachten. Ebenso ist der Zündverzug ab diesem Verhältnis nahezu konstant. Eine weitere

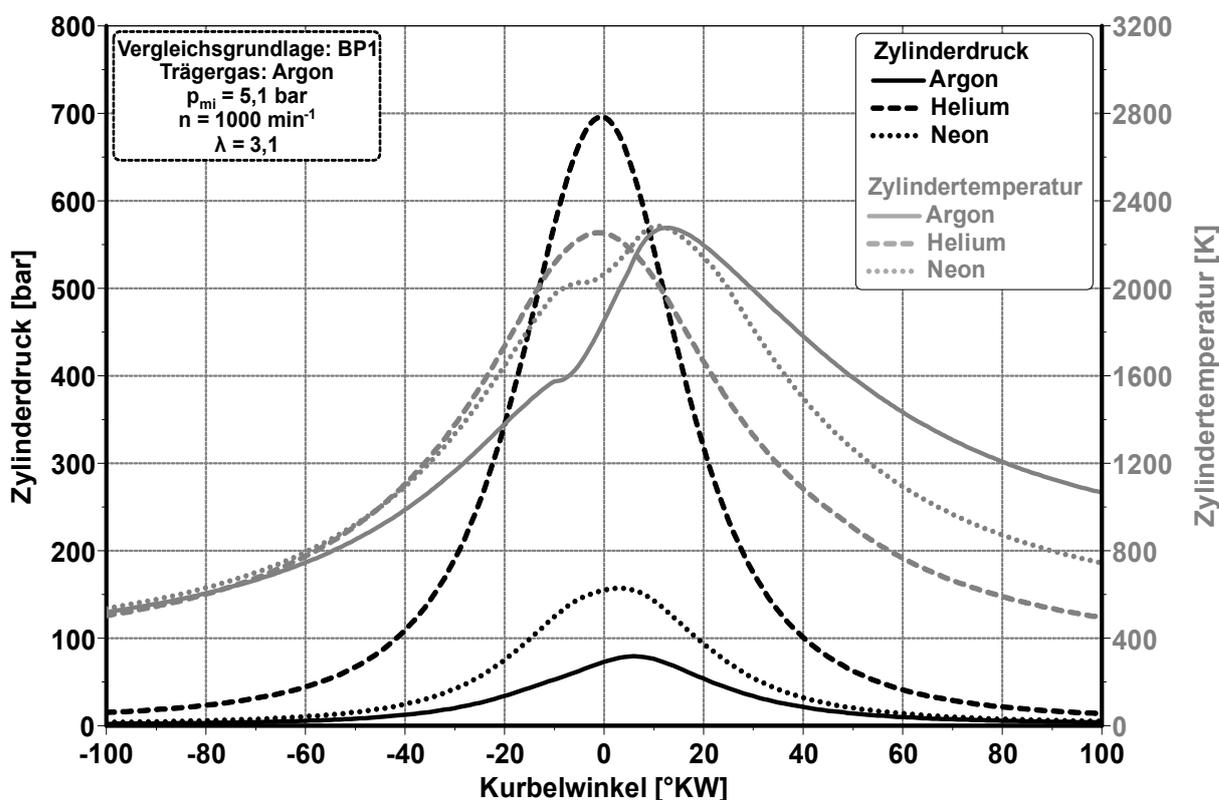
Reduzierung des Zündverzugs ist bei konstanter H<sub>2</sub>-Einblasmasse aufgrund des stetig magerer werdenden Kraftstoff-Sauerstoff-Gemischs nicht weiter umsetzbar. So gesehen ist eine Verbesserung des indizierten Wirkungsgrads durch eine Steigerung des Sauerstoffanteils im Trägergas begrenzt möglich.



**Abbildung 29:** Einfluss des Oxidationsverhältnisses und damit des Sauerstoffanteils im Trägergas Argon auf dem Zündverzug und dem indizierten Wirkungsgrad (Berechnung auf Grundlage von BP1)

Der Grundgedanke der Trägergasvariation ist der Austausch der Trägergase ohne die Systemparameter grundlegend zu verändern, um den Applikationsaufwand beim späteren realen Betrieb so gering wie möglich zu halten. Für einen potentiellen Motorbetreiber soll der Aufwand beim Austausch des Trägergases minimal gehalten werden. Deshalb lag der Fokus im Szenario 1 auf einem konstanten Einlassdruck des Trägergas-Sauerstoff-Gemischs. Ein konstanter Einlassdruck führt aufgrund der enormen Dichteunterschiede der betrachteten Trägergase zu einer hohen Varianz der gefangenen Masse im Zylinder, nachdem das Einlassventil geschlossen ist. Dies führt wiederum zu einer Änderung der thermodynamischen Eckdaten des Prozesses. Ein wichtiges Merkmal in Hinblick auf den thermodynamischen Prozess im Brennraum ist beispielsweise die spezifische Wärmekapazität des betrachteten Edelgases. Der Einfluss der unterschiedlichen Wärmekapazitäten der drei Edelgase auf die Entwicklung der Verbrennungstemperatur lässt sich im Szenario 1 nicht direkt bewerten. Quereinflüsse, die u.a.

aus den unterschiedlichen gefangenen Massen resultieren, beeinflussen die Temperaturverläufe in Abbildung 28 ebenso. Zusätzlich war, um näherungsweise den hohen Prozesswirkungsgrad des Argonbetriebs ebenfalls für die Trägergase Helium und Neon realisieren zu können, eine schrittweise Anpassung des Oxidationsverhältnisses bei der Trägergasvariation im Szenario 1 (siehe Abbildung 27) notwendig. In Verbindung mit den unterschiedlichen gefangenen Massen führt eine Variation des Oxidationsverhältnisses zu einer Änderung der Sauerstoffmasse im Zylinder, was ebenso die Verbrennung wesentlich beeinflusst. Um die direkte Einflussnahme aller stoffspezifischen Eigenschaften der Trägergase auf dem thermodynamischen Verbrennungsprozess bewerten zu können, wird das Szenario 2 umgesetzt.



**Abbildung 30:** Entwicklung des Druck- und Temperaturverlaufs im Brennraum in einer Argon-, Helium- und Neonatmosphäre unter der Randbedingung einer konstanten gefangenen Masse im BP1

Im Szenario 2 erfolgt die Trägergasvariation der Edelgase bei konstanter gefangener Masse. Das bedeutet, dass sich die im Zylinder befindende Masse, bestehend aus Trägergas und Sauerstoff, für die drei Trägergas-Simulationsrechnungen identisch ist. Hierbei ist ebenso der Massenanteil des Trägergases sowie des Sauerstoffes in jeder Simulation konstant. Das Verhältnis beträgt, wie im **Schritt 1** des Szenarios 1, 77 Gew.-% Trägergas zu 23 Gew.-% Sauerstoff und verbleibt während der Variationsrechnung des Szenarios 2 unverändert. Die Zylinderdrehmasse wird nach dem Schließen des Einlassventils bilanziert und wird nachfolgend als gefangene Masse bezeichnet.

Analog zum Szenario 1 steht zur Bewertung der Ergebnisse der Trägergasvariation im Szenario 2 der Druck- und Temperaturverlauf der Wasserstoff-Sauerstoff-Verbrennung für die drei Edelgase im Zentrum der Betrachtung. Die zeitlich über den Kurbelwinkel aufgetragenen Entwicklungen von Zylinderdruck und -temperatur zeigt Abbildung 30.

Mit Blick auf die Entwicklung der Zylinderdruckverläufe der Edelgase fällt zunächst ins Auge, dass der Kreislaufmotorbetrieb mit dem Edelgas Helium zu einem enormen Anstieg des Spitzendrucks im Brennraum führt. Im Vergleich zum Zylinderdruckverlauf des Szenarios 1 (siehe Abbildung 28), bei dem der Spitzendruck nahezu konstant bei 75 bar liegt, steigt der Spitzendruck infolge der Verwendung von Helium als Trägergas um das Zehnfache (fast 700 bar). Diese enorme Zylinderdruckentwicklung führt zu einer unrealistisch hohen mechanischen Beanspruchung des Motors, die so nicht umsetzbar ist. Ursächlich für diesen hohen Spitzendruck ist der mit ca. 8 bar hohe Einlassdruck. Dieser ist zur Einhaltung der Randbedingung einer gleichen Trägergasmasse im Heliumbetrieb notwendig, da aufgrund der geringen Dichte von Helium das Trägergas mit hohem Einlassdruck in den Brennraum eingebracht werden muss, um in der zur Verfügung stehenden Zeit des geöffneten Einlassventils ausreichend Heliummasse in den Zylinder einzubringen. Im Betrieb mit dem Trägergas Neon ist ebenso ein erheblicher Druckanstieg zu beobachten, der die Motorlanglebigkeit negativ beeinflussen kann. Der Spitzendruck im Zylinder steigt im Zuge des Einsatzes von Neon als Trägergas auf ca. 156 bar an. Der Spitzendruck sowie der Zylinderdruckverlauf im Argonbetrieb in Abbildung 30 entspricht den des Szenarios 1, da dieser, als Referenzbetrieb betrachtet wurde. Deshalb sind die Ergebnisse des Argonbetriebs sowohl im Druck- als auch im Temperaturverlauf im Szenario 1 und 2 identisch.

Bei Betrachtung der Brennraumtemperaturentwicklung (Abbildung 30, unten) fällt auf, dass die Spitzentemperaturen bei den Edelgasen nicht mehr wie in Abbildung 28 zum gleichen Kurbelwinkel auftreten, sondern zeitlich variieren. Dies erfolgt trotz gleichem Einblaszeitpunkt (10 °KW v. ZOT) und unveränderter H<sub>2</sub>-Einblasmaße von 17,5 mg. Die infolge der Verbrennung auftretenden Spitzentemperaturen sind bei den unterschiedlichen Edelgasen auf einem ähnlichen Niveau, was eine Folge der gleichen Randbedingungen bei der Kraftstoffzuführung ist. Entsprechend ist die zeitlich stark unterschiedliche Temperaturentwicklung bei dem Edelgasvergleich nicht auf die Verbrennung zurückzuführen. Vielmehr resultiert diese aus der Verdichtung des Edelgas-Sauerstoff-Gemischs zum Ende der Kompressionsphase. Ab einem Kurbelwinkel von etwa 80 °KW v. ZOT ist bereits eine deutliche Abweichung bei der Temperaturentwicklung in der Helium- und Neonatmosphäre zum Referenzbetrieb zu erkennen, wie Abbildung 30 zeigt. Diese führt zu einer deutlich höheren Verdichtungsendtemperatur im Helium- und Neonbetrieb. Dadurch tritt die maximale Brennraumtemperatur vor allem beim Heliumbetrieb, aber auch bei Neon, deutlich früher auf als beim Referenzbetrieb mit Argon. Beim Heliumbetrieb wird sogar die maximale Zylindertemperatur deutlich vor dem oberen Totpunkt

erreicht. Infolge des zum Zeitpunkt der H<sub>2</sub>-Einblasung vorherrschenden Kompressionsdrucks von ca. 650 bar kommt es bei der H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Verbrennung in Helium zu keinem merklichen Temperaturanstieg als Folge der Verbrennung. Dieser ist bei Neon erkennbar.

Die vergleichbaren Spitzentemperaturen bei dem Edelgasvergleich führen zu einer ähnlichen thermischen Motorbelastung. Da die mechanische Motorbelastung aufgrund der stark unterschiedlichen Brennraumdruckentwicklung vom verwendeten Edelgas abhängig ist, rückt diese als Bewertungskriterium in den Mittelpunkt für das Szenario 2.

In Hinblick auf beide Szenarios ist zunächst herauszustellen, dass die Kompressionszündung des Wasserstoff-Sauerstoff-Gemischs für alle untersuchten Edelgase in der Simulation zuverlässig funktioniert. Dennoch wird offenkundig, dass beide alternative Edelgase (Helium und Neon) einige Nachteile im motorischen Betrieb aufweisen, sodass ein Austausch des Argons durch eines der beiden Edelgase nicht zielführend ist.

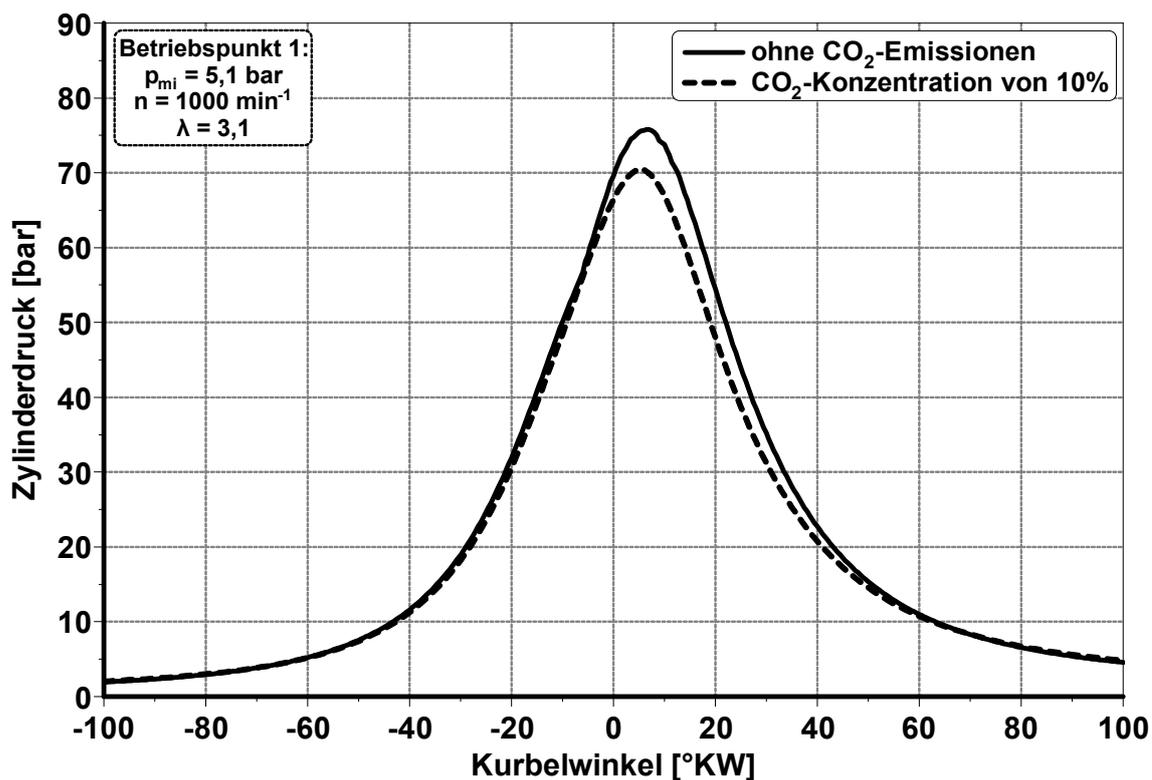
Sowohl unter der Annahme eines konstanten Einlassdrucks (Szenario 1) als auch unter der Randbedingung einer konstanten gefangenen Masse (Szenario 2), führt eine Substitution von Argon, durch Neon oder Helium, infolge unterschiedlicher Einflüsse zu einer deutlichen Verschlechterung der Betriebsparameter. Der sich in Szenario 1 verbessernde thermische Wirkungsgrad, welcher durch den Anstieg der Temperatur entsteht, wird durch die erhöhten Wandwärmeverluste vollständig kompensiert. Die ideale Betrachtung der konstant gefangenen Masse für Gase mit geringerer Dichte in Szenario 2 führt zu unrealistisch hohen Ladedrücken und schlussendlich zu extremen Verdichtungsendrücken. Beide Szenarien führen zu einer starken Erhöhung der Motorbelastung, Szenario 1 thermisch und Szenario 2 mechanisch, sodass der Argonbetrieb den Alternativbetrieben vorzuziehen ist.

### **6.3.2 CO<sub>2</sub>-Anreicherung im Kreislaufsystem**

Wie im einleitenden Abschnitt 6 beschrieben, kommt es beim Kreislaufmotor prinzipbedingt zu einer Anreicherung von kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen, die aus der Mitverbrennung des Schmierstoffs resultieren.

Schmieröl, welches nicht durch den Ölabstreifring abgestreift wird, verbleibt an der Brennraumwand und wird teilweise während der Verbrennung von der Flammenfront erfasst. Infolge dessen entstehen kohlenstoffhaltige Abgasemissionen wie CO<sub>2</sub>, CO und HC. Speziell beim Wasserstoffbetrieb ist der Anteil des Schmieröls im Verbrennungsprozess im Vergleich zu konventionellen Kraftstoffen höher, da Wasserstoff aufgrund seiner weiten Zündgrenzen (siehe Tabelle 1) einen geringeren Löschabstand zu den Brennraumwänden aufweist. Das bedeutet, dass der Abstand zwischen Verbrennungsflamme und Zylinderwand geringer ist und somit die potentiellen kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen aus der Schmierölverbrennung höher ausfallen. Dennoch ist die Absolutmasse dieser Abgasemissionen bei mit Wasserstoff

betriebenen Verbrennungsmotoren äußerst gering. Die Masse befindet sich in ihrer Größenordnung an der technisch realisierbaren Nachweisgrenze von Abgasmesssysteme, die mittels nicht-dispersiven Infrarotsensoren arbeiten. [4, 9, 128] Eine Abgasemissionsmasse dieser Größenordnung hat keinerlei Einfluss auf den Verbrennungsprozess eines offenen luftansaugenden Motors. Gleichwohl stellt diese kleine Menge an kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen ein Problem für den geschlossenen Kreislaufmotor dar. Aufgrund des geschlossenen Systems kommt es zu einer Anreicherung der Abgasemissionen im Kreislaufsystem, wodurch die Abgaskonzentration im Trägergas steigt. Die Abgasemissionen der Schmierölverbrennung steigen mit jedem Verbrennungszyklus. Diese Abgasemissionen wirken sich analog zu einer hohen Restgas- oder AGR-Masse negativ auf den Verbrennungsprozess aus, indem diese den Prozess der thermischen Oxidation des Kraftstoffs behindern und somit die Durchbrenngeschwindigkeit des Kraftstoff-Sauerstoff-Gemischs signifikant verlangsamen. Mit zunehmender Betriebsdauer des Motors kann es, resultierend aus der Schmierölverbrennung, zu einer hohen kohlenstoffhaltigen Abgasmasse im Brennraum kommen, infolge dessen die Selbstzündung von Wasserstoff erheblich negativ beeinflusst werden kann. Aufgrund dieser Problematik wurde anhand des Simulationsmodells (Abschnitt 6.2) und auf Grundlage von Messergebnissen am Prüfstand, eine Vorausrechnung der entstehenden Abgasemissionen durchgeführt. Für diese Prognose wurden alle kohlenstoffhaltigen Abgasemissionen (CO, HC und CO<sub>2</sub>) vereinfacht als CO<sub>2</sub>-Emissionen angenommen. Des Weiteren wurde der Effekt der Löslichkeit von Gasen in Wasser, ebenso aus Gründen der Vereinfachung, nicht in der Berechnung berücksichtigt. Ziel dieser Berechnung ist die Ermittlung eines Grenzwerts für die maximale Verweildauer des mit CO<sub>2</sub>-angereicherten Trägergases im Kreislauf. Dieser Grenzwert bestimmt demnach die Spülfrequenz des Trägergases, also wie oft das Trägergas des Kreislaufmotors ausgetauscht werden muss, bevor es bedingt durch eine CO<sub>2</sub>-Anreicherung zu einem signifikanten Wirkungsgrad- und Leistungsverlust im Verbrennungsprozess kommt. Die Betriebsdauer des Kreislaufmotors wird in dieser Szenariorechnung auf zehn Stunden pro Tag, an sieben Tagen die Woche festgesetzt. Die am Prüfstand gemessene CO<sub>2</sub>-Konzentration, die aus der Schmierölverbrennung resultiert, beträgt hierbei 27 ppm. Die CO<sub>2</sub>-Emissionen wurden im Betriebspunkt 1 mit dem Trägergas Argon gemessen. Um den Einfluss der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf die Verbrennung in dem geschlossenen Kreislauf aufzuzeigen, wird ein Vergleich des Zylinderdruckverlaufs mit und ohne den Einfluss der CO<sub>2</sub>-Emissionen auf die Verbrennung durchgeführt. Abbildung 31 zeigt das Ergebnis dieses Vergleichs.



