

Beitrag zur Arbeitsprozessoptimierung hochaufgeladener Ottomotoren

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur (Dr.-Ing.)

von Dipl.-Ing. (FH) Eike-Philippe Bunsen

geb. am 08.10.1979 in Hamburg

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

Gutachter: Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke
Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl

Promotionskolloquium am 01.02.2012

„Wichtig ist, dass man nicht aufhört zu fragen. Neugier hat ihren eigenen Seinsgrund. Man kann nicht anders als die Geheimnisse von Ewigkeit, Leben oder die wunderbare Struktur der Wirklichkeit ehrfurchtsvoll zu bestaunen. Es genügt, wenn man versucht, an jedem Tag lediglich ein wenig von diesem Geheimnis zu erfassen. Diese heilige Neugier soll man nie verlieren.“

ALBERT EINSTEIN

Erklärung

Veröffentlichungen über den Inhalt der Arbeit sind nur mit schriftlicher Genehmigung der Volkswagen AG zugelassen.

Die Ergebnisse, Meinungen und Schlüsse dieser Dissertation sind nicht notwendigerweise die der Volkswagen AG.

Publications about the content of this work require the written consent of Volkswagen AG.

The results, opinions and conclusions expressed in this thesis are not necessarily those of Volkswagen AG.

Gifhorn, 01.02. 2012

Eike-Philippe Bunsen

Schriftliche Erklärung

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe; die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Gifhorn, 01.02. 2012

Eike-Philippe Bunsen

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Doktorand in der Abteilung K-EFAO/V (Ottomotoren/Versuch) der Volkswagen Konzernforschung in Wolfsburg.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Dr. h. c. Helmut Tschöke, Leiter des Lehrstuhls für Kolbenmaschinen des Institutes für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, für die Betreuung und Förderung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Rudolf Flierl, Leiter des Lehrstuhls für Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Kaiserslautern, danke ich für sein Interesse an dieser Arbeit und für die Übernahme des Korreferates.

Sehr herzlich bedanken möchte ich mich bei Herrn Dipl.-Ing. Jürgen Willand, damaliger Leiter der Ottomotorenforschung der Volkswagen AG, für die Möglichkeit, diese Arbeit in seiner Abteilung durchführen zu können.

Ich bedanke mich bei Herrn Dr.-Ing. Andreas Grote für die sehr gute Betreuung während der Dissertation und die vielen hilfreichen Diskussionen.

Weiterhin möchte ich mich bei den zahlreichen Kollegen der Antriebsforschung von Volkswagen bedanken. Hervorheben möchte ich die Herren Dipl.-Ing. Fred Thiele, Dipl.-Ing. Henrik Meyer, Wolfgang Schlüter und Andreas Böstler, deren tatkräftige Unterstützung maßgeblich zum Gelingen der vorliegenden Arbeit beigetragen hat.

Bei den Herren Dipl.-Ing. Hermann Hoffmann, Oliver Fritz und Dr.-Ing. Peter Wieske der Firma Mahle möchte ich mich für die hervorragende Unterstützung und die stete Hilfsbereitschaft sehr herzlich bedanken.

Besonderer Dank gilt meinen Eltern, die als Förderer meiner Ausbildung meinen bisherigen Werdegang ermöglicht und somit den Grundstein zu dieser Arbeit gelegt haben.

Meiner Freundin Inga danke ich für ihr Verständnis und ihre Geduld sowie für ihre ständige Unterstützung während der Erstellung dieser Arbeit.

Gifhorn, 01.02. 2012

Eike-Philippe Bunsen

Kurzreferat

Neben dem Wunsch nach immer effizienteren Motoren werden insbesondere Fahrzeuge mit einem hohen Maß an Dynamik gefordert. Der moderne Ottomotor löst diesen Zielkonflikt mit einer Technologiekombination aus Hubraumverkleinerung und Hochaufladung, genannt Downsizing. Die Arbeitsprozessoptimierung eines solchen Motors ist Inhalt der Dissertation. Dabei stehen die Reduzierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb und die Probleme bei Volllast im Vordergrund der experimentellen Untersuchungen.

Als Versuchsträger dient ein 1,4l TSI-Motor mit 125 kW. Er ist um ein mechanisch variables Ventiltriebssystem und eine Brennraummaskierung gegenüber der Serienausführung erweitert. Mehrere Leitungen zur externen Abgasrückführung erlauben verschiedene Rückführungsstrategien bei Volllast. Daneben besteht die Option, ein in der Funkendauer variables Zündsystem einzusetzen und die Ansaugluft mit Wasserstoff anzureichern.