**Abbildung 31:** Verbrennungsmotorischer Einfluss einer Anreicherung von CO<sub>2</sub>-Emissionen anhand des Zylinderdruckverlaufs

Die Zylinderdruckverläufe des Motorbetriebs, ohne Einfluss der CO<sub>2</sub>-Emissionen (durchgezogener Verlauf in Abbildung 31) und mit Einfluss der CO<sub>2</sub>-Konzentration (gestrichelter Verlauf in Abbildung 31), weisen zunächst einen nahezu identischen Verlauf an. Ein signifikanter Unterschied in den Druckverläufen tritt erst bei ca. 5 °KW vor ZOT auf. Dieser Zeitpunkt im Arbeitsprozess entspricht, unter Berücksichtigung des chemischen und physikalischen Zündverzugs nach Kraftstoffeinblasung bei der Wasserstoffselbstzündung, dem Verbrennungsbeginn. Demnach kommt der Einfluss einer erhöhten CO<sub>2</sub>-Konzentration erst bei der Verbrennung des H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Gemischs zum Tragen. Der Einfluss der erhöhten CO<sub>2</sub>-Konzentration führt zu einem Spitzendruckabfall von  $\Delta p = 6$  bar. Ebenso sinkt der Zylinderdruck unter den Einfluss der erhöhten Restgasmasse (CO<sub>2</sub>-Masse) während der gesamten Expansionsphase. Dies wiederum führt zu einer geringeren Expansionsarbeit, was eine Wirkungsgradeinbuße von 9,4 % im Vergleich zur Verbrennung ohne CO<sub>2</sub>-Einfluss nach sich zieht. Zusätzlich hat der geringere Spitzendruck sowie der verminderte Zylinderdruck in der Hochdruckphase insgesamt einen negativen Einfluss auf den indizierten Mitteldruck und somit auf die Leistung des Kreislaufmotors. Der Mitteldruck sinkt unter dem Einfluss der erhöhten CO<sub>2</sub>-Konzentration um 0,5 bar und die Leistung um 0,8 kW. Die Einbußen in Wirkungsgrad, Mitteldruck und Motorleistung stellen sich bei einer CO<sub>2</sub>-Konzentration von 10 % im Kreislauf ein. Die CO<sub>2</sub>-Schwellenkonzentration tritt nach ca. 60 Betriebstagen auf und stellt damit die Spülfrequenz für das Trägergas im Kreislaufmotor dar. So wird jeden zweiten Monat das mit CO<sub>2</sub> angereicherte Argon durch

frisches, d.h. CO<sub>2</sub>-freies Argon, ersetzt. Wird die Spülfrequenz bei einer Betriebsdauer von zehn Stunden pro Tag ausgeglichen, ergibt sich ein Trägergasverbrauch von 0,037 g/h Argon. Ein geringer Argonverbrauch ist für einen wirtschaftlichen Betrieb des Kreislaufmotors essentiell, da Argon im Vergleich zu den anderen Prozessgasen Wasserstoff und Sauerstoff sehr kostenintensiv ist. Entsprechend ist eine möglichst geringe Spülfrequenz während des Motorbetriebs vom Vorteil. Ziel ist es demnach, das Argon so lange wie möglich im Kreislauf zu halten, solange keine signifikanten Einbußen im Wirkungsgrad und Leistungsvermögen des Kreislaufmotors zu erkennen sind. Im Hinblick auf die Einbußen im Wirkungsgrad ( $\Delta\eta = 9,4 \%$ ) und in der Motorleistung ( $\Delta P = 9,8 \%$ ) sowie der Spülfrequenz von 60 Tagen, stellt ein Schwellenwert der CO<sub>2</sub>-Konzentration von 10 % im Kreislaufmotor ein Optimum hinsichtlich der Wirtschaftlichkeit des Motorbetriebs dar. Somit wird die Spülfrequenz unter der angenommenen Betriebsdauer auf 60 Tage festgesetzt. Diese Spülfrequenz sowie die angenommene Betriebsdauer fließt in die Wirtschaftlichkeitsanalyse des Kreislaufmotors ein, die in Abschnitt 6.4 im Detail ausgeführt ist.

### 6.3.3 Erhöhung der Leistungsdichte

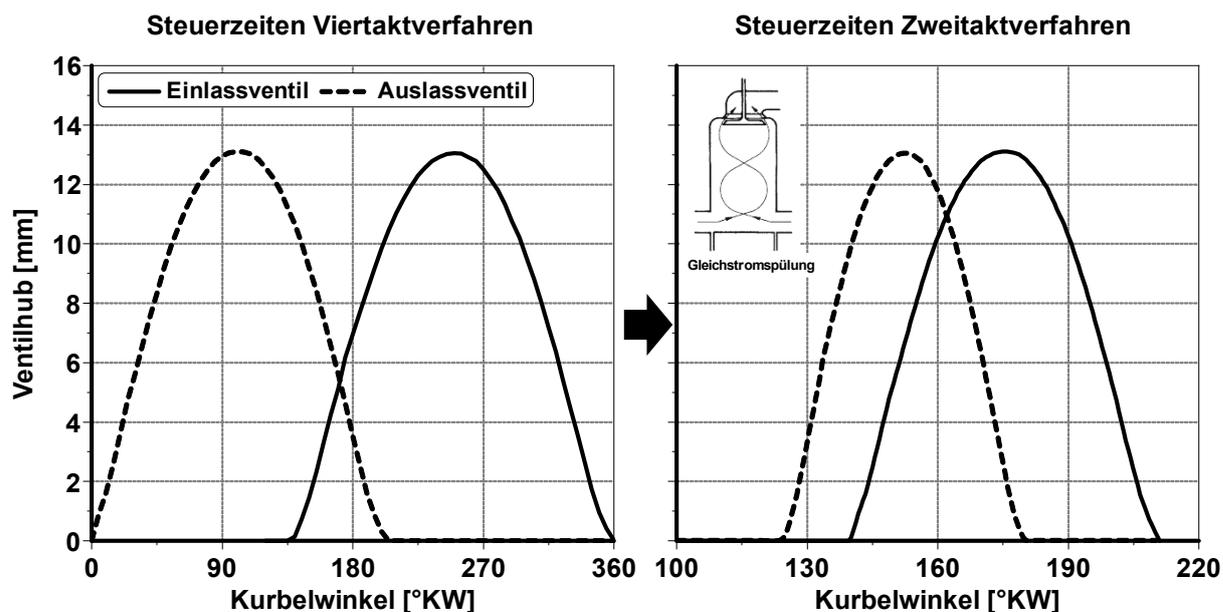
Bereits in den Voruntersuchungen zum Wasserstoffkreislaufmotor in Cech, Ehrler et al. [121] und Cech, Knappe et al [122], hat sich die geringe Motorleistung als große Herausforderung für einen zukünftig, wirtschaftlichen Betrieb des Wasserstoffkreislaufmotors herauskristallisiert. Am Motorenprüfstand konnte lediglich eine Spitzenleistung von 8 kW erzielt werden, was sich im Verhältnis zum vorhandenen Hubvolumen von 1866 cm<sup>3</sup> (siehe Tabelle 12) und der ursprünglich im Dieselbetrieb vorhandenen Spitzenleistung von 40 kW, als sehr gering herausstellt. Ursache dieser geringen Motorleistung ist die limitierte Durchflussrate des zum Zeitpunkt der Prüfstandmessungen zur Verfügung gestandenen H<sub>2</sub>DI-Injektors. Dadurch konnten im angestrebten Dieselarbeitsverfahren mit Selbstzündung nur sehr geringe Wasserstoffeinblasmassen realisiert werden. Infolge dessen stellte sich während der gesamten Messreihe ein sehr mageres Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum ein, was sich positiv auf den indizierten Wirkungsgrad auswirkte. Eine hohe Spitzenleistung in der Größenordnung der ursprünglichen Leistung des Dieselbetriebs konnte mit dem verwendeten Injektor aber nicht erreicht werden. Daher werden nachfolgend einige Maßnahmen aufgeführt, die zu einer signifikanten Steigerung der Leistungsdichte des Kreislaufmotors führen können:

- Integration eines H<sub>2</sub>DI-Injektors mit höherer Durchflussrate zur Annäherung an stöchiometrischen Betrieb
- Einsatz externer Aufladesysteme (mechanischer Kompressor, E-Booster, ATL mit Stoßaufladung)
- Umstellung des Arbeitsprinzips von einem Viertakt- auf ein Zweitaktverfahren

Von diesen drei Maßnahmen wird an dieser Stelle lediglich die Umstellung auf ein Zweitaktverfahren intensiver beleuchtet. Die Integration eines H<sub>2</sub>DI-Injektors mit höherer Durchflussrate soll zukünftig (im Nachfolgeprojekt) intensiv analysiert werden. In Verbindung mit einem geeigneten Injektor könnte zur Annäherung an den stöchiometrischen Betrieb, die Sauerstoffkonzentration im Trägergas erhöht werden. Im Zuge dessen würde das Oxidationsverhältnis und damit auch die resultierende Motorleistung steigen. Dieser Ansatz soll an dieser Stelle nicht weiterverfolgt werden.

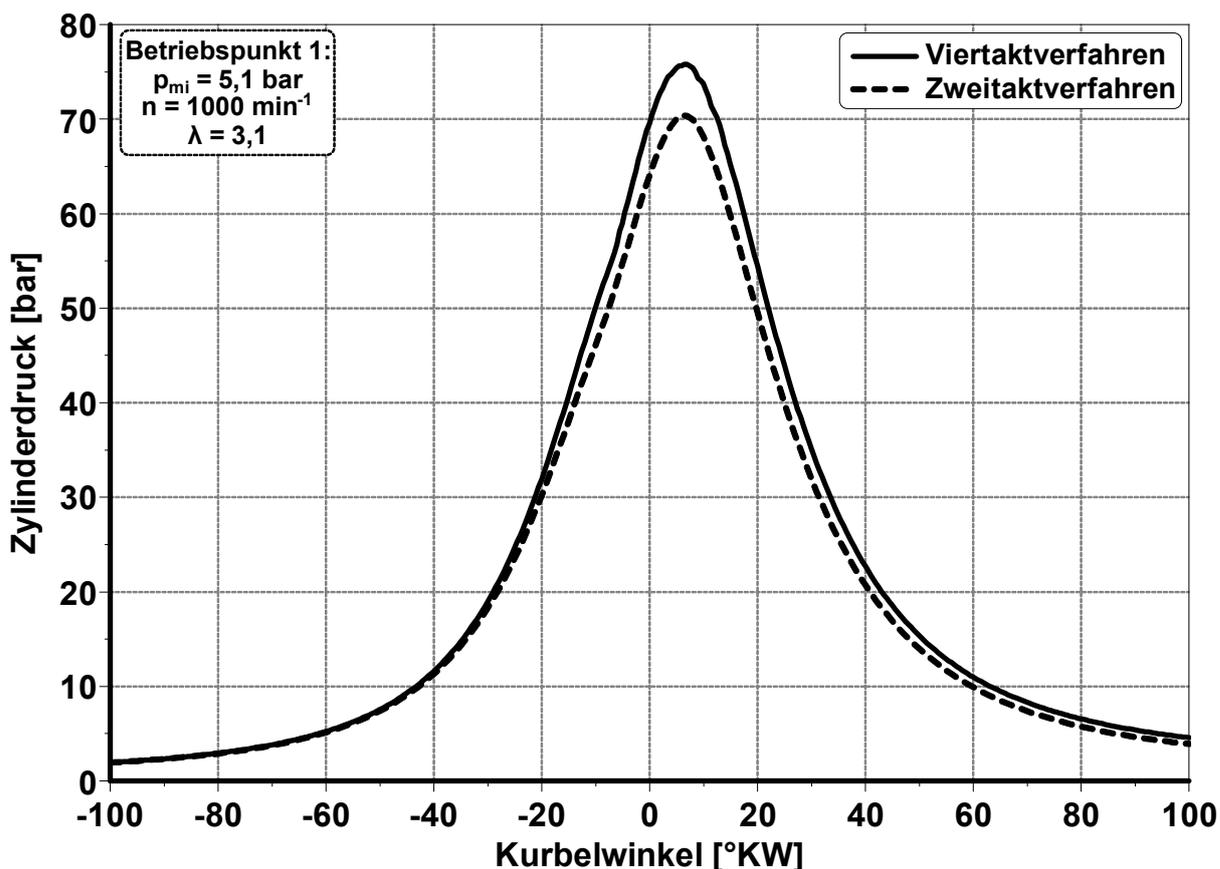
Unter dem Gesichtspunkt eines sehr limitierten Wasserstoffmassenstroms des Injektors erscheint ebenso die Maßnahme einer externen Aufladung zunächst als nicht zielführend. Die zusätzliche Frischladung an Trägergas-Sauerstoff-Gemisch würde bei gleichbleibender eingeblasener Wasserstoffmasse zu keiner Steigerung des Mitteldrucks führen. Eine externe Aufladung hätte hier den gegenteiligen Effekt, da aufgrund der Mehrmasse an Sauerstoff im Brennraum, das Oxidationsverhältnis steigen und das resultierende Kraftstoff-Sauerstoff-Gemisch weiter abmagern würde. Entsprechend ist die Maßnahme einer externen Aufladung nur in Verbindung eines H<sub>2</sub>DI-Injektors mit ausreichend hoher Durchflussrate geeignet. Zudem müsste, bei Verwendung eines mechanischen Verdichters oder eines E-Boosters, die zum Betrieb dieser Kompressoren zusätzliche Arbeit aufgewendet werden. Dies würde sich nachteilig auf die Arbeitsbilanz des Kreislaufmotors auswirken.

Auf Grundlage des in Abschnitt 6.2 (siehe Abbildung 24) dargestellten 1D-Simulationsmodells erfolgt die Anpassung auf das Zweitaktprinzip und dessen Analyse. Hierfür wird analog zur Untersuchung der CO<sub>2</sub>-Anreicherung in Abschnitt 6.3.2 der Betriebspunkt 1 (siehe Tabelle 13) als Referenz herangezogen. Zur Umstellung des Kreislaufmotors auf ein Zweitaktverfahren sind die Steuerzeiten zu modifizieren sowie ein Spülverfahren zur Spülung der Restgasmasse im Brennraum während des Ladungswechsels im Motormodell zu integrieren. Die Steuerzeiten für das Zweitaktverfahren werden basierend auf den ursprünglichen Steuerzeiten des Viertaktverfahrens angepasst. Dabei bleibt der Ventilhub von Ein- und Auslassventil konstant. Lediglich die Steuerzeiten der Ein- und Auslassventile wurden im Zuge der Umstellung auf das Arbeitsspiel eines Zweitaktkurbeltriebs (von 720 °KW auf 360 °KW) übertragen. Während dieser Umstellung wurde die Öffnungsdauer des Auslassventils im Vergleich zur Viertaktkonfiguration verkürzt, um der begrenzten Zeit zum Ausschleiben des Restgases realistisch abbilden zu können.



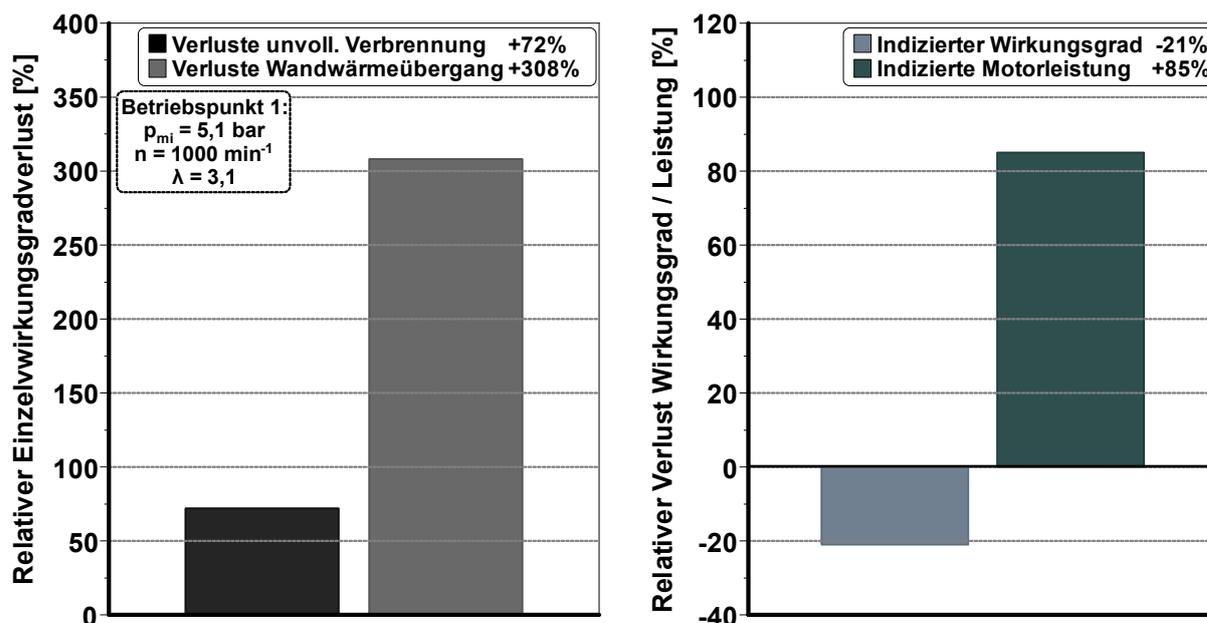
**Abbildung 32:** Anpassung der Steuerzeiten von Vier- auf Zweitaktverfahren gemäß dem Datensatz im Anhang (Darstellung der Gleichstromspülung aus [129])

Zur Verbesserung des Ladungswechsels, der prinzipbedingt beim Zweitaktmotor in einer sehr viel kürzeren Zeit ablaufen muss, wurden einige zusätzliche Modifikationen im Simulationsmodell integriert. So wurde die Ventilüberschneidung von Aus- und Einlassventil signifikant vergrößert, um die Zylinderspülung zu verbessern. Gleichzeitig wurde ein Spülverfahren, die sogenannte Gleichstromspülung, in das Simulationsmodell integriert. Der in der Simulation verwendete Datensatz zur Modellierung der Gleichstromspülung ist in Anhang beschrieben. Bei der Gleichstromspülung ist die Frischladungszufuhr als vom Kolben freigegebener Einlasskanalschlitz umgesetzt. Die Steuerung des Auslasskanals erfolgt wie beim Viertaktverfahren über eine Ventilsteuerung. Das Prinzip der Gleichstromspülung ist in Abbildung 32 illustriert. Für zusätzliche Informationen zur Gleichstromspülung sei auf die Literatur [129] verwiesen. Die Gleichstromspülung unterstützt, in Verbindung mit dem leicht angehobenen Ladedruck von 1,183 bar, die Ausspülung des Restgases während des Ladungswechsels, zusätzlich. Hierbei setzt sich der Wert für den Ladedruck aus dem im BP1 gemessenen Abgasgegendruck von 1,033 bar des Viertaktverfahrens und einer notwendigen Druckerhöhung von 150 mbar zusammen. Diese Druckerhöhung stellt erfahrungsgemäß den minimalen Wert für ein funktionierendes positives Spülgefälle im Bereich von Zweitaktgroßmotoren dar und wurde in der Diskussion des projektbegleitenden Ausschusses (siehe FVV-Abschlussbericht Nr. 1405 [123]) festgelegt. Die Druckerhöhung sollte dabei möglichst gering sein, da so der notwendige Arbeitsaufwand zur Druckbereitstellung minimiert wird. Die Abbildung 32 zeigt den Anpassungsprozess der Steuerzeiten vom Viertakt- auf das Zweitaktverfahren bei dem untersuchten Wasserstoffkreislaufmotor.



**Abbildung 33:** Entwicklung des Druckverlaufs infolge der Umstellung von einem Viertakt- auf ein Zweitaktverfahren

Als Folge der Umstellung auf das Zweitaktverfahren, kommt es zu einer Reduzierung bei der Zylinderspritzendruckentwicklung im Arbeitszyklus im Vergleich zum Viertaktverfahren (siehe Abbildung 33). Der Spitzendruck sinkt von 75 bar auf ca. 70 bar. Daraus resultiert eine Reduzierung des indizierten Mitteldrucks um 6 % auf ca. 4,8 bar. Als Folge der Umrüstung sinkt demnach die mechanische Zylinderdruckbelastung des Aggregats. Die Motorleistung steigt aufgrund der Halbierung der Taktanzahl pro Arbeitszyklus deutlich an. Resultierend aus der Zweitaktumstellung kommt es zu einer Leistungssteigerung von rund 85 %, wie Abbildung 34 zeigt. Die Motorleistung des Zweitakt-Kreislaufmotors liegt nun bei 14,8 °KW.



**Abbildung 34:** Relative Wirkungsgrad- und Leistungsverluste infolge der Umstellung des Kreislaufmotors auf ein Zweitaktverfahren

Zusätzlich zur deutlichen Leistungssteigerung kommt es bei der Umstellung zu einer signifikanten Reduzierung des indizierten Wirkungsgrads. Dieser sinkt um 21 % und beträgt im Zweitaktverfahren lediglich  $\eta_i = 42\%$ . Ursächlich für diesen Wirkungsgradverlust sind die Einzelverluste der unvollständigen Verbrennung und des Wandwärmeeübergangs, deren Ausprägungen in Abbildung 34 graphisch veranschaulicht sind. Bedingt durch die, im Zuge der Umstellung auf das Zweitaktverfahren verkürzte Zeit für den Ladungswechsel, steigt die im Brennraum verbleibende Restgasmasse. Diese Masse an bereits verbranntem Abgas hemmt die Verbrennung, sodass der eingeblasene Wasserstoff unvollständig verbrennt. Entsprechend steigt der Verlust der unvollständigen Verbrennung im Vergleich zum ursprünglichen Viertaktbetrieb des Kreislaufmotors um 72 %.

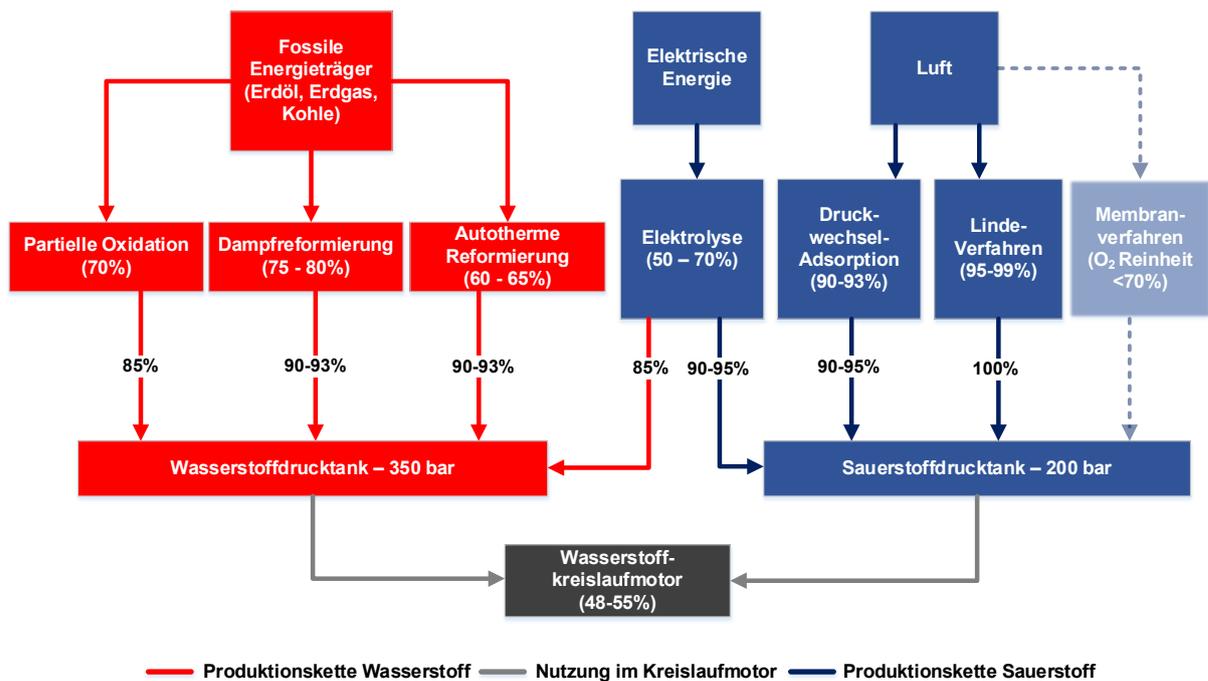
Gleichzeitig steigt die mittlere Wärmestromdichte beim Zweitaktbetrieb deutlich an, da nun infolge der Umstellung „auf 720 °KW zwei Arbeitstakte und entsprechend zwei Spitzen der Wärmestromdichte“ auftreten [130]. Bedingt durch die gestiegene Wärmestromdichte kommt es ebenso zu einer Erhöhung des Wandwärmeeübergangs. Erfahrungsgemäß verdoppeln sich die Wandwärmeverluste eines Zweitaktmotors gegenüber Viertaktmotor „unter vergleichbaren Bedingungen“ [130]. Beim hier simulierten Zweitakt-Kreislaufmotor verdreifachen sich die Wandwärmeverluste im Vergleich zum Viertaktbetrieb. Diese drastische Steigerung der Wandwärmeverluste ist an dieser Stelle kritisch zu betrachten, da dies nicht mit den Erfahrungswerten aus der Literatur [130] übereinstimmt. Der wesentlich höhere Verlustwert gegenüber dem Erwartungswert resultiert vermutlich aus dem gewählten Ansatz zur Modellierung des Wandwärmeeübergangs im Zylinder. Wie in Abschnitt 6.2 beschrieben, ist ein *Woschnil/Huber*-Ansatz zur Modellierung gewählt worden, der für eine Wasserstoffverbrennung in Luft geeignet ist.

Dieser Ansatz weist offenbar erhebliche Abweichungen bei einer Wasserstoffverbrennung in einem Edelgas-Sauerstoff-Gemisch auf. Um über diesen Sachverhalt sichere Aussagen machen zu können, bedarf es zusätzlicher Untersuchungen des Wandwärmeübergangs während der Verbrennung eines H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Edelgas-Gemischs. Zu diesem Zweck ist eine 3D-CFD-Simulationsrechnung des Kreislaufmotors im BP1 angestrebt. Der stark gestiegene Wärmeübergang, der aus der erhöhten Wärmestromdichte resultiert, ist ein geeigneter Indikator zur Abschätzung der thermischen Motorbelastung [130]. Diese steigt infolge der Umrüstung auf ein Zweitaktverfahren erheblich.

Die Steigerung der Leistungsdichte durch die Umstellung des Kreislaufmotors auf ein Zweitaktverfahren stellt, wie bereits beschrieben, nur eine von vielen Möglichkeiten zur Leistungsdichtesteigerung dar. Die Vorteile dieser Möglichkeit wurden in diesem Abschnitt in einer Simulationsrechnung aufgezeigt. Aufgrund von fehlenden Messergebnissen von einem bestehenden H<sub>2</sub>-Kreislaufmotor im Zweitaktverfahren bedarf es weiterer Untersuchungen dieser hier vorgestellten Ergebnisse. Aufgrund dessen ist der Aspekt der Leistungsdichtesteigerung in dem im nachfolgenden Abschnitt 6.4 beschriebenen Umsetzungskonzept des Wasserstoffkreislaufmotors unberücksichtigt.

## 6.4 Umsetzungskonzept des Wasserstoffkreislaufmotors

Zur Realisierung eines mit Wasserstoff betriebenen Kreislaufmotors soll nun ein dafür vorgesehenes Umsetzungskonzept erarbeitet werden. Im Zuge dieses Umsetzungskonzepts soll die Wirtschaftlichkeit des Motorkonzepts unter realistischen Betriebsbedingungen analysiert werden. Zu diesem Zweck rücken zunächst die Produktionsketten der für den Kreislaufmotorbetrieb notwendigen Betriebsmedien Wasserstoff und Sauerstoff in den Mittelpunkt der Betrachtung. Zur Bestimmung der Gaskosten für Wasserstoff und Sauerstoff, die in die Betriebskosten der anschließenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung miteinfließen, zeigt Abbildung 35 in einer Effizienzbetrachtung die Prozessketten zur Erzeugung (Herstellungsverfahren) und Speicherung (Drucktankspeicherung) der beiden Betriebsgase Wasserstoff und Sauerstoff. In dieser Abbildung sind die im großen Maßstab genutzten Herstellungsverfahren für Wasserstoff in rot und für Sauerstoff in blau dargestellt. Zusätzlich ist der Wirkungsgrad des jeweiligen Prozessschrittes unter diesem aufgeführt.



**Abbildung 35:** Prozessketten der Erzeugung und Speicherung von Wasserstoff und Sauerstoff sowie deren Nutzung im Kreislaufmotor (eigene Darstellung nach [4, 8, 121, 131 – 133])

Die für die Wasserstofferzeugung verwendeten Primärenergieträger sind in dieser Betrachtung sowohl fossilen Ursprungs, als auch regenerativ erzeugt worden. Entsprechend finden grauer und grüner Wasserstoff hier Berücksichtigung. Für den künftigen Betrieb des Kreislaufmotors ist grundsätzlich die Nutzung von grünem Wasserstoff, der bei der Elektrolyse anfällt, dem grauen Wasserstoff vorzuziehen. So kann ein klimaneutraler Betrieb sichergestellt werden. Aufgrund des hohen Anteils an weltweit produzierten grauen Wasserstoff (vgl. mit Abschnitt 2.2) wird neben dem grünen Wasserstoff ebenso der graue Wasserstoff in diese Betrachtung miteinbezogen.

Bei der Bereitstellung von Sauerstoff werden im Wesentlichen Verfahren zur Trennung der Bestandteile der Umgebungsluft betrachtet, in denen die einzelnen Komponenten der Umgebungsluft separiert werden. So kann der elementare Sauerstoff aus der Umgebungsluft gewonnen werden. Bei dieser Betrachtung wird sich auf die *Druckwechsel-Adsorption* und das *Linde-Verfahren* fokussiert, da beide Verfahren einen hohen Prozesswirkungsgrad und eine hohe Sauerstoffreinheit aufweisen. Daher wird hier nicht das Membranverfahren berücksichtigt, da dieses Verfahren lediglich eine Sauerstoffreinheit unter 70 % [133] aufweist, wodurch zusätzliche Maßnahmen zur Sauerstoffreinigung für die Nutzung im Kreislaufmotor ergriffen werden müssten. Ebenso kann Sauerstoff neben dem Wasserstoff bei der Elektrolyse von Wasser erzeugt werden. Folglich ist die Elektrolyse das bevorzugte Herstellungsverfahren, da sowohl Wasserstoff als auch Sauerstoff simultan erzeugt und gleichzeitig die Klimaneutralität gewahrt werden kann. [133–136]

Bei der Speicherung der Prozessgase Wasserstoff und Sauerstoff liegt der Fokus ausschließlich auf der Druckspeicherung. Diese Speichertechnologie ist aufgrund der geringeren Energieverluste der Druckspeicherung gegenüber der Flüssigspeicherung, in dieser Anwendung zur Wasserstoffversorgung des Kreislaufmotors, hinsichtlich seiner Zweckmäßigkeit, im Vorteil. [4, 7] Ebenso ist bei dieser Anwendung die Druckspeicherung der Wasserstoffspeicherung in Ammoniak oder in LOHC vorzuziehen, da kein zusätzlicher Dehydrierungsprozess zur Wasserstoffabspaltung aus der jeweiligen chemischen Verbindung notwendig ist. [23, 26]

Die zur Verdichtung von Wasserstoff und Sauerstoff auf das notwendige Druckniveau benötigte Energie, die sich im Wirkungsgrad der Kompression (Prozentwert an den Pfeilen zur Druckspeicherung, siehe Abbildung 35) ausdrückt, ist stark vom jeweiligen Herstellungsverfahren abhängig. So liegt beispielsweise der Wirkungsgrad der Sauerstoffdruckspeicherung beim *Linde-Verfahren* bei 100 %, da der beim *Linde-Verfahren* erzeugte Sauerstoff das notwendige Druckniveau zur Druckspeicherung bereits erreicht hat. Hier fließt der Energieverlust infolge der Kompression von Sauerstoff bereits in den Prozesswirkungsgrad des *Linde-Verfahrens* ( $\eta = 95 \% - 99 \%$ ) mit ein. Der Prozesswirkungsgrad des Kreislaufmotorbetrieb wurde auf Grundlage der vorliegenden Betriebspunkte 1 – 3 (vgl. mit Tabelle 13) auf 48 bis 55 % festgelegt.

Auf Basis der Prozessketten der Wasserstoff- und Sauerstofferzeugung und -nutzung, die in Abbildung 35 illustriert sind, wird nachfolgend der ökonomische Aufwand zur Realisierung des Kreislaufmotorbetriebs evaluiert. Zu diesem Zweck werden die Betriebskosten (engl. operational expenditures) und Investitionskosten (engl. capital expenditures), nachfolgend als OPEX und CAPEX bezeichnet, berücksichtigt. Diese zwei Kostenarten bilden den Kern der Evaluation. Zunächst wird sich auf die Betriebskosten fokussiert. Grundlage dieser Betriebskostenrechnung bilden, wie bereits in den Abschnitten 6.3 – 6.3.3, die Messdaten des Betriebspunkts 1. Zur Berechnung der Betriebskosten wird weiterhin eine Betriebsdauer von zehn Stunden pro Tag für sieben Tage die Woche (vgl. mit Abschnitt 6.3.2) festgelegt. Die Verbräuche der Prozessgase, die auf Prüfstandmessungen im BP1 beruhen, sind in Tabelle 17 zusammengefasst. Informationen zum Wasserstoff- und Sauerstoffverbrauch wurden den Messdaten entnommen. Der Argonverbrauch ergibt sich aus der berechneten Spülfrequenz von 60 Tagen, die in Abschnitt 6.3.2 ermittelt wurde.