Für die Reduzierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb sind bei Downsizing-Motoren die Einlassventilhubreduzierung und die interne Abgasrückführung wirkungsvolle Ansätze. Die Untersuchungen belegen, dass die Abgasrückführung die wirksamere Methode ist, sofern es gelingt, den Ansaugvorgang damit weitgehend zu entdrosseln. Diesem theoretischen Optimum steht allerdings die Restgasverträglichkeit des Motors entgegen. Das beste Ergebnis wird mit einem kombinierten Brennverfahren erreicht, bei dem zunächst die maximale Restgasmenge zurückgehalten und erst im Anschluss der Einlassventilhub reduziert wird. Die Erhöhung der Restgasverträglichkeit kann sowohl mit Hilfe einer verlängerten Funkendauer als auch durch Anreicherung der Ansaugluft mit Wasserstoff erreicht werden. Die Ladungswechselverluste können so gegenüber dem Ausgangskonzept um über 50 % verringert werden, wohingegen mit der Einlassventilhubreduzierung allein lediglich eine Reduzierung von ca. 20 % zu erreichen ist.

Damit das reduzierte Hubvolumen der Downsizing-Motoren nicht zu einer Verschlechterung der Drehmomentreserve führt, muss der Volllastmitteldruck angehoben werden. Das kann mit Hilfe einer verkürzten Auslassventil-Öffnungsdauer und einer langen Ventilüberschneidung erreicht werden. Diese Variabilität könnte die kostenintensivere zwei-stufige Aufladung ersetzen. Die Klopfempfindlichkeit bei Volllast kann durch die gekühlte externe Abgasrückführung positiv beeinflusst werden.

Abstract

In addition to the desire for more and more low-consumption engines, cars with a high degree of dynamics are required nowadays. The modern gasoline engine meets this trade-off with a composite technology combining a reduction of displacement and high-pressure supercharging, called downsizing. The improvement of working process of such an engine is the content of this doctoral thesis. The focus of the experimental researches is therefore put on the reduction of pumping losses at part load and problems at full load.

A 1,4l TSI engine with 125 kW serves as the base power unit for the investigations. It is extended with a mechanically variable valve train system and an intake-valve masking. A flexible external exhaust gas recirculation system allows several recirculating strategies at full load. Furthermore, there is an option to use an ignition system with variable ignition duration and the possibility to enrich the intake air with hydrogen.

The reduction of intake valve lift and the internal exhaust gas recirculation are two effective approaches for downsizing engines to decrease the pumping losses. The experimental investigations prove that the exhaust gas recirculation is the more efficient method if it succeeds to dethrottle the intake process completely. However, this theoretical optimum conflicts with the tolerable residual-gas amount. The best point is reached with a combined combustion process, in which the maximum amount of exhaust-gas is recirculated first, followed by the intake valve lift reduction. The increase of the tolerable residual-gas amount can be achieved with assistance by an extended ignition duration, as well as through the enrichment of the intake air with hydrogen. This way the pumping losses can be reduced to about 50% compared to the basic concept, whereas the intake valve lift reduction on its own can just reach a reduction of 20%.

The full load power must be increased, so that the reduced displacement doesn't lead to a degradation of the torque reserve. This can be realized by having a shortened exhaust valve opening time and a large degree of valve overlapping. This variability could replace the more cost-intensive two-stage compressor system. The knock sensitivity can be influenced favourably by the cooled external exhaust gas recirculation.

Inhalt

Vorwort	IX
Kurzreferat	XI
Abstract	XIII
Liste der Symbole	XVII
Liste der Abkürzungen	XXIII
Verzeichnis der Begriffe und Definitionen	XXV
1 Einleitung und Aufgabenstellung	1
2 Stand der Technik	5
2.1 Der Arbeitsprozess des Ottomotors	5
2.1.1 Bilanzen und Einzelprozesse der Energiewandlung	5
2.1.2 Wirkungsgradkette und Verlustanalyse	11
2.2 Grundlagen der experimentellen Schwerpunkte	14
2.2.1 Kenngrößen und Bilanzierungsarten des Ladungswechsels	15
2.2.2 Problembereiche hochaufgeladener Ottomotoren	20
3 Versuchsaufbau	25
3.1 Die Versuchsträger	25
3.2 Aufbau und Funktion der verwendeten Systeme	27
3.2.1 Das variable Ventiltriebsystem	27
3.2.2 Die externe Abgasrückführung	34
3.2.3 Die Systeme zur Ladungsbewegung	35
3.2.4 Die Systeme zur Entflammung	36
4 Arbeitsprozessoptimierung im Teillastbetrieb	39
4.1 Ladungsbewegung in Abhängigkeit des Einlassventillhubes	39