**Tabelle 17:** Verbräuche der Prozessgase im BP1

Prozessgas	Verbrauch
Wasserstoff	0,513 kg/h
Sauerstoff	4,225 kg/h
Argon	0,037 g/h

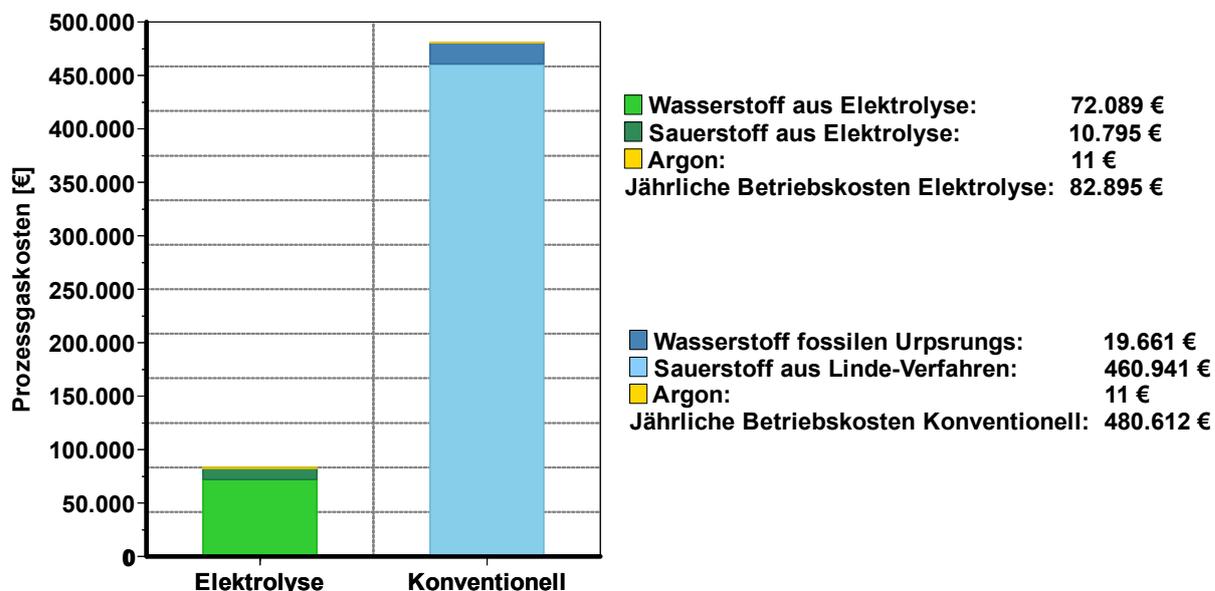
Zur Berechnung der Betriebskosten sind neben den gemessenen Gasverbräuchen ebenso die Kosten der Prozessgase erforderlich. Die Wasserstoffkosten wurden auf Grundlage von [109] ermittelt. Da in der anschließenden Gegenüberstellung zwischen grünem und grauem Wasserstoff differenziert wird, werden beide Wasserstoff-„Farben“ berücksichtigt. Ebenso wird der Sauerstoff in Abhängigkeit von der Wasserstoffherstellungsmethode differenziert. Bei Verwendung von grünem Wasserstoff mittels der Elektrolyse wird simultan Sauerstoff während der katalytischen Wasserspaltung erzeugt. Dementsprechend fallen lediglich die Kosten zur Sauerstoffkompression an, die auf 0,1 €/kg beziffert werden. Im Falle der Verwendung von grauem Wasserstoff wird nach dem Linde-Verfahren erzeugter Sauerstoff verwendet. Entsprechend sind die Sauerstoffproduktionskosten separat zu betrachten. Die Kosten für das Trägergas Argon werden mit 11,19 €/kg angesetzt. Diese Kostenabschätzung ist Ergebnis eines Experteninterviews mit der *Linde plc*, die im Rahmen der Veröffentlichung [123] durchgeführt wurde. Eine Übersicht der Prozessgaskosten zeigt Tabelle 18.

**Tabelle 18:** Kosten der Prozessgase für den Kreislaufmotorbetrieb (Stand 2022)

Kosten der Prozessgase	Kosten
Grüner Wasserstoff (350 bar)	5,5 €/kg [109]
Grauer Wasserstoff (350 bar)	1,5 €/kg [109]
Sauerstoff (200 bar) aus Elektrolyse	0,1 €/kg [123]
Sauerstoff (200 bar) aus Linde-Verfahren	4,27 €/kg [123]
Argon (200 bar)	11,19 €/kg [123]

Anhand der Tabelle 17 ist ersichtlich, dass bei den Prozessgaskosten sowohl beim Wasserstoff als auch beim Sauerstoff erhebliche Unterschiede bezüglich der Herstellungsverfahren auftreten. Eine grundsätzliche Bewertung des Wasserstoffherstellungsverfahrens, was ebenso den Ursprung des verwendeten Sauerstoffs bestimmt, ist hinsichtlich eines wirtschaftlichen Kreislaufmotorbetrieb dementsprechend essentiell. Diese Bewertung soll auf Grundlage der

Prozessgasverbräuche von Tabelle 17 erfolgen. Hierbei liegt abermals das bekannte Betriebs-szenario (zehn Stunden pro Tag bei sieben Tage pro Woche) für den Kreislaufmotorbetrieb zu Grunde. Eine Gegenüberstellung der jährlichen Prozessgaskosten, die im Wesentlichen die Betriebskosten des Kreislaufmotorbetriebs ausmachen, zeigt Abbildung 36. In dieser ist der Wasserstoff und Sauerstoff aus der Elektrolyse dem grauen Wasserstoff und dem konventionell erzeugten Sauerstoff (aus Linde-Verfahren) gegenübergestellt.



**Abbildung 36:** Prozessgaskosten von Wasserstoff und Sauerstoff aus der Elektrolyse in Gegenüberstellung mit dem Prozessgaskosten von konventionell hergestelltem Wasserstoff und Sauerstoff für den jährlichen Kreislaufmotorbetrieb

Aufgrund der hohen Kosten des konventionell erzeugten Sauerstoffs, der im Zusammenhang mit den hohen Prozessgasverbrauch von Sauerstoff (siehe Tabelle 17) die jährlichen Betriebskosten für den Sauerstoff enorm ansteigen lassen, erscheint ein wirtschaftlicher Betrieb mit konventionell erzeugten Prozessgasen als nicht umsetzbar. Somit ist sowohl aus ökonomischer Sicht als auch im Hinblick auf eine ganzheitliche Reduzierung der Treibhausgasemissionen die Verwendung von Wasserstoff und Sauerstoff aus der Elektrolyse für den Betrieb des Kreislaufmotors die bessere Wahl.

**Tabelle 19:** Vergleich der Investitionskosten für einen wasserstoffbetriebenen Kreislaufmotor und einen konventionell luftansaugenden Wasserstoffverbrennungsmotor

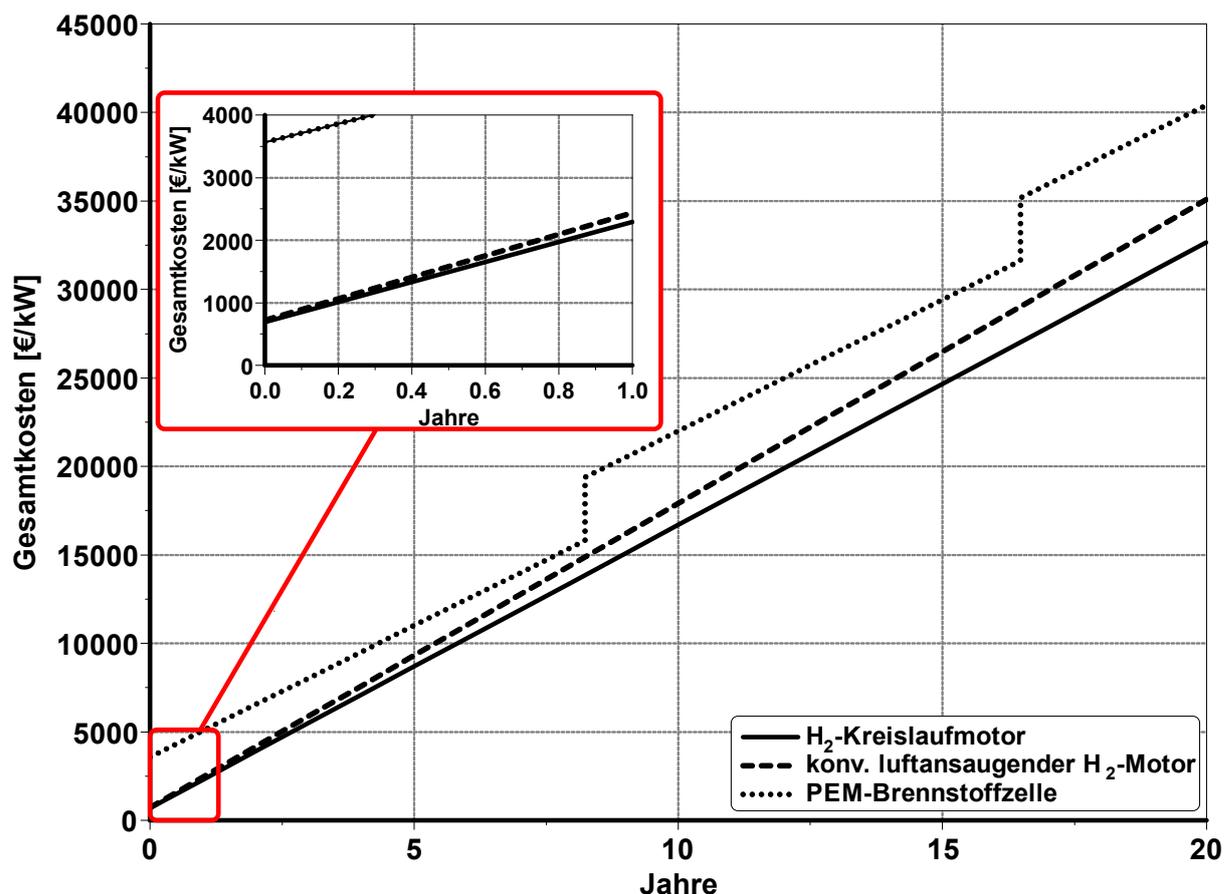
Komponenten	Kosten Kreislaufmotor	Kosten konv. Motor
Basismotor	369 €/kW	369 €/kW
<b>Umrüstungskosten für einen Sechszylindermotor (exemplarisch)</b>		
Glühkerzen	4 €/kW	-
Zündsystem	-	32 €/kW
H <sub>2</sub> -Injektoren*	12 €/kW	12 €/kW
Injektoransteuerung	4 €/kW	4 €/kW
Anpassung des Kühlsystems des Motors	8 €/kW	8 €/kW
Wärmetauscher zur Wasserabscheidung	2,67 €/kW	-
O <sub>2</sub> -Injektor*	33,4 €/kW	-
O <sub>2</sub> -Rail*	26,67 €/kW	-
Abgasnachbehandlung	-	36 €/kW
AGR System	-	10 €/kW
Abgasturboaufladung	-	6,6 €/kW
<b>Gesamtkosten (mit Sicherheitsfaktor von 1,5):</b>	<b>690 €/kW</b>	<b>716 €/kW</b>

\* Kostenabschätzung für Prototypen / Kleinserienproduktion

Die Analyse der Investitionskosten für den Wasserstoffkreislaufmotor erfolgt vergleichend mit einem konventionell luftansaugenden Wasserstoffverbrennungsmotor. Hierbei wird für beide Motorenkonzepte der identische Basismotor als Vergleichsgrundlage verwendet, der exemplarisch als Sechszylindermotor ausgeführt ist. Der Basismotor wird mit den in Tabelle 19 aufgeführten Komponenten zum jeweiligen Motorkonzept umgerüstet. Der Kreislaufmotor wird wie im Abschnitt 6.1 als Selbstzündungskonzept ausgeführt. Der luftansaugende Wasserstoffmotor verwendet aufgrund der schlechten Selbstzündungseigenschaften von Wasserstoff in Luft (siehe Abschnitt 2.1) ein Fremdzündungssystem. Entsprechend wurden Komponenten für ein solches Zündsystem für den luftansaugenden Motor berücksichtigt. Beim Kreislaufmotor wurden u.a. Glühkerzen, die die Selbstzündung des H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Ar-Gemischs unterstützen, in die Betrachtung miteinbezogen. Zusätzlich wurden Komponenten für die Abgasnachbehandlung und die Abgasturboaufladung beim konventionellen Verbrennungsmotor bei den Investitionskosten berücksichtigt, die für den Kreislaufmotorbetrieb irrelevant sind. Die Kostenabschätzung der einzelnen Komponenten wird hierbei auf ein Kilowatt bezogen, um eine Skalierbarkeit auf weitere Motorenkonfigurationen und Leistungsklassen sicherzustellen. Die in der Tabelle 19 aufgeführten Kosten basieren auf der Veröffentlichung [123]. Bei einigen Komponenten,

wie beispielsweise bei den Sauerstoffinjektoren, erfolgte die Kostenabschätzung auf Grundlage von Stückzahlen einer Prototypen- bzw. Kleinserienproduktion. Die daraus abgeschätzten Kosten können aufgrund der geringen Stückzahlen erheblich von den Herstellungskosten bei einer Großserienproduktion abweichen. Dementsprechend erscheint hier eine fundierte Abschätzung der Komponentenkosten als sehr unsicher. Um diesen und anderen Unsicherheiten bei den Kostenabschätzungen Rechnung zu tragen, werden die Gesamtinvestitionskosten mit einem Sicherheitsfaktor von 1,5 hoch skaliert. So werden für den Kreislaufmotor Investitionskosten von 690 €/kW veranschlagt. Die Investitionskosten für den luftansaugenden Wasserstoffmotor werden um ca. 4 % höher taxiert.

Mit den Betriebs- und Investitionskosten können nun die Gesamtkosten (engl. total expenditures, kurz TOTEX) ermittelt werden. Dies erfolgt ebenso für den luftansaugenden Wasserstoffmotor, um die Motorenkonzepte, ganzheitlich betrachtet, miteinander vergleichen zu können. Die Betrachtung der Gesamtkosten erfolgt für das bekannte Betriebsszenario (zehn Stunden pro Tag bei sieben Tage pro Woche). Die Gesamtbetriebsdauer der beiden Motoren liegt bei 20 Jahren. Die Ermittlung des Wasserstoffverbrauchs des konventionellen Wasserstoffverbrennungsmotors erfolgt anhand eines Wirkungsgrads von 45 %, basierend auf den Ergebnissen der Verlustteilung im Abschnitt 5.1 und auf Basis des gemessenen Wasserstoffverbrauch in Tabelle 17. Für den luftansaugenden Wasserstoffmotor ergibt sich demnach ein Wasserstoffverbrauch von 0,627 kg/h und daraus folgende jährliche Wasserstoffkosten (grüner Wasserstoff) von ca. 88.100 €. Da es sich bei dem luftansaugenden Wasserstoffmotor um ein offenes System handelt, emittiert dieser Motor Abgasemissionen, hier vorwiegend NO<sub>x</sub>-Emissionen. Deshalb ist, wie bereits in Tabelle 19 enthalten, eine Abgasnachbehandlung notwendig. Die Abgasnachbehandlung zur Stickoxidreduktion erfolgt durch ein SCR-System (siehe Abschnitt 2.4) und benötigt dementsprechend ein Reduktionsmittel. Als Reduktionsmittel wird eine 32-prozentige Harnstofflösung nach ISO 22241, das sogenannte AUS32, verwendet. Die Verwendung des AUS32 stellt einen weiteren Kostenpunkt bei den Betriebskosten des luftansaugenden H<sub>2</sub>-Motors dar. Die Kosten für das AUS32 werden auf 0,31 €/kg [123] festgesetzt.



**Abbildung 37:** Vergleich der Gesamtkosten (TOTEX) eines Wasserstoffkreislaufmotors mit einem baugleichen konventionell luftansaugenden Wasserstoffmotor und einer PEM-Brennstoffzelle bei einer Betriebsdauer von 20 Jahren

Die Gesamtkosten der beiden Motorenkonzepte sind in Abbildung 37 dargestellt. Zusätzlich sind die Kosten einer Polymerelektrolytbrennstoffzelle (PEM) als weitere Alternative zum H<sub>2</sub>-Kreislaufmotor in den Gesamtkostenvergleich miteingeflossen. Die Investitionskosten der jeweiligen Energiewandlungsmaschine entsprechen hierbei den Schnittpunkten der Graphen mit der Ordinate. Der jeweilige Verlauf der Graphen wird durch deren Betriebskosten bestimmt.

Für die Brennstoffzelle wurden, basierend auf Berechnungen aus [81], Investitionskosten in Höhe von 3563 €/kW ermittelt. Analog zur Abschätzung der Investitionskosten bei den H<sub>2</sub>-Motorenkonzepten, wird auch bei der Bestimmung der Investitionskosten für die Brennstoffzelle ein Sicherheitsfaktor von 1,5 angenommen. Weiter wurde ein Systemwirkungsgrad der Brennstoffzelle von 52 % [81, 137] veranschlagt, woraus sich Betriebskosten für den Wasserstoff in Höhe von 0,41 €/kWh ergibt. Aufgrund der geringen Lebensdauer (ca. 30.000 h [137]) der betrachteten Brennstoffzelle muss diese für eine Betriebsdauer von 20 Jahren zweimal ausgetauscht werden. Dies zieht entsprechend hohe Investitionskosten nach sich. Das Betriebsszenario ist identisch zu den Motorenkonzepten.

Die Investitionskosten des Kreislaufmotors fallen beim Vergleich der Energiewandlungssystemen am Geringsten aus. Auf Grundlage von Abbildung 37 ist nun auch ersichtlich, dass die jährlichen Betriebskosten des Kreislaufmotors unter den Betriebskosten des luftansaugenden Wasserstoffmotors liegen. Diese Kosten sind, trotz der Verwendung von Sauerstoff und Argon, als weitere zu beschaffende Prozessgase im Vergleich zum konventionellen Motorkonzept geringer. Ursächlich hierfür sind neben dem geringen Wasserstoffverbrauch aufgrund des höheren Wirkungsgrads des Kreislaufmotors, die niedrigen Sauerstoffkosten infolge der Herstellung über die Wasserstoffelektrolyse und den niedrigen Argonverbrauch resultierend aus der geringen Spülfrequenz. Mit Blick auf die Brennstoffzelle weist diese bei den Betriebskosten die geringsten jährlichen finanziellen Aufwendungen aller Systeme auf. Der Grund dafür liegt in der Nutzung des Luftsauerstoffs als Oxidator sowie die Vermeidung von Schadstoffkomponenten im Abgas, wodurch die Kosten für Betriebsmittel zur Abgasnachbehandlung wie AUS32 eingespart werden können. Aufgrund der hohen Investitionskosten und der geringen Lebensdauer der Brennstoffzelle weist diese die höchsten Gesamtkosten auf. Bei ganzheitlicher Betrachtung erweist sich in dieser über 20 Jahre angesetzten Gesamtkostenbetrachtung der Kreislaufmotor dem konventionellen Wasserstoffmotor und der Brennstoffzelle gegenüber, aus heutiger Sicht, als ökonomisch sinnvolleres Konzept.