4.2	Reduzierung der Ladungswechselverluste	45
4.2.1	Das Konzept der Volumenreduzierung	48
4.2.2	Das Konzept der Massenerhöhung	50
4.2.3	Kombination beider Konzepte	53
4.3	Erhöhung der Restgasverträglichkeit	58
4.3.1	Variation der Zündfunkendauer	59
4.3.2	Wasserstoffanreicherung der Verbrennungsluft	62
4.3.3	Kombination aus Zündfunkendauer und Wasserstoffanreicherung	68
4.4	Diskussion der Ergebnisse	69
5	Arbeitsprozessoptimierung im Vollastbetrieb	75
5.1	Drehmomentsteigerung im unteren Drehzahlbereich	75
5.1.1	Einfluss der Ventilüberschneidung	78
5.1.2	Einfluss der Auslassventil-Öffnungsdauer	80
5.1.3	Einfluss der Ladungsbewegungsklappen	84
5.2	Reduzierung der Klopfneigung	86
5.2.1	Variation der Auslassventil-Öffnungsdauer	87
5.2.2	Externe Abgasrückführung	90
6	Zusammenfassung und Ausblick	99
	Literaturverzeichnis	105
A	Anhang	111
A.1	Übersicht der Ventiltriebsparameter	112
A.2	Aufbau und Funktion des Strömungsprüfstandes	115
A.3	Rohemissionen bei externer Abgasrückführung im Vollastbetrieb	118

Liste der Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
A	m^2	Fläche
AI_5	$^\circ\text{KW n. ZOT}$	Winkellage der 5 %-Energieumsetzung
AI_{50}	$^\circ\text{KW n. ZOT}$	Winkellage der 50 %-Energieumsetzung
AI_{90}	$^\circ\text{KW n. ZOT}$	Winkellage der 90 %-Energieumsetzung
$A\ddot{O}$	$^\circ\text{KW}$	Ventilsteuerzeit Auslass Öffnet bei 1 mm Ventilhub
AS	$^\circ\text{KW}$	Ventilsteuerzeit Auslass Schließt bei 1 mm Ventilhub
b_e	$\text{g}/(\text{kW} \cdot \text{h})$	spezifischer effektiver Kraftstoffverbrauch
BV	$^\circ\text{KW}$	Brennverzug
d	mm	Bohrungsdurchmesser eines Zylinders
$E\ddot{O}$	$^\circ\text{KW}$	Ventilsteuerzeit Einlass Öffnet bei 1 mm Ventilhub
ES	$^\circ\text{KW}$	Ventilsteuerzeit Einlass Schließt bei 1 mm Ventilhub
h	mm	Hub eines Zylinders
	J/kg	spezifische Enthalpie
\dot{H}_A	J/s	Enthalpiestrom des Abgases
h_A	J/kg	spezifische Enthalpie des Abgases
h_{AV}	mm	Auslassventilhub
h_{BB}	J/kg	spezifische Enthalpie der Blowby-Gase
\dot{H}_E	J/s	Enthalpiestrom der Frischluft
h_E	J/kg	spezifische Enthalpie der Frischluft
h_{EV}	mm	Einlassventilhub
H_G	J/m^3	Gemischheizwert
H_u	J/kg	unterer massebezogener Heizwert
h_V	mm	Ventilhub
$(K_{AGR})_{\text{ext}}$	Nm/kg	Konstante bei externer Abgasrückführung
$(K_{AGR})_{\text{int}}$	Nm/kg	Konstante bei interner Abgasrückführung
K_{BP}	Nm/kg	Konstante eines Betriebspunktes
L_{min}	—	Mindestluftmenge
l_{Pl}	mm	Pleuellänge

Liste der Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
m	kg	Masse
m_a	kg	Masse des Abgases
m_{AGR}	kg	Masse des zurückgeführten Abgases
$(m_{AGR})_{ext}$	kg	Masse des extern zurückgeführten Abgases
$(m_{AGR})_{int}$	kg	Masse des intern zurückgehaltenen Abgases
m_B	kg	Masse des Brennstoffes
\dot{m}_{CO}	kg/s	Massenstrom des Kohlenmonoxids
M_{CO}	kg/kmol	molekulare Masse des Kohlenmonoxids
M_D	Nm	effektives Motordrehmoment
m_e	kg	Masse des einströmenden Gemisches
\dot{m}_{H_2}	kg/s	Massenstrom des Wasserstoffes
M_{H_2}	kg/kmol	molekulare Masse des Wasserstoffes
m_{Leck}	kg	Leckagemasse
$(m_L)_{min}$	kg	Mindestluftmasse
m_{max}	kg	maximale Masse
m_{th}	kg	theoretische Masse
m_{th1}	kg	theoretische Masse im Zustand der Umgebung
m_{th2}	kg	theoretische Masse im Zustand vor dem Einlassventil
m_{Zyl}	kg	Zylindermasse
n	1/min	Motordrehzahl
\dot{n}_{CO}	kmol/s	Stoffmengenstrom des Kohlenmonoxids
\dot{n}_{H_2}	kmol/s	Stoffmengenstrom des Wasserstoffes
p	N/m ²	Druck
$(p_{Abg})_{vTu}$	mbar	Abgasdruck vor Turbine
$(p_{AGR})_{aus}$	mbar	Druck an der AGR-Entnahmestelle
$(p_{AGR})_{ein}$	mbar	Druck an der AGR-Einleitstelle
P_e	W	mechanische Nutzleistung
p_{max}	mbar	maximaler Druck
p_{me}	bar	effektiver Mitteldruck
p_{mi}	bar	indizierter Mitteldruck
$(p_{mi})_{HD}$	bar	indizierter Mitteldruck des Hochdruckprozesses
$(p_{mi})_{LW}$	bar	indizierter Mitteldruck des Ladungswechselprozesses
p_{min}	mbar	minimaler Druck
$(p_{mi})_{Std}$	bar	Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks
p_{mr}	bar	Reibmitteldruck

Symbol	Einheit	Bezeichnung
p_{Saug}	mbar	Saugrohrdruck
p_{Zyl}	bar	Zylinderdruck
\dot{Q}_{ab}	J/s	abgeführter Wärmestrom
Q_{B}	J	Brennstoffenergie
\dot{Q}_{B}	J/s	Brennstoffenergiestrom
$Q_{\text{B,um}}$	J	umgesetzte Brennstoffenergie
$Q_{\text{B,uv}}$	J	unverbrannte Brennstoffenergie
Q_{W}	J	Wandwärme
R	J/(kg · K)	spezifische Gaskonstante
T	K	Temperatur
$(T_{\text{Abg}})_{\text{vTu}}$	K	Abgastemperatur vor Turbine
$(T_{\text{AGR}})_{\text{aus}}$	K	Temperatur an der AGR-Entnahmestelle
$(T_{\text{AGR}})_{\text{ein}}$	K	Temperatur an der AGR-Einleitstelle
T_{Gas}	K	Gastemperatur
T_{Saug}	K	Saugrohrtemperatur
T_{V}	K	Temperatur in der verbrannten Zone
T_{W}	K	Brennraumwandtemperatur
t_{Z}	ms	Zündfunkendauer
u	J/kg	spezifische innere Energie
V	m ³	Volumen
\dot{V}	m ³ /s	Volumenstrom
v	m/s	Geschwindigkeit
V_{c}	m ³	Kompressionsvolumen
$(V_{\text{EVHub}})_{\text{max}}$	m ³	Volumen bei maximalem Einlassventilhub
$(V_{\text{EVHub}})_{\text{min}}$	m ³	Volumen bei minimalem Einlassventilhub
V_{h}	m ³	Hubvolumen eines Zylinders
V_{H}	m ³	Hubvolumen aller Zylinder
\dot{V}_{H_2}	m ³ /s	Volumenstrom des Wasserstoffes
$(V_{\text{h}})_{\text{eff}}$	m ³	effektives Hubvolumen eines Zylinders
\dot{V}_{Luft}	m ³ /s	Volumenstrom des Frischluft
v_z	m/s	Geschwindigkeit in Richtung der z-Koordinate
W_{e}	J	effektive Arbeit
x_{AGR}	—	AGR-Rate
$(x_{\text{AGR}})_{\text{ext}}$	—	externe AGR-Rate
$(x_{\text{AGR}})_{\text{int}}$	—	interne AGR-Rate

Symbol	Einheit	Bezeichnung
$(x_{\text{AGR}})_{\text{max}}$	—	maximale AGR-Rate
$(x_{\text{H}_2})_{\text{nV}}$	—	volumennormierte Wasserstoffrate
x_{φ}	—	Brennrate
x_{L}	—	Frischluftrate

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Bezeichnung
α	W/(m ² · K)	Wärmeübergangskoeffizient
ΔANW	°KW	Betrag der Phasenlagenvariation der ANW
ΔBD	°KW	Änderung der Brenndauer
ΔBV	°KW	Änderung des Brennverzuges
ΔENW	°KW	Betrag der Phasenlagenvariation der ENW
$\Delta \eta$	—	Anteil der Einzelverluste
$\Delta \eta_{\text{A,NA}}$	—	Verluste durch die Antriebsleistung der Nebenaggregate
$\Delta \eta_{\text{EX}}$	—	Verluste durch unvollständige Expansion
$\Delta \eta_{\text{g,HD}}$	—	Verluste des Hochdruckgütegrades
$\Delta \eta_{\text{g,LW}}$	—	Verluste des Ladungswechselgütegrades
$\Delta \eta_{\text{g,M}}$	—	Verluste des mechanischen Gütegrades
$\Delta \eta_{\text{GR}}$	—	Verluste des Gleichraumgrades
$\Delta \eta_{\text{KO}}$	—	Verluste durch verzögerte Kompression
$\Delta \eta_{\text{LI}}$	—	Verluste durch idealen Ladungswechsel
$\Delta \eta_{\text{LR}}$	—	Verluste durch realen Ladungswechsel
$\Delta \eta_{\text{Reib}}$	—	Verluste durch Reibung
$\Delta \eta_{\text{RG}}$	—	Verluste durch Realgasverhalten
$\Delta \eta_{\text{RL}}$	—	Verluste durch reale Ladung
$\Delta \eta_{\text{RS}}$	—	Verluste durch reale Schwerpunktlage
$\Delta \eta_{\text{RV}}$	—	Verluste durch reale Verbrennung
$\Delta \eta_{\text{UV}}$	—	Verluste durch unvollständige Verbrennung
$\Delta \eta_{\text{WW}}$	—	Verluste durch Wandwärme
ΔM_{D}	%	Änderung des Drehmomentes
Δp	mbar	Druckgefälle
ϵ	—	Verdichtungsverhältnis
ϵ_{eff}	—	effektives Verdichtungsverhältnis