## 7 Zusammenfassung

In der vorliegenden Arbeit wird anhand von zwei Anwendungsbeispielen eine ganzheitliche Methodik zur Bewertung von Wasserstoffverbrennungsmotoren aufgezeigt. Diese beinhaltet die wesentlichen Aspekte Effizienz, Klimawirksamkeit und Wirtschaftlichkeit, die zur großtechnischen Umsetzung von Verbrennungsmotoren von besonderer Bedeutung sind. Diese Bewertungsmethodik wird zum einen an einem für schwere Nutzfahrzeug ausgelegter Wasserstoffverbrennungsmotor mit einem Fremdzündungskonzept angewendet. Zum anderen ist ein Wasserstoffkreislaufmotor mit einem Selbstzündungskonzept Untersuchungsgegenstand, der für eine stationäre Anwendung als Rückverstromungsaggregat bei der Zwischenspeicherung von elektrischer Energie in Wasserstoff fungiert.

Für beide Wasserstoffmotoren wurde zunächst die thermodynamische Prozessführung zur Optimierung des motorischen Wirkungsgrads untersucht. Dies erfolgte auf Basis von 0D/1D-Simulationsmodellen, in denen zur simulativen Verbrennungsbeschreibung ein prädiktiver Modelansatz gewählt wurde. So konnten Motorzustände und Betriebspunkte, die signifikant von den für die Validierung zur Verfügung stehenden Messdaten abweichen, analysiert werden.

Anhand des für den fremdgezündeten Wasserstoffmotor modellierten Simulationsmodells konnte eine vergleichende Verlustanalyse durchgeführt werden, um den Wirkungsgradvorteil eines H<sub>2</sub>DI-Motors gegenüber eines konventionellen Diesel- und eines H<sub>2</sub>PFI-Motor aufzuzeigen. Daran anschließend wurde ein Systemvergleich alternativer Nutzfahrzeugantriebe durchgeführt. In diesem Systemvergleich wurde ein schweres Nutzfahrzeug (40 t Gesamtgewicht) mit konventionellem Dieselmotor einem schweren Nutzfahrzeug mit H<sub>2</sub>-DI-Motor und einem schweren batterieelektrischen Nutzfahrzeug gegenübergestellt. Zunächst wurden hierbei die über die Lebensdauer emittierten Treibhausgasemissionen der Nutzfahrzeuge bilanziert. Unter dem Gesichtspunkt heutiger Herstellungsverfahren für Fahrzeug und Kraftstoff weist der dieselmotorische Nutzfahrzeugantrieb die geringsten Treibhausgasemissionen auf. Unter der Annahme, dass ausschließlich erneuerbare Energien bei der Herstellung des Energieträgers verwendet werden, emittiert das Nutzfahrzeug mit H<sub>2</sub>DI-Motor über die Lebensdauer die geringsten THG-Emissionen.

In der anschließenden Wirtschaftlichkeitsbetrachtung der drei Antriebskonzepte wurde vor der Gesamtkostenanalyse die Problematik der reduzierten Nutzlast untersucht. Infolge der Umstellung der Speichertechnologie vom Dieselmotorkraftstofftank auf ein Wasserstoffdruckspeicher oder Batteriespeicher kommt es, aufgrund der geringeren volumetrischen Energiedichte von Wasserstoff und Lithium-Ionen-Akkumulatoren, zu einer Gewichtszunahme des Energiespeichers. Unter der Prämisse eines nahezu konstanten Gesamtgewichts (durch die 55. *Ausnahmereordnung der StVZO* ist eine Überschreitung des zulässigen Gesamtgewichts bis zu 2 t zulässig) resultiert daraus eine Reduzierung der Zuladung bzw. Nutzlast bei den alternativen

Antriebstechnologien. Besonders beim batterieelektrischen Nutzfahrzeug, dessen Batteriespeichermasse rund 23-mal höher ist als die Masse von bestehenden Dieselspeichern inklusive des Kraftstoffes, ist die Zuladungsreduzierung ökonomisch betrachtet sehr kritisch zu bewerten. Dieser Missstand kann aber, unter der Berücksichtigung zukünftiger Entwicklungen in der Batterie- und Ladetechnik (Zeithorizont 2030), vollständig aufgelöst werden. Der für die angenommene Tagesreichweite von 720 km notwendige Wasserstoffspeichers ist ca. 5-mal schwerer als der Dieseltank (inkl. Kraftstoff).

Bei der anschließenden Kostenanalyse wurden, für die drei Antriebstechnologien, über eine Fahrzeuglebensdauer von einer Millionen Kilometern, die Gesamtkosten bilanziert. Die Bilanzierung erfolgte unter den aktuellen gesetzlichen Rahmenbedingungen in Deutschland. Dies führt zu der Annahme einer Erstzulassung des jeweiligen Nutzfahrzeugs mit Diesel-, H<sub>2</sub>- oder batterieelektrischen Antrieb im Jahr 2022. Zur Berücksichtigung zukünftiger Entwicklungen im Nutzfahrzeugbereich wurden zusätzlich die Gesamtkosten für eine Erstzulassung im Jahr 2030 bilanziert. Der für die Gesamtkosten relevante Bilanzierungszeitraum betrug für beide Szenarien 30 Jahren. Die Bilanzierung im ersten Bilanzierungszeitraum ab 2022 zeigte, dass ein batterieelektrisches Nutzfahrzeug die geringsten Gesamtkosten aufweist. Dies lässt sich zum einen auf eine, ausschließlich für elektrisch-angetriebene Fahrzeuge, abgezielte *BMDV*-Förderung zurückführen. Zum anderen werden Nutzfahrzeugen mit batterieelektrischem Antrieb, teilweise von der Kraftfahrzeugsteuer und vollständig von Straßennutzungsgebühren befreit. Insgesamt führen diese Maßnahmen zu einem wesentlichen finanziellen Vorteil des batterieelektrischen Nutzfahrzeugs. Gegenüber den Nutzfahrzeugen mit Dieselmotor können 32 % und gegenüber dem Nutzfahrzeug mit Wasserstoffmotor 37 % der Kosten eingespart werden.

Im zweiten Bilanzierungszeitraum ab 2030 fallen die *BMDV*-Förderung vollständig und die Befreiung der Kraftfahrzeugsteuer und Straßennutzungsgebühr für batterieelektrische Nutzfahrzeugantriebe weitestgehend weg. Gleichzeitig kommt es, bedingt durch den fortschreitenden Ausbau der elektrischen Infrastruktur, zu einer Senkung der Energiekosten. Zudem ist eine Reduzierung der Anschaffungskosten für zukünftige Batteriespeicher zu erwarten. Bei diesen Punkt ist vor allem die Weiterentwicklung in der Energiedichte hervorzuheben, wodurch bei gleichbleibender Tagesreichweite, die Kosten des Batteriespeichers sinken. Unter Berücksichtigung dieser Entwicklungen wird im Jahr 2030 von einer moderaten Gesamtkostensteigerung beim batterieelektrischen Nutzfahrzeug von ca. 3,5 % ausgegangen. Ein Nutzfahrzeugmotor mit konventionellem Dieselmotor ist im Jahr 2030 wirtschaftlich gesehen nicht mehr konkurrenzfähig. Aufgrund der zukünftig hohen Energieträgerkosten für fossilen Dieselmotor durch die zunehmende CO<sub>2</sub>-Bepreisung, sowie der steigende Aufwand und die daraus folgenden höheren Kosten für die Abgasnachbehandlung, sind die Gesamtkosten im Vergleich zum H<sub>2</sub>-Motor 36 % höher. Unter der Annahme einer Fertigung von Wasserstoffmotoren mit

Stückzahlen auf dem Niveau von aktuellen Nutzfahrzeugdieselmotoren, sowie zukünftige Energieträgerkosten von grünem Wasserstoff in Höhe von 3 €/kg [107], ist die Kostenentwicklung beim wasserstoffbetriebenen Nutzfahrzeug in diesem Zeitraum von einer drastischen Reduzierung gekennzeichnet. So können im Vergleich zum Jahr 2022 die Gesamtkosten für ein Nutzfahrzeug mit Wasserstoffverbrennungsmotor um 37 % reduziert werden. Damit stellt der H<sub>2</sub>DI-Betrieb für ein Nutzfahrzeug die kostengünstigste Betriebsart dar.

Im zweiten Teil dieser Arbeit wurde der Wasserstoffkreislaumotor analysiert. Anhand eines Simulationsmodells, welches den Betrieb des selbstgezündeten Wasserstoffmotor simulativ beschreibt, wurde der Einfluss verschiedener Trägergase auf die thermodynamische Prozessführung untersucht. Hierbei wurden als Trägergas Argon, Helium und Neon in zwei Szenarien analysiert. In beiden Szenarien wurde die gleiche Wasserstoffmasse eingeblasen, wodurch sich ein konstanter indizierte Mitteldruck von 5,1 bar einstellen sollte.

Im ersten Szenario erfolgte die Trägergasvariation bei konstanten Einlassdruck. Ein Austausch des ursprünglich verwendeten Trägergas Argon durch Helium oder Neon ohne Anpassung Oxidationsverhältnisses (Äquivalent zum Verbrennungsluftverhältnisses  $\lambda$  beim luftansaugenden Verbrennungsmotor) war nicht zielführend. Ein hoher Zündverzug und eine hohe Brenndauer waren die Folge. In einer schrittweisen Anpassung des Oxidationsverhältnisses wurden Zündverzug und Brenndauer so angepasst, dass das Wirkungsgradniveau des Argonbetriebs näherungsweise gehalten werden konnte. Die Zylinderdruckverläufe und die sich daraus ergebenden indizierten Mitteldrücke waren bei allen Trägergasen nahezu identisch. Unterschiede traten in der Spitzentemperatur und im indizierten Wirkungsgrad auf. Der Motorbetrieb mit Helium als Trägergas weist den niedrigsten Wirkungsgrad und die höchste Spitzentemperatur auf. Ursächlich hierfür ist der hohe Sauerstoffmassenanteil von 48 Gew.-%. Dieser hat einerseits positiven Einfluss auf den Zündverzug und die Verbrennungsgeschwindigkeit, wodurch der Wirkungsgrad der Verbrennung steigt. Andererseits sinkt durch den hohen Sauerstoffanteil im Trägergasgemisch der Isentropenexponent wesentlich, was zu einer signifikanten Reduzierung des thermischen Wirkungsgrads führt. Dadurch sinkt  $\eta_i$  von 53 % im Argonbetrieb auf 45 % bei der Verwendung von Helium. Die H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Verbrennung in Neonatmosphäre führt zu einem indizierten Wirkungsgrad in Höhe von 49 %. Der Wirkungsgradverlust gegenüber dem Argonbetrieb ist das Resultat einer geringeren gefangenen Sauerstoffmasse bei der Verwendung von Neon als Trägergas, was deutlich an den niedrigeren Oxidationsverhältnis abzulesen ist. Durch das niedrigere Oxidationsverhältnis ist die Spitzentemperatur in der Neonatmosphäre um 250 K höher als im Argonbetrieb, was sich, analog zum Betrieb mit Helium, negativ auf die thermische Bauteilbelastung auswirkt.

Die gefangene Trägergas-Sauerstoff-Gemischmasse hat wesentlichen Einfluss auf das Oxidationsverhältnis und damit auf den Wirkungsgrad. Um die Wirkung der stoffspezifischen Eigenschaften der unterschiedlichen Trägergase direkt analysieren zu können, wird im zweiten

Szenario die gefangene Masse konstant gehalten. Ergebnis dieser Trägergasvariation ist eine vergleichbare Spitzentemperatur bei der Verwendung von Argon, Helium und Neon. Folglich ist die thermische Belastung des Motors auf einem ähnlichen Niveau. Deutliche Unterschiede treten in den Zylinderdruckverläufen auf. Bei der Verwendung von Neon anstatt Argon tritt der doppelte Spitzendruck auf. Im Heliumbetrieb steigt der Spitzendruck um das Zehnfache, auf ca. 700 bar. Dementsprechend führt die Verwendung von Helium und Neon als Trägergas, unter diesen Bedingungen, zu unrealistisch hohen mechanischen Belastungen. Daher ist die Substitution von Argon im Szenario 2 nicht zielführend. Daraus folgt, dass Argon, unter Berücksichtigung der Ergebnisse der beiden Szenarien, das zu präferierte Trägergas hinsichtlich eines wirkungsgradoptimalen und langlebigen Betriebs des Wasserstoffkreislaufmotors darstellt.

Neben der Trägergasuntersuchung wurden zwei weitere, beim Prüfstandbetrieb auftretende, Probleme analysiert. Einerseits kommt es, bedingt durch die Mitverbrennung von Schmieröltropfen, zu einer CO<sub>2</sub>-Anreicherung des Trägergases im Kreislaufbetrieb. Dies zieht eine regelmäßige Spülung des Trägergases nach sich, um Einbußen im Mitteldruck und Wirkungsgrad zu vermeiden. Für die angenommene Betriebsdauer von zehn Stunden pro Tag, sieben Tage pro Woche, wurde, basierend auf Messergebnissen, eine Spülfrequenz von 60 Tage simulativ ermittelt. Diese Spülfrequenz basiert auf einer CO<sub>2</sub>-Konzentration von 10 %, die hinsichtlich der Wirkungsgradeinbußen im Motorbetrieb vertretbar wäre.

Andererseits weist der Kreislaufmotor eine, für einen wirtschaftlichen Betrieb, zu geringe Motorleistung auf, die aus der limitierten Durchflussrate des verwendeten Injektors resultiert. Da zum Zeitpunkt der Messungen kein Injektor mit größerer Durchflussrate zur Verfügung stand, wurde simulativ ein Zweitakt-Verfahren für den Kreislaufmotor umgesetzt. Dadurch konnte die Motorleistung von 8 kW auf 15 kW gesteigert werden. Jedoch fiel im Zuge dessen der indizierte Wirkungsgrad um 21 %. Ursächlich hierfür sind die Verluste aus einer unvollständigen Verbrennung und des Wandwärmeübergangs, die durch die Umstellung auf ein Zweitakt-Verfahren stark ansteigen.

Zum Abschluss der Untersuchungen wurde für den Kreislaufmotor ein Umsetzungskonzept erstellt. In diesem sind die Ergebnisse der vorherigen Untersuchungen miteingeflossen. So hat sich herauskristallisiert, dass Argon, neben dem besseren Wirkungsgrad und der geringeren thermischen und mechanischen Belastung, auch das wirtschaftlichste Trägergas ist. Des Weiteren wurden Betriebs- und Investitionsaufwendungen für einen Kreislaufmotor in diesem Umsetzungskonzept zusammengestellt, um daraus die Gesamtkosten zu ermitteln. Die Gesamtkosten wurden anschließend für eine Betriebsdauer von 20 Jahren hochskaliert und mit einem luftansaugenden Wasserstoffmotor und einer PEM-Brennstoffzelle verglichen. So konnte aufgezeigt werden, dass der Wasserstoffkreislaufmotor wesentlich geringere Kosten

aufweist als vergleichbare mit Wasserstoff betriebene Energiewandlungssysteme, die für stationäre Anwendungen genutzt werden können.

Zusammenfassend konnte mit dieser ganzheitlichen Bewertungsmethode anhand von zwei Anwendungsbeispielen die Vorteile von Wasserstoff als Kraftstoff für zukünftige Verbrennungsmotoren aufgezeigt werden. So stellt der Wasserstoffmotor, bei der Verwendung von regenerativ erzeugtem Wasserstoff, sowohl für den mobilen als auch für den stationären Anwendungsfall, eine kosteneffiziente und CO<sub>2</sub>-freie Energiewandlungsmaschine dar.

## 8 Ausblick

Um in zukünftigen Untersuchungen die Ergebnisgüte und Aussagekraft der verwendeten Simulationsmodelle zu verbessern, sind einige Anpassungen und Verfeinerungen wünschenswert. In der Validierung der Simulationsmodelle treten im Brennverlauf mitunter große Abweichungen zwischen den Messungs- und Simulationsergebnissen auf. Bei der Druckverlaufsanalyse stand lediglich die Verläufe des Zylinderdrucks und des Ansaugdrucks zu Verfügung. Der Druckverlauf im Abgassystem wurde in den Messungen nicht aufgenommen. Die Validierung der Simulationen könnte mit der Implementierung des Abgasdruckverlaufs in die Druckverlaufsanalyse stark verbessert werden.

Weiterer Gesichtspunkt, der bei beiden Simulationsmodellen Einfluss nehmen könnte, ist die Nichtberücksichtigung von Druckfluktuationen im Ansaug- und Abgassystem. Für die hier betrachteten stationären Betriebspunkte ist diese Vereinfachung durchaus vertretbar. Bei der zukünftigen Analyse der Motorenkonzepte im transienten Betrieb sind diese Druckfluktuationen zu berücksichtigen, da das dynamische Ansprechverhalten der Motoren sehr sensitiv auf Druckänderungen im Ansaug- und Abgassystem reagiert.

Zur Verbesserung der Ergebnisgüte beim Simulationsmodell des H<sub>2</sub>-Kreislaufmotor ist eine geeignetere Modellierung des Wandwärmeübergangs zielführend. Zur simulativen Beschreibung einer H<sub>2</sub>-O<sub>2</sub>-Verbrennung in einer Edelgasatmosphäre (Argon, Helium oder Neon), existieren keine Modellansätze. Das verwendete Wandwärmemodell nach *Woschni/Huber* zeigt erkennbare Ungenauigkeiten, was insbesondere bei der Umstellung auf das Zweitakt-Verfahren deutlich wird. Eine 3D-CFD-Simulationsrechnung, auf dessen Grundlage der Wärmeübergang im Zylinder des Kreislaufmotors frei modelliert werden kann, erscheint zur Lösung dieses Problems als hilfreich.

In Hinblick auf die Bilanzierung der THG-Emissionen der drei Nutzfahrzeuge mit unterschiedlichen Antriebstechnologien, sind zwei Kritikpunkte anzuführen. Erster Einwand, der an dieser Stelle angebracht werden kann, ist das bei der Fahrzeugherstellung, sowohl bei den konventionell erzeugten Energieträgern als auch bei den rein regenerativ erzeugten Energieträgern, vom gleichen Basiswert bei den THG-Emissionen ausgegangen wird. Dies führt dazu, dass die Reduzierung der THG-Emissionen, die bei den rein regenerativ erzeugten Energieträgern auftritt, in der Fahrzeugherstellung nicht berücksichtigt wird. Grund dafür ist die dazu aktuell fehlende Datenlage. Hierzu könnten weitere Recherchen Klarheit bringen. Da aufgrund des notwendigen Batteriewechsels beim batterieelektrischen Nutzfahrzeugantrieb, auch bei Berücksichtigung geringer THG-Emissionen bei der Fahrzeugherstellung, ein sprunghafter Anstieg des CO<sub>2</sub>-Äquivalents zu erwarten ist, wird von einem ähnlichen Ergebnis ausgegangen. Trotzdem ist eine Berücksichtigung dieser THG-Emissionen zur Verbesserung der Aussagekraft sinnvoll.