Symbol	Einheit	Bezeichnung
ϵ_{geo}	—	geometrisches Verdichtungsverhältnis
η	—	Wirkungsgrad
η_e	—	effektiver Wirkungsgrad
η_g	—	Gütegrad
$\eta_{g,HD}$	—	Hochdruckgütegrad
$\eta_{g,LW}$	—	Ladungswechselgütegrad
$\eta_{g,M}$	—	mechanischer Gütegrad
η_{GR}	—	Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses
η_i	—	indizierter Wirkungsgrad
$\eta_{i,HD}$	—	indizierter Hochdruckwirkungsgrad
φ_{KW}	°KW	Kurbelwinkel
φ_{NW}	°NW	Nockenwinkel
$(\varphi_{Pha})_A$	°KW	Phasenlage der Auslassnockenwelle
$(\varphi_{Pha})_E$	°KW	Phasenlage der Einlassnockenwelle
$(\varphi_{Oed})_A$	°KW	Öffnungsdauer der Auslassnockenwelle
$(\varphi_{Oed})_E$	°KW	Öffnungsdauer der Einlassnockenwelle
$\varphi_{VÜ}$	°KW	Ventilüberschneidung
φ_Z	°KW _{v.ZOT}	Zündwinkel
κ	—	Isentropenexponent
λ	—	Luftverhältniszahl
λ_a	—	Luftaufwand
λ_{a1}	—	Luftaufwand im Zustand der Umgebung
λ_{a2}	—	Luftaufwand im Zustand vor dem Einlassventil
λ_f	—	Fanggrad
λ_{global}	—	globale Luftverhältniszahl
λ_l	—	Liefergrad
λ_{l1}	—	Liefergrad im Zustand der Umgebung
λ_{l2}	—	Liefergrad im Zustand vor dem Einlassventil
$\lambda_{Zyl1...4}$	—	Luftverhältniszahl des Zylinders 1...4
ρ	kg/m ³	Dichte
ρ_0	kg/m ³	Umgebungsichte
ρ_{EV}	kg/m ³	Dichte vor dem Einlassventil
ρ_{H_2}	kg/m ³	Dichte des Wasserstoffes

Liste der Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
AGR	Abgasrückführung
AKR	Auslasskanalrückführung
A-NWS	Auslass-Nockenwellenverstellsystem
AÖ	Ventilsteuerzeit Auslass Öffnet
AS	Ventilsteuerzeit Auslass Schließt
BRR	Brennraumrückführung
C ₃ H ₈	Propan
CH ₃ OH	Methanol
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO ₂	Kohlenstoffdioxid
EA	VW interne Kennzeichnung für Motorbaustufe
EKR	Einlasskanalrückführung
E-NWS	Einlass-Nockenwellenverstellsystem
EÖ	Ventilsteuerzeit Einlass Öffnet
ES	Ventilsteuerzeit Einlass Schließt
EV-Hub	Einlassventilhub
FAS	Ventilsteuerzeitenstrategie Frühes Auslass Schließt
FEÖ	Ventilsteuerzeitenstrategie Frühes Einlass Öffnet
FES	Ventilsteuerzeitenstrategie Frühes Einlass Schließt
FSI	VW Kennzeichnung für einen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung (Fuel Stratified Injection)
H ₂	Wasserstoff
H ₂ O	Wasser
HC	Kohlenwasserstoffe allgemein
HD	Hochdruckprozess
HD-AGR	Hochdruck-Abgasrückführung
LBK	Ladungsbewegungsklappe
LLK	Ladeluftkühler

Liste der Abkürzungen

Abkürzung	Bezeichnung
LW	Ladungswechselprozess
LWOT	oberer Totpunkt des Ladungswechselprozesses
ND-AGR	Niederdruck-Abgasrückführung
NECAR	New Electric Car
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus (auch NEDC oder MVEG)
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
OT	oberer Totpunkt
SAS	Ventilsteuerzeitenstrategie Spätes Auslass Schließt
SEÖ	Ventilsteuerzeitenstrategie Spätes Einlass Öffnet
SES	Ventilsteuerzeitenstrategie Spätes Einlass Schließt
SP	Schnittpunkt
TSI	VW Kennzeichnung für einen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung und Aufladung (Turbo Spark Ignition)
UT	unterer Totpunkt
VTG	Variable Turbinengeometrie
VW	Volkswagen
WG	Wastegate
ZK	Zylinderkopf
ZOT	oberer Totpunkt im Zündtakt