Darüber hinaus wird bei der Bilanzierung der THG-Emissionen in der zu Grunde liegenden *lfou*-Studie Recycling nicht berücksichtigt. Dies hat zur Folge, dass Einsparungen bei den Treibhausgasen, die aus der Weiter- oder Wiederverwendung von Bauteilen der Nutzfahrzeuge resultieren, nicht in die Bilanzierung miteinbezogen können. Besonders für Batteriespeicher birgt Recycling bzw. die Weiterverwendung in Second-Life-Anwendungen enormes Reduktionspotential beim Ausstoß von Treibhausgasen. Hierzu könnte ebenso eine genauere Recherche Aufschluss geben.

In der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung wird beim batterieelektrischen Nutzfahrzeug die Kosten für den Aufbau einer Ladeinfrastruktur in den Energieträgerkosten berücksichtigt. Eine solche Kostenumlage konnte aufgrund fehlender Literatur in den Energieträgerkosten beim Nutzfahrzeug mit Wasserstoffverbrennungsmotor nicht einbezogen werden.

Des Weiteren wurde in der Wirtschaftlichkeitsbetrachtung, mit dem Jahr 2022 für den ersten Bilanzierungszeitraum, das für das konventionelle Nutzfahrzeug ungünstigste Jahr herangezogen. Bedingt durch den im Jahr 2022 aktuellen Ukraine-Konflikt, waren die Dieselmotorkraftstoffkosten extrem hoch. Entsprechend hoch sind die Energieträgerkosten für das Nutzfahrzeug mit Dieselmotor im ersten Bilanzierungszeitraum. In der ersten Jahreshälfte 2023 sind die Preise für Dieselmotorkraftstoff wieder deutlich gesunken. Daher sind die Energieträgerkosten des dieselmotorischen Nutzfahrzeugs unter Einbeziehung aktueller Dieselmotorkraftstoffkosten deutlich überbewertet. Nichtsdestotrotz ist, aufgrund der zukünftigen Gesetzgebung und der geplanten Erhöhung in der CO<sub>2</sub>-Bepreisung, eine deutliche Preissteigerung beim Dieselmotorkraftstoff zu erwarten. Daher ist anzunehmen, dass das Nutzfahrzeug mit Wasserstoffverbrennungsmotor im Jahr 2030 die kostengünstigste Antriebstechnologie bleibt.

## 9 Literatur

- [1] EDGAR/JRC, „Verteilung der CO<sub>2</sub>-Emissionen weltweit nach Sektor bis 2021“, Chart; 28.10.2022; Statista, <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/167957/umfrage/verteilung-der-co-emissionen-weltweit-nach-bereich/>, 2023.
- [2] Europäische Kommission, G.K., „Vorschlag für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates: zur Änderung der Verordnung (EU) 2019/631 im Hinblick auf eine Verschärfung der CO<sub>2</sub>-Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen und für neue leichte Nutzfahrzeuge im Einklang mit den ehrgeizigeren Klimazielen der Union“, COM(2021) 556 final, Brüssel, 2021.
- [3] Europäisches Parlament, „Parlament bestätigt neue CO<sub>2</sub>-Emissionsgrenzwerte für Lkws“, Pressemitteilung, Referenz-Nr.: 20190412IPR39009, Brüssel, 2019.
- [4] Eichlseder, H. und Klell, M., „Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik: Erzeugung, Speicherung, Anwendung“, ATZ-MTZ-Fachbuch, 2nd ed., Vieweg + Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1027-4, 2010.
- [5] Burger, B., „Öffentliche Nettostromerzeugung in Deutschland im Jahr 2021: Fraunhofer-Institut für solare Energiesysteme ISE“, 2022.
- [6] Gochermann, J., „Halbzeit der Energiewende?: An der Schwelle in eine neue Energiegesellschaft“, 1. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-63476-9, 2021.
- [7] Rosen, P., „Beitrag zur Optimierung von Wasserstoffdruckbehältern: Thermische und geometrische Optimierung für die automobilen Anwendung“, Springer Wiesbaden, ISBN 978-3-658-21123-3, 2018.
- [8] Hamacher, T., „Wasserstoff als strategischer Sekundärträger“, In: Töpler, J.; Lehmann, J. (Hrsg.): Wasserstoff und Brennstoffzelle -Technologien und Marktperspektiven, 2. Auflage., Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-53359-8, 2017.

- [9] Maier, A., Klaus, U., Dreizler, A., und Rottengruber, H., „Fuel-Independent Particulate Emissions in an SIDI Engine“, SAE Int. J. Engines 8(3):1334–1341, 2015, doi:10.4271/2015-01-1081.
- [10] Treffiner, P. und Brinner, A., „Der alternative Antrieb - wie macht man Autos der Zukunft sicher?“, Braunschweig, 2004.
- [11] „DIN EN 228:2017-08, „Kraftstoffe - Unverbleite Ottokraftstoffe - Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN\_228:2012+A1:2017“, Beuth Verlag GmbH.
- [12] „DIN EN 590:2022-05, Kraftstoffe - Dieseldieselkraftstoff - Anforderungen und Prüfverfahren; Deutsche Fassung EN\_590:2022,“ Beuth Verlag GmbH; 2022
- [13] Oder, J., „Verbrennungssteuerung eines CNG-DI-Motors mittels Hochlast-Abgasrückführung“, Dissertation, Magdeburg, 2021, doi:10.25673/63005.
- [14] van Basshuysen, R., „Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung: Ottokraftstoffe, Erdgas, Methan, Wasserstoff“, SpringerLink Bücher, 4. Auflage, Springer Vieweg, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-12214-0, 2017.
- [15] Rottengruber, H., „Untersuchung der Stickoxidbildung an einem Wasserstoff-Dieselmotor“, Technische Universität München, Dissertation, Hieronymus, München, ISBN 3-89791-047-0, 1999.
- [16] Eichlseder, H., Wallner, T., Freymann, R., und Ringler, J., „The Potential of Hydrogen Internal Combustion Engines in a Future Mobility Scenario“, in SAE Future Transportation Technology Conference & Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2003.
- [17] Spuller, C., „Dieselbrennverfahren mit Wasserstoff für PKW-Anwendungen“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2011.
- [18] Shell, „Energy of the future? Sustainable Mobility through Fuel cells and H<sub>2</sub>“, Hamburg, 2017.

- [19] Eckert, V. und Neely, J., „Germany paints hydrogen energy future in green, grey, blue and turquoise“, URL: <https://www.hydrocarbonprocessing.com/news/2020/06/germany-paints-hydrogen-energy-future-in-green-grey-blue-and-turquoise>; zuletzt abgerufen am 29.08.2022.
- [20] Harp, G., „Technologien zur Produktion von Wasserstoff für die Herstellung synthetischer Kraftstoffe“, In: Maus, W. (Hrsg.): „Zukünftige Kraftstoffe - Energiewende des Transports als ein Weltweites Klimaziel“, ATZ/MTZ-Fachbuch, Springer Berlin / Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-58005-9, 2019.
- [21] Doleski, O.D., „Digitale Dekarbonisierung: Technologieoffen Die Klimaziele erreichen“, Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-32933-4, 2021.
- [22] Mohrdieck, C., Venturi, M., und Beirück, K., „Mobile Anwendungen“, In: Töppler, J.; Lehmann, J. (Hrsg.): „Wasserstoff und Brennstoffzelle -Technologien und Marktperspektiven“, 2. Auflage, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-53359-8, 2017.
- [23] Rivard, E., Trudeau, M., und Zaghbi, K., „Hydrogen Storage for Mobility: A Review“, Materials (Basel, Switzerland) 12(12), 2019, doi:10.3390/ma12121973.
- [24] Institut für Arbeitsschutz der deutschen gesetzlichen Unfallversicherung, „GESTIS-Stoffdatenbank: Datenblätter zu Toluol, Dibenzyltoluol, Methylcyclohexan und N-Ethylcarbazol“, online verfügbar unter <https://gestis.dguv.de>, zuletzt geprüft am 04.11.2022.
- [25] Teichmann, D., Arlt, W., Wasserscheid, P., und Freymann, R., „A future energy supply based on Liquid Organic Hydrogen Carriers (LOHC)“, Energy Environ. Sci. 4(8):2767, 2011, doi:10.1039/c1ee01454d.
- [26] Zenner, M., Teichmann, D., Di Pierro, M., und Dungs, J., „Liquid Hydrogen Carriers as Potential Passenger Car Fuel“, ATZ Worldw. 114(12):4–9, 2012, doi:10.1007/s38311-012-0253-2.
- [27] Weichenhain, U., „Hydrogen transportation: The key to unlocking the clean hydrogen economy“, Roland Berger GmbH, München, 2021.

- [28] Koch, D.; Zeilinga, S.; Rottengruber, H.; Prümm, F. W.; Sousa, A., „Sustainable mobility with hydrogen - The combustion engine goes "green": Description of the simulative development of an innovative hydrogen propulsion system“, 12. Tagung Gasfahrzeuge, Stuttgart, 2017.
- [29] Kiesgen, G., Berger, E., und Rottengruber, H., „Hydrogen internal combustion engines for vehicle generations of the future“, *AutoTechnol* 6(3):40–43, 2006, doi:10.1007/bf03246951.
- [30] Rottengruber, H., Berckmüller, M., Elsässer G., Brehm, N. et al., „Operation Strategies for Hydrogen Engines with high Power density and High Efficiency“, in 15th Annual U. S. Hydrogen Conference XV, Los Angeles, 2004.
- [31] Hügel, P., „Untersuchungen Zum Wandwärmeübergang Im Teillastbetrieb an Einem Einzylinder-Forschungsmotor mit Benzin-Direkteinspritzung“, *Forschungsberichte Aus dem Institut Für Kolbenmaschinen Ser, v.1/2017*, Logos Verlag Berlin, Berlin, ISBN 978-3-8325-4520-8, 2017.
- [32] Herwig, H., „Strömungsmechanik: Eine Einführung in die Physik und die mathematische Modellierung von Strömungen“, *Engineering online library*, Springer, Berlin, ISBN 3-540-41972-1, 2002.
- [33] Wallner, T., „Entwicklung von Brennverfahrenskonzepten für einen PKW-Motor mit Wasserstoffbetrieb“, *Dissertation; Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Technische Universität Graz*, Graz, 2004.
- [34] Fouquet M., „Niedrigemissionskonzept für einen wasserstoffbetriebenen Verbrennungsmotor“, *Dissertation; Technische Universität München*, 2011.
- [35] Baptista, A., Pinho, C., Pinto, G., Ribeiro, L. et al., „Assessment of an Innovative Way to Store Hydrogen in Vehicles“, *Energies* 12(9):1762, 2019, doi:10.3390/en12091762.
- [36] Day, C., „Kryotechnik und Kryopumpen: aus K. Jousten (Hrsg.) *Handbuch Vakuumtechnik*“, vol. 8, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-13403-7, 2017.

- [37] Merker, G.P., Schwarz, C., und Teichmann, R. (eds.), „Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-14094-5, 2012.
- [38] Lavoie, G., Heywood, J., und Keck, J.C., „Experimental and Theoretical Study of Nitric Oxide Formation in Internal Combustion Engines“, *Combustion Science and Technology* 1(4):313–326, 1970, doi:10.1080/00102206908952211.
- [39] Zeldovich, Y.B. und Sunyaev, R.A. (eds.), „The Oxidation of Nitrogen in Combustion and Explosions: Selected Works of Yakov Borisovich Zeldovich, Volume 1“, Princeton University Press, ISBN 9781400862979, 1992.
- [40] Merker, G., Schwarz, C., Stiesch, G., und Otto, F., „Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung“, 2nd ed., Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 9783322967749, 2004.
- [41] Warnatz, J., Maas, U., und Dibble, R.W., „Verbrennung: Physikalisch-Chemische Grundlagen, Modellierung und Simulation, Experimente, Schadstoffentstehung“, Springer eBook Collection, 2nd ed., Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 3-540-61546-6, 1997.
- [42] Thawko, A., Yadav, H., Eyal, A., Shapiro, M. et al., „Particle emissions of direct injection internal combustion engine fed with a hydrogen-rich reformat“, *International Journal of Hydrogen Energy* 44(52):28342–28356, 2019, doi:10.1016/j.ijhydene.2019.09.062.
- [43] Amtsblatt der Europäischen Union, „Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission: zur Durchführung und Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 5 und Euro 6) und über den Zugang zu Reparatur- und Wartungsinformationen für Fahrzeuge (Text von Bedeutung für den EWR)“, letztmals geändert durch: M12 Verordnung (EU) 2017/1151 der Kommission vom 1. Juni 2017, 2008 (letzte konsolidierte Fassung: 2019).
- [44] Schmidt, A., „Technical Thermodynamics for engineers: Basics and applications“, Springer Cham, Hamburg, ISBN 9783030203993, 2020.

- [45] Pischinger, R., „Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine“, SpringerLink Bücher, Springer Vienna, Vienna, ISBN 978-3211-99276-0, 2009.
- [46] Jany, P., Thieleke, G., und Langeheinecke, K., „Thermodynamik für Ingenieure: Ein Lehr-und Arbeitsbuch für das Studium“, Springer eBook Collection Computer Science & Engineering, 7th ed., Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0418-1, 2008.
- [47] Knoche, K.F. (ed.), „Technische Thermodynamik“, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-528-13023-7, 1978.
- [48] Woschni, G., „Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor“, MTZ 26(11), 439, 1965.
- [49] Woschni, G., Zeilinger, K., und Huber, K., „Wärmeübergang im Verbrennungsmotor bei niedrigen Lasten FVV-Vorhaben, R452“, 1989.
- [50] Nefischer, A., Hallmannsegger, M., Wimmer, A., und Pirker, G., „Application of a Flow Field Based Heat Transfer Model to Hydrogen Internal Combustion Engines“, SAE Int. J. Engines 2(1):1251–1264, 2009, doi:10.4271/2009-01-1423.
- [51] Teichmann, R., Wimmer, A., und Winklhofer, E., „Verbrennungsdiagnostik: Beitrag in G. P. Merker & R. Teichmann Grundlagen Verbrennungsmotoren“, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-03194-7, 2014.
- [52] Joos, F., „Technische Verbrennung: Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen: mit 65 Tabellen“, Springer-Verlag Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-34334-9, 2006.
- [53] Hohenberg, G., „Experimentelle Erfassung der Wandwärme von Kolbenmotoren: Habilitationsschrift, Technische Universität Graz“, 1983.
- [54] Kožuch, P., „Ein phänomenologisches Modell zur kombinierten Stickoxid- und Rußberechnung bei direkteinspritzenden Dieselmotoren“, 2004, doi:10.18419/opus-4031.

- [55] Merker, G.P. und Teichmann, R., „Grundlagen Verbrennungsmotoren: Funktionsweise, Simulation, Messtechnik“, ATZ-MTZ Fachbuch, 7. Auflage., Vieweg+Teubner, Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-1987-1, 2014.
- [56] Gamma Technologies LLC., „GT-SUITE - Engine Performance - Application Manual“, 2019.
- [57] Vibe, I.I., „Brennverlauf und Kreisprozess von Verbrennungsmotoren“, VEB Verlag Technik Berlin, 1970.
- [58] Barba, C., Burkhardt, C., Boulouchos, K., und Bargende, M., „A Phenomenological Combustion Model for Heat Release Rate Prediction in High-Speed DI Diesel Engines with Common Rail Injection“, in SAE International Fuels & Lubricants Meeting & Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2000.
- [59] Jung, D. und Assanis, D.N., „Multi-Zone DI Diesel Spray Combustion Model for Cycle Simulation Studies of Engine Performance and Emissions“, in SAE 2001 World Congress, SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2001.
- [60] Morel, T., Rackmil, C.I., Keribar, R., und Jennings, M.J., „Model for Heat Transfer and Combustion In Spark Ignited Engines and its Comparison with Experiments“, in SAE International Congress and Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1988.
- [61] Hires, S.D., Tabaczynski, R.J., und Novak, J.M., „The Prediction of Ignition Delay and Combustion Intervals for a Homogeneous Charge, Spark Ignition Engine“, in SAE Automotive Engineering Congress and Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1978.
- [62] Blizard, N.C. und Keck, J.C., „Experimental and Theoretical Investigation of Turbulent Burning Model for Internal Combustion Engines“, in SAE Automotive Engineering Congress and Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 1974.

- [63] Heywood, J., „Internal Combustion Engine Fundamentals 2E“, 2nd ed., McGraw-Hill Education; McGraw Hill, New York, N.Y., ISBN 978-1260116106, 1988:
- [64] Vukadinovic, V., „Untersuchung des Flammenfrontstreckungseffektes auf die laminare und turbulente Verbrennung unter variierten Druck- und Temperaturbedingungen“, Dissertation, Karlsruher Institut für Technologie (KIT), 2019.
- [65] Smith, J.R., „Turbulent Flame Structure in a Homogeneous-Charge Engine“, in SAE International Congress and Exposition, SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States; 1982.
- [66] Hugo Gefors, „Laminar flame speed modeling for a 1-D hydrogen combustion model“, Chalmers University, Göteborg (Sweden), 2020.
- [67] Ko, E. und Park, J., „Diesel Mean Value Engine Modeling Based on Thermodynamic Cycle Simulation Using Artificial Neural Network“, *Energies* 12(14):2823, 2019, doi:10.3390/en12142823.
- [68] Venkateshmohan, V. und Kumar, M., „Predictive Diesel combustion using DI-Pulse in GT-Power“, Chalmers University, Göteborg (Sweden), 2015.
- [69] Merker, G.P. (ed.), „Combustion Engines Development: Mixture Formation, Combustion, Emissions and Simulation“, SpringerLink Bücher, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-642-14094-5, 2012.
- [70] Huß, M., „Übertragung von Motoreigenschaften mit Hilfe charakteristischer Skalierfunktionen zur Simulation verschiedener Varianten von Ottomotoren“, Dissertation, München, 2012.
- [71] „DIN 1940:1976-12, Verbrennungsmotoren; Hubkolbenmotoren, Begriffe, Formelzeichen, Einheiten“, Beuth Verlag GmbH, 1976.
- [72] Weberbauer, F., Rauscher, M., Kulzer, A., Knopf, M. et al., „Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren“, *MTZ Motortech Z* 66(2):120–124, 2005, doi:10.1007/BF03227253.