Verzeichnis der Begriffe und Definitionen

Phasenlage

Als Phasenlage wird der Abstand des Ventilhubscitelpunktes zum Ladungswechsel-OT definiert. Sie wird in °KW angegeben und beschreibt die relative Winkellage der Nockenwelle zum Ladungswechsel-OT.

Phasenlagenvariation

Als Phasenlagenvariation wird die Verdrehung der Nockenwelle relativ zur Kurbelwelle definiert. Der Betrag der Verdrehung wird in °KW angegeben und bezieht sich auf die Referenzposition. Eine dem Betrag nach positive Phasenlagenvariation wird als eine Verdrehung in Kurbelwellendrehrichtung, eine dem Betrag nach negative Phasenlagenvariation als eine Verdrehung entgegen der Kurbelwellendrehrichtung definiert.

Referenzposition

Als Referenzposition wird die absolute Winkellage der Nockenwelle zur Kurbelwelle definiert, die sich bei laufendem Motor, anstehendem Öldruck und ohne aktive Phasenlagenverstellung einstellt. Sie ergibt sich aus der Montageposition der Nockenwellen.

Öffnungsdauer

Als Öffnungsdauer wird der Abstand zwischen der Öffnungsflanke und der Schließflanke der Ventilhubkurve bei 1 mm Ventilhub definiert. Die Öffnungsdauer wird in °KW angegeben.

Steuerzeiten

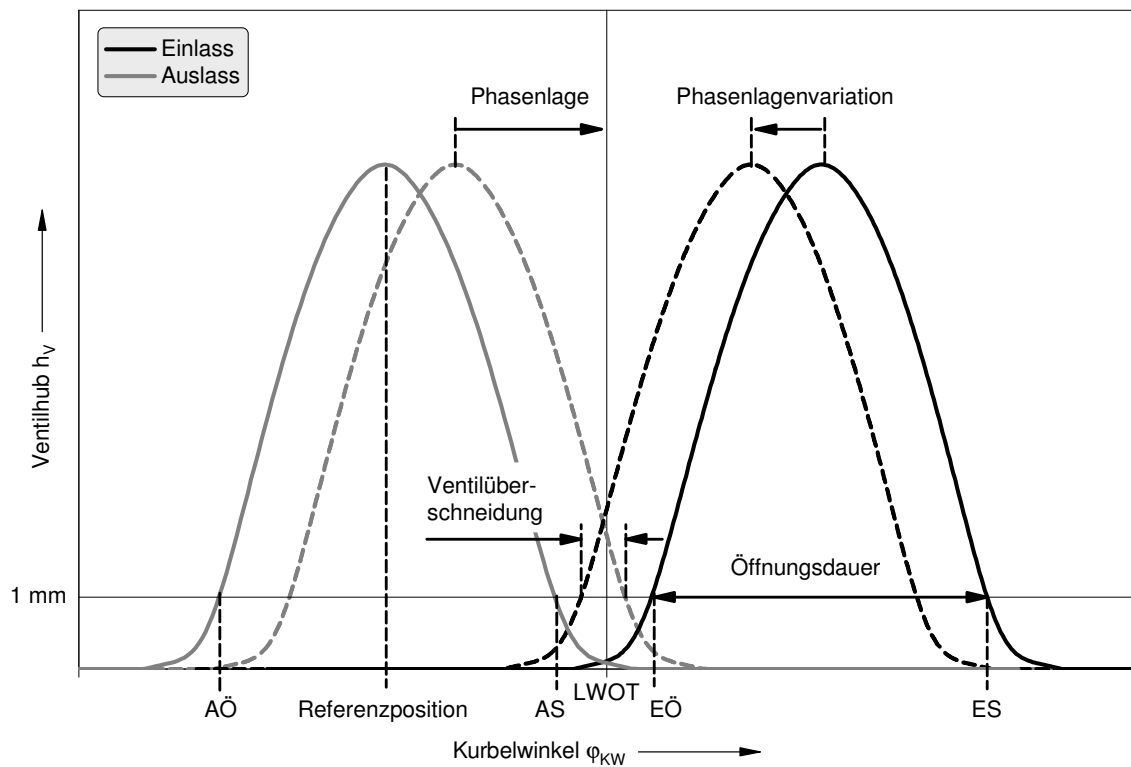
Die Steuerzeiten des Ventiltriebs sind Auslass Öffnet (AÖ), Auslass Schließt (AS), Einlass Öffnet (EÖ) und Einlass Schließt (ES). Die Angabe der Steuerzeiten erfolgt absolut in

°KW und bei 1 mm Ventilhub.

Ventilüberschneidung

Als Ventilüberschneidung wird der Bereich zwischen den Steuerzeiten Einlass Öffnet und Auslass Schließt definiert. Innerhalb dieses Bereiches sind sowohl das Ein- als auch das Auslassventil geöffnet. Der Bereich wird in °KW angegeben und bei 1 mm Ventilhub gemessen. Schließt das Auslassventil, bevor das Einlassventil öffnet, ergibt sich eine negative Ventilüberschneidung.

Die Ventiltriebsparameter sind in dem folgenden Diagramm veranschaulicht.



1 Einleitung und Aufgabenstellung

Von Kaiser Wilhelm II., deutscher Kaiser und König von Preußen zwischen 1888 und 1918, ist das folgende Zitat überliefert:

„Ich glaube an das Pferd. Das Automobil ist eine vorübergehende Erscheinung.“

Henry Ford, Gründer der Ford Motor Company, war zwar von dem Erfolg des Automobils überzeugt, sah sich aber einer tiefen Skepsis der Bevölkerung gegenüber der neuen Technik ausgesetzt:

„Wenn ich die Menschen gefragt hätte, was sie wollen, hätten sie gesagt: schnellere Pferde.“

Bekanntlich hat sich das Automobil gegenüber dem Pferd durchgesetzt und darüber hinaus längst den Status des reinen Transportmittels abgelegt. Das Auto bedeutet für viele Menschen Freiheit und individuelle Mobilität. Um das Auto herum hat sich ein Wirtschaftszweig entwickelt, von dem inzwischen jeder siebte Arbeitsplatz in Deutschland abhängt [Wissmann 2007].

Doch die automobilen Erfolgsgeschichte hat uns nicht nur Mobilität und Wohlstand gebracht. Gerade in Ballungsräumen hat die immer größere Anzahl an Fahrzeugen eine zunehmende Luftverschmutzung mit zum Teil gesundheitsschädigenden Ausmaßen zur Folge. Der Verbrauch von fossilen Energieträgern erzeugt einen CO₂-Ausstoß von mehreren Millionen Tonnen jährlich und ist für den Treibhauseffekt mitverantwortlich. Die Vorkommen an fossilen Energieträgern sind darüber hinaus begrenzt. Die Verteilung der Vorkommen hat zu politischen Konflikten bis hin zu militärischen Auseinandersetzungen geführt und tut dies auch weiter.

Durch die anhaltende Debatte über die Klimaerwärmung und deren mögliche Konsequenzen hat auch das Umweltbewusstsein in der Bevölkerung deutlich zugenommen. Der Verbrennungsmotor als Antrieb des Automobils ist dabei in den Fokus der öffentlichen Kritik geraten, obwohl sein Anteil an den gesamten CO₂-Emissionen in Europa mit 12 % geringer ausfällt als der Anteil der Privathaushalte [Kröner 2007].

Neben dem Wunsch nach immer emissionsärmeren und kraftstoffsparenderen Motoren, werden Fahrzeuge mit einem immer höheren Maß an Fahrdynamik, Sicherheit und Komfort gefordert. Die Autos werden in der Folge zunehmend größer und schwerer. Die Leistung der Motoren hat mit dieser Entwicklung Schritt gehalten, um auch einen weiteren wichtigen Punkt nicht zu vernachlässigen: den Faktor Fahrspaß. Würde Henry Ford die Menschen heute fragen, was sie wollen, so würden sie wohl nach noch dynamischeren und zugleich effizienteren Fahrzeugen verlangen.

Der moderne Ottomotor begegnet diesem Zielkonflikt mit einer Technologiekombination aus Hubraumverkleinerung und Hochaufladung, genannt Downsizing. Dabei handelt es sich um ein Verfahren, mit denen Motoren mit kleinem Hubraum gleiche Werte bezüglich des Fahrverhaltens erreichen wie hubraumgroße Motoren. Neben dem Vorteil der geringeren Reibleistung werden Ottomotoren dadurch bei höheren Lasten und damit mit einem besseren Wirkungsgrad betrieben.

Damit das reduzierte Hubvolumen der Downsizing-Motoren nicht zu einer Verschlechterung der Drehmoment- und Leistungsreserve führt, muss der Vollastmitteldruck angehoben werden. Downsizing-Motoren werden daher mit aufwändigen und kostenintensiven Aufladesystemen, beispielsweise einer Kombination aus Abgasturbolader und Kompressor, versehen. Die gestiegene Belastung der Motoren im Vollastbetrieb erfordert Gegenmaßnahmen, um die Klopfempfindlichkeit und die Bauteilbelastung zu reduzieren. Dies geschieht meist durch zusätzliche Kraftstoffzugabe und durch eine späte Energieumsetzung – beides wirkt sich allerdings nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch aus.