- [73] Spuller, C., „Dieselbrennverfahren mit Wasserstoff für PKW-Anwendungen“, Dissertation, Technische Universität Graz, 2011.
- [74] Witt, A., „Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten“, Dissertation, Technische Universität Graz, Graz, 1998.
- [75] Stroppe, H., „Physik für Studenten der Natur- und Ingenieurwissenschaften: Ein Lehrbuch zum Gebrauch neben Vorlesungen; mit 25 Tabellen, 238 durchgerechneten Beispielen und 140 Aufgaben mit Lösungen“, 13. Auflage., Fachbuchverlag Leipzig im Carl Hanser Verlag, München, Wien, ISBN 3-446-40047-8, 2015.
- [76] Klepatz, K., Rottengruber, H., Zeilinga, S., Koch, D. et al., „Loss Analysis of a Direct-Injection Hydrogen Combustion Engine“, in SAE International Powertrains, Fuels & Lubricants Meeting, SAE Technical Paper Series, SAE International 400 Commonwealth Drive, Warrendale, PA, United States, 2018.
- [77] Hiereth, H. und Prenninger, P., „Aufladung der Verbrennungskraftmaschine“, Der Fahrzeugantrieb, Springer Vienna, Vienna, s.l., ISBN 978-3709172193, 2003.
- [78] European Automobile Manufacturers' Association, „New medium and heavy commercial vehicle registrations by fuel type, European Union“, <https://www.acea.auto/files/Trucks-by-fuel-type-full-year-2021.pdf>, 2022; zuletzt zugegriffen am 18. April 2023.
- [79] Umweltforschungsplan des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz, Bau und Reaktorsicherheit, „Entwicklung und Bewertung von Maßnahmen zur Verminderung von CO<sub>2</sub>-Emissionen von schweren Nutzfahrzeugen“, 2018.
- [80] Thoennes, M. und Busse, A., „Experteneinschätzung quantitativer technischer Parameter – Erkenntnisse einer Delphi-Studie zum Einsatz von Brennstoffzellen im Kraftfahrzeug“, Zeitschrift für Zukunftforschung, Jg. 3:S. 39–60, 2014.
- [81] Klepatz, K., Konradt, S., Tempelhagen, R., und Rottengruber, H., „Systemvergleich CO<sub>2</sub>-freier Nutzfahrzeugantriebe“, in Berns, K., Dressler, K., Kalmar, R., Stephan, N., Teutsch, R. und Thul, M., „Commercial Vehicle Technology 2020/2021“, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-29716-9, 2021.

- [82] Deutz AG, „Datenblatt zum Deutz TCD 7.8“, 2016.
- [83] Bundesamt für Justiz, „Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung (StVZO) § 34 Achslast und Gesamtgewicht: § 34 der StVZO“, 2017.
- [84] Bundesamt für Justiz, „Straßenverkehrs-Ordnung - §18 Autobahnen und Kraftfahrstraßen: Straßenverkehrs-Ordnung - StVO“, 2013.
- [85] Bundesamt für Justiz, „Verordnung zur Durchführung des Fahrpersonalgesetzes - §1 Lenk- und Ruhezeiten im Straßenverkehr: Fahrpersonalverordnung - FPersV“, 2005.
- [86] Shell, „Shell Nutzfahrzeug-Studie: Diesel oder alternative Antriebe - Womit fahren LKW und Bus morgen?“, Fakten, Trends und Perspektiven bis 2040, Hamburg, 2016.
- [87] Graulich, K. und Manhart, A., „Entwicklung von Kriterien und Herstellerempfehlungen für ein Förderprogramm der EWS zu Photovoltaik-Batteriespeichern: Kurzstudie für die Elektrizitätswerke Schönau Vertriebs GmbH (EWS)“, 2017.
- [88] März, M., „Leistungselektronik für e-Fahrzeuge: Konzepte und Herausforderungen“, 2010.
- [89] Naunheimer, H., Bertsche, B., Ryborz, J., Novak, W. et al., „Fahrzeuggetriebe“, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-58882-6, 2019.
- [90] Jöhrens, J., Allekotte, M., Heining, F., Helms, H. et al., „Vergleichende Analyse der Potentiale von Antriebstechnologien für Lkw im Zeithorizont 2030: Teilbericht im Rahmen des Vorhabens "Elektrifizierungspotenzial des Güter- und Busverkehrs - My eRoads“, Heidelberg, Karlsruhe, 2022.
- [91] Tatsuno Europe a.s., „Kraftstoffzapfsäulen Ocean Euro & Ocean Tall, Installations- und Benutzerhandbuch“, Blansko (CZE), [https://www.tatsuno-europe.com/files/ckeditor/ke\\_stažení-ge/Instalačky\\_OCEAN/IN024-GE\\_OceanInstalRev06c.pdf](https://www.tatsuno-europe.com/files/ckeditor/ke_stažení-ge/Instalačky_OCEAN/IN024-GE_OceanInstalRev06c.pdf), 2023.
- [92] Linde Gas GmbH, „450 bar Wasserstofftankstelle: Datenblatt Wasserstoff-Tankstelle V 1.10 | VMK/HR“, Stadl-Paura, 2013.

- [93] Nationale Plattform Zukunft der Mobilität, Arbeitsgruppe 5, „Verknüpfung der Verkehrs- und Energienetze, Sektorkupplung, Ladeinfrastruktur für batterieelektrische Lkws“, 2021.
- [94] Wissenschaftliche Dienste - Deutscher Bundestag, „Energiespeicher der Elektromobilität - Entwicklung der Energiedichten (Sachstand)“, WD 8 - 3000 - 090/20, Berlin, 2020.
- [95] United States Department of Energy - Office of Energy efficiency & renewable energy, „Battery500 Progress Update“, Washington D.C. (US), 2020.
- [96] Interkorn GmbH, „Produktspezifikationen zum ITS LKW Dieseltank“, Pfullingen, <https://www.trucksystems.de/LKW-Tank-Dieseltank-MB-410-I-Alu>, 19. April 2023.
- [97] Klepatz, K., Jeske, J.-C., Behn, M., und Rottengruber, H., „Strategic operational management of a hydrogen multi-spherical storage system for commercial vehicles: Proceedings of the 44rd International Vienna Motor Symposium; 26-28 April 2023 : in three volumes“, Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)/Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna, Austria, 2023.
- [98] Linden, D. (ed.), „Handbook of batteries“, McGraw-Hill handbooks, 3rd ed., McGraw-Hill, New York, NY, ISBN 0-07-135978-8, 2002.
- [99] Meuser, C., „Physikalische und chemische Charakterisierung von Lithiumionenzellen“, Dissertation, Technische Universität Dresden, Dresden, 2011.
- [100] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, „Fünfundfünfzigste Verordnung über Ausnahmen von den Vorschriften der Straßenverkehrs-Zulassungs-Ordnung“, 2021.
- [101] Liu, P. und Meng, S., „Battery500 Consortium: Development of High Capacity Cathodes and Robust Solid Electrolytes“, United States, 2022.
- [102] Schwarz, T.M., „High-Power-Charging: Integrationsstrategie für Niederspannungsnetze“, Masterarbeit; Institut für Energiespeichersysteme, Energieeffizienz und Energiewirtschaft; Technische Universität Dortmund, 2021.

- [103] EnBW Energie Baden-Württemberg AG, „E-Lkw Reichweite: 45 Minuten Ladezeit müssen unterwegs reichen: Ladetechnik“, <https://www.enbw.com/unternehmen/eco-journal/e-lkw-ladestationen.html#infokasten-ladetechnik>, 2022, zuletzt geprüft am: 9 März 2023.
- [104] Basma, H.; Saboori, A. und Rodríguez, F.; „Total cost of ownership for tractor-trailers in Europe: Battery Electric versus Diesel“, Washington D.C. (US), 2021.
- [105] Bundesministerium für Verkehr und digitale Infrastruktur, „Bekanntmachung der Richtlinie über die Förderung von leichten und schweren Nutzfahrzeugen mit alternativen, klimaschonenden Antrieben und dazugehöriger Tank- und Ladeinfrastruktur für elektrisch betriebene Nutzfahrzeuge (reine Batterieelektrofahrzeuge, von außen aufladbare Hybridelektrofahrzeuge und Brennstoffzellenfahrzeuge)“, 2021.
- [106] Europäische Kommission, „Vorschlag für eine Verordnung des europäischen Parlaments und des Rates: über die Typgenehmigung von Kraftfahrzeugen und Motoren sowie von Systemen, Bauteilen und selbstständigen technischen Einheiten für diese Fahrzeuge hinsichtlich ihrer Emissionen und der Dauerhaltbarkeit von Batterien (Euro 7) und zur Aufhebung der Verordnungen (EG) Nr. 715/2007 und (EG) Nr. 595/2009“, COM(2022) 586 final, Brüssel, 2022.
- [107] AURORA Energy Research, „Shades of green (hydrogen) - part 2: in pursuit of 2 EUR/kg“, 2022.
- [108] Burger, A., Lünenbürger, B., Tews, K., Weiß, J. et al., „CO<sub>2</sub>-Bepreisung im Verkehrs- und Gebäudebereich sozialverträglich gestalten: Herausforderungen, Strategien, Instrumente“, Dessau-Roßlau, Berlin, ISBN ISSN 1862-4359, 2022.
- [109] Wissenschaftliche Dienste - Deutscher Bundestag, „Kosten der Produktion von grünem Wasserstoff (Dokumentation)“, WD 5 - 3000 - 029/20, Berlin, 2020.
- [110] en2x, S.B., „Durchschnittlicher Preis für Dieselkraftstoff in Deutschland in den Jahren 1950 bis 2023 (Cent pro Liter): in Statista“, <https://de.statista.com/statistik/daten/studie/779/umfrage/durchschnittspreis-fuer-dieselmkraftstoff-seit-dem-jahr-1950/>, 2023.

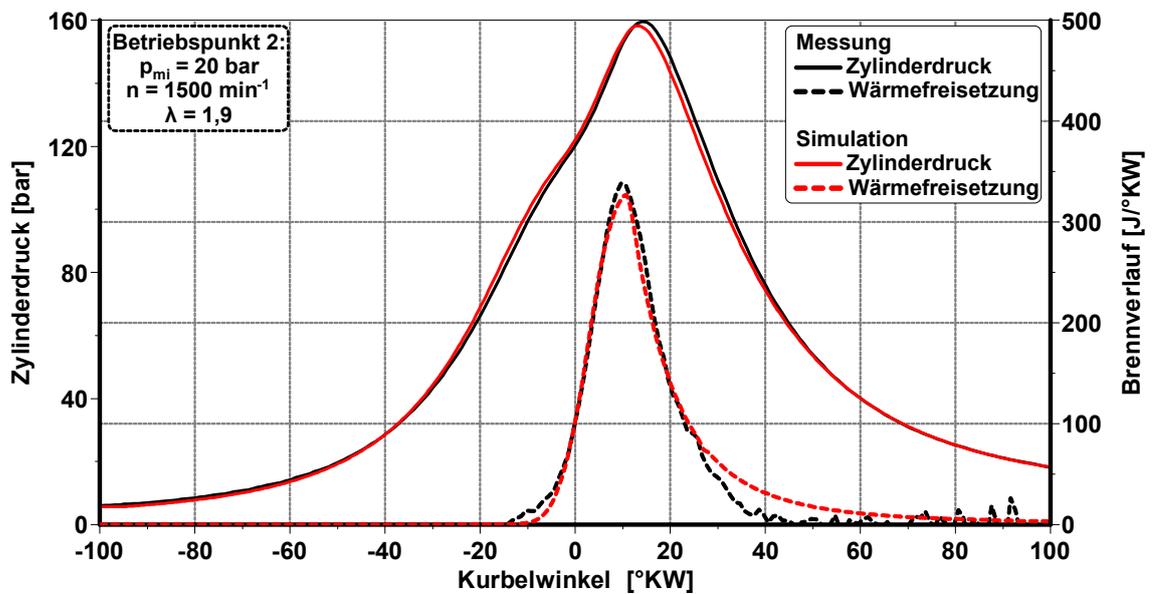
- [111] Kleiner, F. und Friedrich, H., „Maintenance & Repair Cost Calculation and Assessment of Resale Value for Different Alternative Commercial Vehicle Powertrain Technologies“, Stuttgart, 2017.
- [112] Bundesamt für Justiz, „Kraftfahrzeugsteuergesetz 2002 (KraftStG 2002) § 9 Steuersatz: § 9 des KraftStG 2002“, 2020.
- [113] Bundesamt für Justiz, „Kraftfahrzeugsteuergesetz 2002 (KraftStG 2002) § 3d Steuerbefreiung für Elektrofahrzeuge: § 3d des KraftStG 2002“, 2020.
- [114] Bundesamt für Justiz, „Gesetz über die Erhebung von streckenbezogenen Gebühren für die Benutzung von Bundesautobahnen und Bundesstraßen (Bundesfernstraßenmautgesetz - BFStrMG) § 3 Mautsätze und Mautberechnung, Anlage 1: Anlage 1 zu § 3 Absatz 3 des BFStrMG“, 2011.
- [115] Koalitionsausschuss der Bundesregierung vom 28.03.2023, „Modernisierungspaket für Klimaschutz und Planungsbeschleunigung“, [https://www.spd.de/fileadmin/Dokumente/Beschluesse/20230328\\_Koalitionsausschuss.pdf](https://www.spd.de/fileadmin/Dokumente/Beschluesse/20230328_Koalitionsausschuss.pdf), 2023.
- [116] INFRAS und Öko-Institut; Umweltbundesamt, „Klimaschutzinstrumente im Verkehr - Fahrleistungsabhängige Lkw Maut“, Dessau-Roßlau, Berlin, 2021.
- [117] Jöhrens, J., Allekotte, M., Heining, F., Helms, H. et al., „Potentialanalyse für Batterie-LKW: Teilbericht im Rahmen des Vorhabens "Elektrifizierungspotenzial des Güter- und Busverkehrs - My eRoads"“, Heidelberg, Nürnberg, Karlsruhe, 2021.
- [118] Pirl Engineering, „Einflussanalyse Elektromobilität: Ökonomische, ökologische und gesellschaftliche Einflüsse“, Blaubeuren, 2020.
- [119] e-mobil BW GmbH, „Wertschöpfungspotenziale von E-Motoren für den Automobilbereich in Baden-Württemberg: Themenpapoer Cluster Elektromobilität Süd-West“, Stuttgart, 2021.
- [120] Heimes, H., Kwade, A., Michaelis, S., und Brückner, S., „Recycling von Lithium-Ionen-Batterien“, PEM der RWTH Aachen und VDMA (Eigendruck), Frankfurt am Main, ISBN 978-3-947920-11-2, 2021.

- [121] Cech, M., Ehrler, T., Tschalamoff, T., Knape, M. et al., „Zero-emissionen closed cycle engine for reconversion of green hydrogen“, 11. Dessauer Gasmotoren-Konferenz, Dessau-Roßlau, 11. April 2019.
- [122] Cech, M., Knape, M., Wilfert, T., und Reiser, C., „Der abgasfreie Wasserstoff-Kreislaufmotor“, MTZ - Motortechnische Zeitschrift | Ausgabe 4/2021, 2021.
- [123] Klepatz, K., Tempelhagen, R., Dafis, A., und Rottengruber, H., „Potential analysis of a hydrogen CI engine within a closed working gas circuit: Closed-cycle Hydrogen CI Engine“, FVV Vorhaben Nr. 1405 | Abschlussbericht, 2022.
- [124] Klepatz, K., Tempelhagen, R., Dafis, A., Rottengruber, H. et al., „Potential Analysis of an Emission-Free Hydrogen Closed-Cycle-Engine: Proceedings of the 43rd International Vienna Motor Symposium; 27-29 April 2022 : in three volumes“, Österreichischer Verein für Kraftfahrzeugtechnik (ÖVK)/Austrian Society of Automotive Engineers, Vienna, Austria, ISBN 978-3-9504969-1-8, 2022.
- [125] Klepatz, K., Tempelhagen, R., Dafis, A., Rottengruber, H. et al., „Thermodynamic analysis of a hydrogen reconversion system: The closed-cycle engine“, The 10th International Conference on Modeling and Diagnostics for Advanced Engine Systems (COMODIA 2022), July 5-8, 2022, Sapporo, Japan, 2022.
- [126] Chase, M.W., Curnutt, J.L., Prophet, H., McDonald, R.A. et al., „JANAF thermochemical tables, 1975 supplement“, Journal of Physical and Chemical Reference Data 4(1):1–176, 1975, doi:10.1063/1.555517.
- [127] Knoche, K.F., „Verbrennungsvorgänge und andere chemische Umsetzungen“, in Knoche, K., F.: Technische Thermodynamik, Vieweg+Teubner Verlag, Wiesbaden, ISBN 978-3-528-13023-7, 1978.
- [128] Reif, K., Tappe, M., und Drühe, M.-A., „Abgasmesstechnik“, in Reif, K. (Hrsg.): „Abgastechnik für Verbrennungsmotoren“, Springer Fachmedien Wiesbaden, Wiesbaden, ISBN 978-3-658-09521-5, 2015.

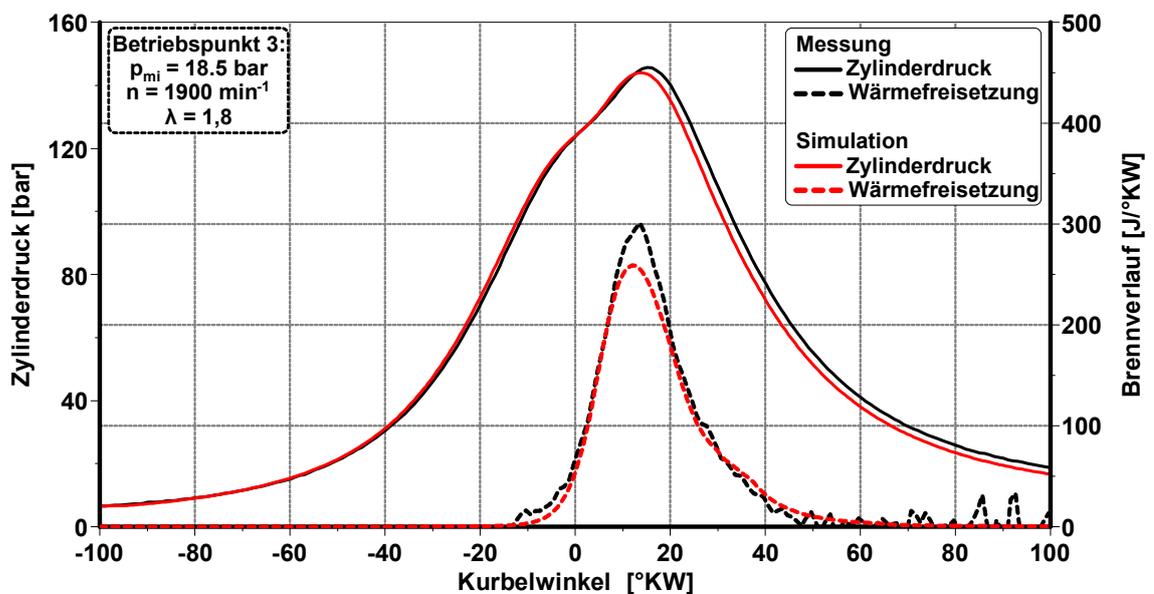
- [129] Tschöke, H. und Mollenhauer, K., „Ladungswechsel des Zweitaktmotors - Spülverfahren“ in: Bender, B.; Göhlich, D. (Hrsg.): „Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau 3: Maschinen und Systeme“, Springer Berlin Heidelberg, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-662-59714-9, 2020.
- [130] Pischinger, S., „Verbrennungsmotoren: Band I“, Vorlesungsumdruck, Selbstverlag, Aachen, 2007.
- [131] DeBoer, P und Hulet, J., „Performance of a hydrogen-oxygen-noble gas engine“, *International Journal of Hydrogen Energy* 5(4):439–452, 1980, doi:10.1016/0360-3199(80)90024-5.
- [132] Ma, T., Yang, Y., Lin, W., Yang, Y. et al., „Design of a novel high-efficiency water separator for proton exchange membrane fuel cell system“, *International Journal of Hydrogen Energy* 44(11):5462–5469, 2019, doi:10.1016/j.ijhydene.2018.10.109.
- [133] Koros, W.J. und Fleming, G.K., „Membrane-based gas separation“, *Journal of Membrane Science* 83(1):1–80, 1993, doi:10.1016/0376-7388(93)80013-N.
- [134] Veranneman, G., „Technische Gase: Herstellung, Verteilung, Anwendung“, *Die Bibliothek der Technik*, vol. 10, 4th ed., Verl. Moderne Industrie, Landsberg/Lech, ISBN 3-478-93229-7, 2000.
- [135] Lauth, G.J., „Joule-Thomson-Effekt und Linde-Verfahren - Wie erzeugt man flüssige Luft?“, Lauth, Günter Jakob, 2013; doi:10.5446/15652.
- [136] Prasad, R., Notaro, F., and Thompson, D.R., „Evolution of membranes in commercial air separation“, *Journal of Membrane Science* 94(1):225 – 248, 1994, doi:10.1016/0376-7388(93)E0193-N.
- [137] Laperche-Riteau, Y., „Fuel Cells for Rail Applications: Putting Fuel Cells to work“, *Ballard Power Systems: The Power of Fuel Cells, simply delivered*, Hydrail Conference, Birmingham, 2016.

## 10 Anhang

### Vergleichende Verlustanalyse eines Nutzfahrzeugmotors im Diesel-, H<sub>2</sub>PFI- und H<sub>2</sub>DI-Betrieb – Validierung der Betriebspunkte 2 und 3 für das Simulationsmodell in 5



**Abbildung 38:** Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation im Betriebspunkt 2 des H<sub>2</sub>PFI-Verbrennungsmotors



**Abbildung 39:** Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation im Betriebspunkt 3 des H<sub>2</sub>PFI-Verbrennungsmotors

## Kostenpunkte für Lebenszyklusanalyse (TCO) für den dieselmotorischen, wasserstoffmotorischen und batterieelektrischen Nutzfahrzeugbetrieb

**Tabelle 20:** Kosten Batteriespeicherwechsel

Bilanzierungszeitraum ab Erstzulassungsjahr	2022	2030
Lebensdauer Batterie [Ladezyklenanzahl]*	1500	
Ladezyklen pro Tag (basierend auf Tankgewichtberechnung in Abb.19)	1,25	
Fahrtage bis Nutzungsdauerende von einer Million Fahrkilometer	1402	
Anzahl Batteriewechsel	1,17 ( $\approx 1$ )	
Restwert Batteriespeicher [%]**	25	
Anschaffungskosten Batteriespeicher [€/kW]	980	613
Restwert Batteriespeicher [€/kW]	245	153
Kosten Batteriewechsel [€/kW]	735	459

\* nach [104]

\*\* nach [117]

**Tabelle 21:** Materialkostenanteil des Batteriespeichers und dessen Komponenten an Anschaffungskosten der batterieelektrischen Zugmaschine (Prozentangaben nach [120])

Materialkostenanteil des Batteriespeichers an Anschaffungskosten der batterieelektrischen Zugmaschine [%] aufgeteilt auf:	72
Materialkosten Kathode [%]	31,68
Materialkosten Anode [%]	10,8
Materialkosten Elektrolyt [%]	7,2
Materialkosten Gehäuse [%]	6,48
Materialkosten Separator [%]	12,24
Materialkosten Sonstiges [%]	3,6

## Wasserstoffkreislaufmotor – Validierung der Betriebspunkte 2 und 3 für das Simulationsmodell in 6

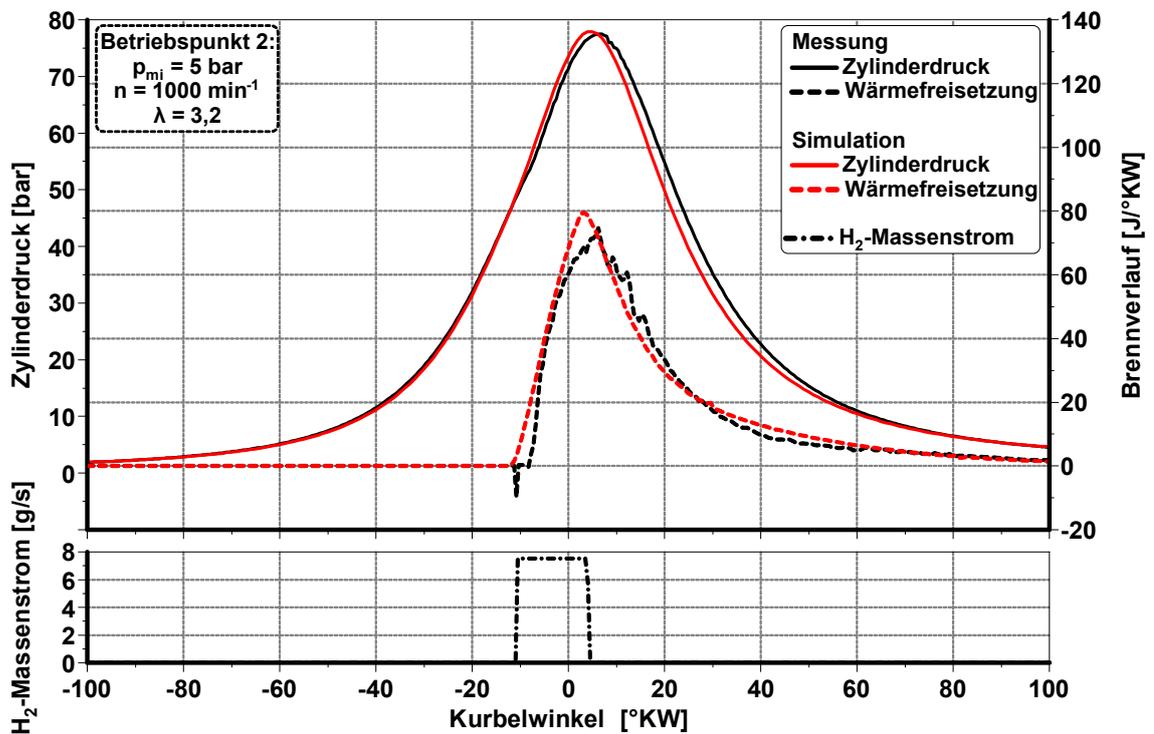


Abbildung 40: Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation, sowie  $H_2$ -Einbläsung im Betriebspunkt 2 des Wasserstoffkreislaufmotors

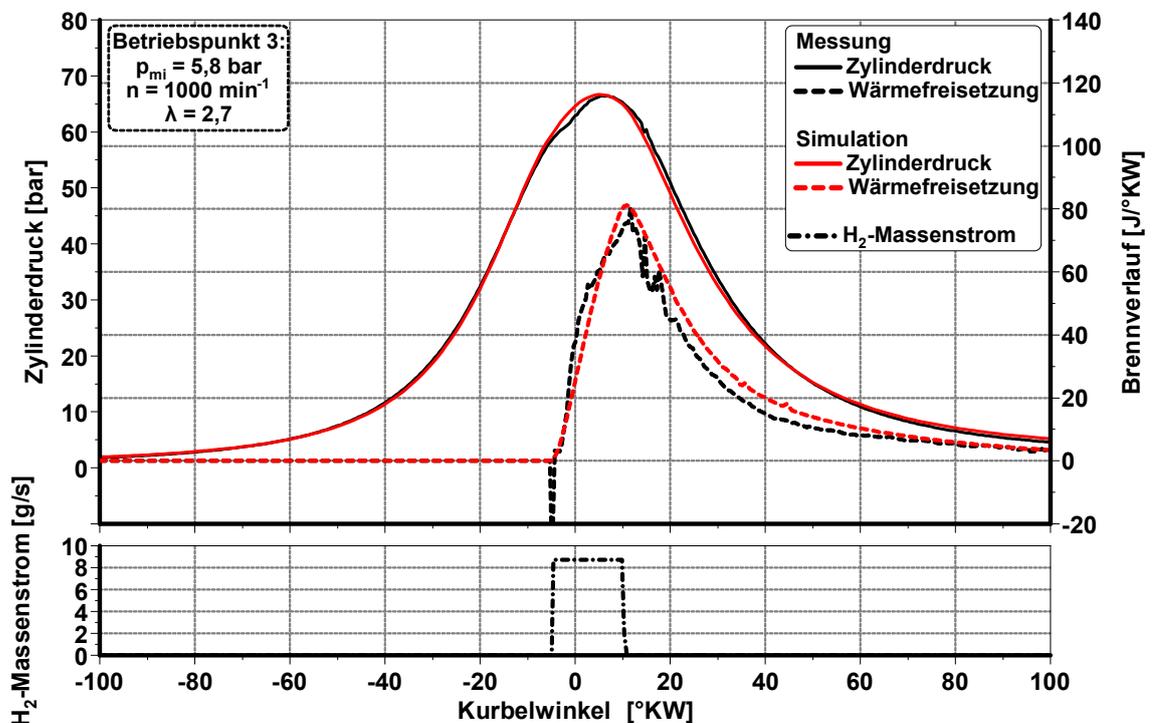
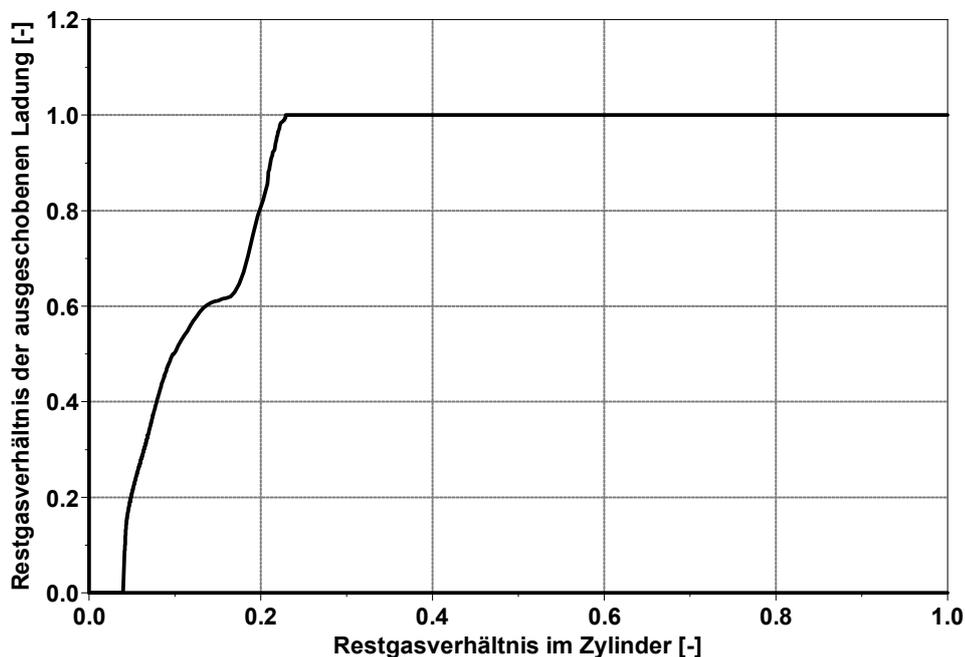


Abbildung 41: Druck- und Brennverlauf der Messung und der Simulation, sowie  $H_2$ -Einbläsung im Betriebspunkt 3 des Wasserstoffkreislaufmotors

## Datensatz zur simulativen Beschreibung der Gleichstromspülung

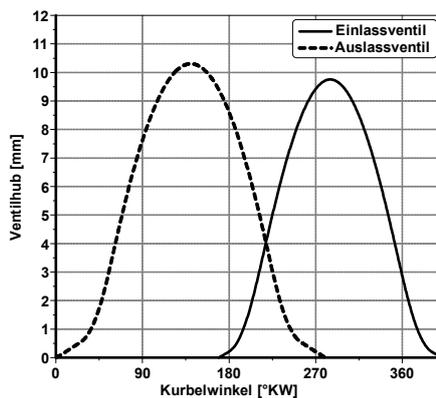
Zur simulativen Beschreibung eines Spülverfahrens wird in der verwendeten Simulationssoftware *GT-Power*<sup>®</sup> der Zusammenhang vom Restgasverhältnis im Zylinder zum Restgasverhältnis der ausgeschobenen Ladung betrachtet. Im Allgemeinen wird durch diesen Zusammenhang der zylinderinterne Vermischungsprozess von einströmendem Frischgas mit verbranntem Abgas während der Ventilüberschneidung beschrieben. Bei den Restgasverhältnissen im Zylinder handelt es sich um das dimensionslose Verhältnis von der sich im Zylinder befindenden Restgasmasse zur Gesamtmasse im Zylinder. Ein Wert von Null bedeutet hierbei, dass der gesamte Zylinderinhalt aus Frischgemischmasse besteht. Dagegen steht der Wert Eins für einen Brennraum, der ausschließlich mit verbranntem Restgas gefüllt ist. Das Restgasverhältnis der ausgeschobenen Ladung beschreibt den Zusammenhang zwischen dem aus dem Brennraum austretenden Restgas und der aus dem Brennraum austretenden Gesamtmasse. Die Definition bei diesem Verhältnis erfolgt analog zum Restgasverhältnis im Zylinder [56]

Im Zuge der Umsetzung eines Zweitaktverfahrens zur Leistungsdichtesteigerung des Kreislaufmotors, der im Abschnitt 6.3.3 erläutert ist, wurde der in Abbildung 42 dargestellte Datensatz verwendet.



**Abbildung 42:** Datensatz der in der Simulation verwendeten Gleichstromspülung

## Ventilhubkurven des H<sub>2</sub>DI-Motors



**Abbildung 43:** Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile des H<sub>2</sub>DI-Motors

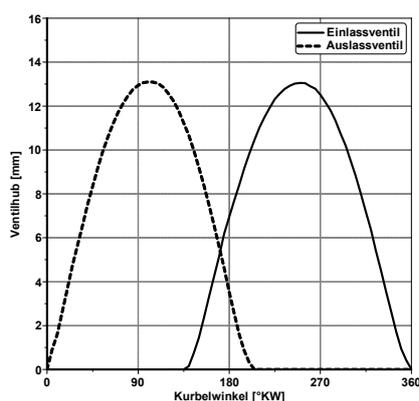
**Tabelle 22:** Einlassventil des H<sub>2</sub>DI-Motors

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
360	0
375	0,47
390	1,77
405	3,86
420	5,97
435	7,73
450	8,98
465	9,66
480	9,68
495	9,05
510	7,83
525	6,11
540	4,01
555	1,89
570	0

**Tabelle 23:** Auslassventil des H<sub>2</sub>DI-Motors

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
180	0
200	0,24
220	0,75
240	2,59
260	5,48
280	7,85
300	9,46
320	10,23
340	10,14
360	9,19
380	7,43
400	4,92
420	2,08
440	0,61
460	0

## Ventilhubkurven des Kreislaufmotors



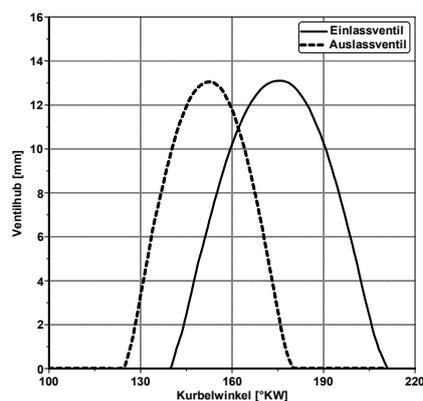
**Abbildung 44:** Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile des Kreislaufmotor im Viertaktverfahren

**Tabelle 24:** Einlassventil des Kreislaufmotors im Viertaktverfahren

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
140	0
145	1,59
150	3,64
155	5,61
160	7,46
165	9,15
170	10,56
175	11,68
180	12,46
185	12,93
190	13,09
195	13,02
200	12,56
205	11,79
210	10,66
215	9,21
220	7,51
225	5,61
230	1,58
235	0

**Tabelle 25:** Auslassventil des Kreislaufmotors im Viertaktverfahren

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
130	0
135	1,44
140	3,29
145	5,14
150	6,98
155	9,87
160	11,07
165	11,94
170	12,61
175	12,96
180	13,09
185	12,95
190	11,84
195	10,78
200	9,55
205	8,06
210	6,38
215	4,52
220	2,66
225	0



**Abbildung 45:** Ventilhubkurven der Ein- und Auslassventile des Kreislaufmotor im Zweitaktverfahren

**Tabelle 26:** Einlassventil des Kreislaufmotors im Zweitaktverfahren

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
135	0
140	0,1
145	2,44
150	5,36
155	7,96
160	10,19
165	11,8
170	12,78
175	13,09
180	12,86
185	11,92
190	10,28
195	8,02
200	5,34
205	2,42
210	0,3
215	0

**Tabelle 27:** Auslassventil des Kreislaufmotors im Zweitaktverfahren

Kurbelwinkel [°KW]	Ventilhub [mm]
125	0
130	1,23
135	3,83
140	6,53
145	8,66
150	10,58
155	11,94
160	12,79
165	13,08
170	12,88
175	12,06
180	10,63
185	8,72
190	6,37
195	3,97
200	1,16
205	0