Ferner ist der Teillastbetrieb, bedingt durch die quantitative Lastregelung stöchiometrisch betriebener Ottomotoren, durch hohe Ladungswechselverluste gekennzeichnet. Teure und aufwändige Teillast-Brennverfahren – wie beispielsweise die geschichtete Benzindirekteinspritzung – rentieren sich allerdings nur bei Motoren mit großem Hubraum und sind dementsprechend für Downsizing-Motoren ungeeignet.

Im Rahmen dieser Dissertation werden verschiedene Maßnahmen an einem hochaufladeladenen Ottomotor untersucht und deren Möglichkeiten und Potentiale zur Arbeitsprozessoptimierung bewertet. Dabei stehen die Reduzierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb und die Problembereiche bei Vollast im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchungen.

Ein 1,4l TSI-Motor (125 kW) mit Benzindirekteinspritzung und Doppelaufladung der Firma Volkswagen dient als Basisaggregat für die Versuche. Er ist um ein mechanisch variables Ventiltriebsystem und eine Brennraummaskierung erweitert. Mehrere Leitungen zur externen Abgasrückführung erlauben verschiedene Rückführungsstrategien bei Voll-

last. Ferner besteht die Option, ein in der Funkendauer variables Zündsystem einzusetzen und die Ansaugluft mit Wasserstoff anzureichern. Der in Serie verbaute Kompressor ist demontiert. Für die Inbetriebnahme des neu entwickelten Ventiltriebssystems und für einige Untersuchungen bei Teillast, kommt zudem ein 1,6l FSI-Motor (85 kW) mit Benzindirekteinspritzung der Firma Volkswagen zum Einsatz. Der Versuchsaufbau ist in Kapitel 3 näher beschrieben.

Die experimentellen Untersuchungen im Teillastbetrieb beschäftigen sich mit der Reduzierung der Ladungswechselverluste (Kapitel 4). Die Potentiale einer Einlassventilhubreduzierung sind weitgehend bekannt; in Kombination mit einem Downsizing-Motor sind allerdings neue Randbedingungen zu berücksichtigen: Durch die Betriebspunktverlagerung wird der Anteil der niedrigen Teillast im Fahrzyklus verringert. Konzepte, die ausschließlich zur Reduzierung der Ladungswechselverluste eingesetzt werden, erfordern daher ein effizientes Kosten-Nutzen-Verhältnis. Die Einlassventilhubreduzierung muss sich demnach – trotz höherer Potentiale – mit der kostengünstigeren internen Abgasrückführung messen lassen. Dies gilt umso mehr, je besser es gelingt, die Restgasverträglichkeit des Motors zu erhöhen. Neben der Analyse der beiden Konzepte Einlassventilhubreduzierung und Abgasrückführung (Kapitel 4.2), bilden daher auch die Themenkomplexe Ladungsbewegung (Kapitel 4.1) und die Entflammung hochverdünnter AGR-Frischgasgemische (Kapitel 4.3) einen zentralen Schwerpunkt der experimentellen Untersuchungen bei Teillast.

Für den Vollastbetrieb steht die Beseitigung der Problembereiche hochaufgeladener Ottomotoren im Mittelpunkt der Versuche. Diese sind das geringe Drehmoment im unteren Drehzahlbereich sowie die Klopfneigung (Kapitel 5). Mit Hilfe des variablen Ventiltriebs soll versucht werden, den nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder verbliebenen Restgasanteil zu minimieren. Dies erhöht insbesondere im unteren Drehzahlbereich den Liefergrad und damit das maximale Vollastdrehmoment. Dabei ist von Interesse, ob es unter Umständen gelingt, mit Hilfe des variablen Ventiltriebs den Kompressor zu ersetzen (Kapitel 5.1). Ferner bewirkt ein geringer interner Restgasanteil eine reduzierte Klopfneigung im Vollastbetrieb, wodurch sich weitere Potentiale im Bestreben nach reduziertem Kraftstoffverbrauch ergeben. Ein konkurrierendes Konzept ist die gekühlte externe Abgasrückführung, deren Auswirkungen auf die Klopfneigung ebenfalls untersucht werden (Kapitel 5.2).

Die Ausarbeitung beginnt zunächst mit einer Zusammenstellung der wichtigsten theoretischen Grundlagen (Kapitel 2).

2 Stand der Technik

2.1 Der Arbeitsprozess des Ottomotors

Die Umsetzung der chemisch im Kraftstoff gebundenen Energie innerhalb des Verbrennungsmotors ist ein außerordentlich komplizierter Prozess. Im Folgenden werden das Gesamtsystem Verbrennungsmotor bilanziert und wichtige Prozessschritte der Energieumwandlung näher analysiert. Anschließend werden die Einzelverluste des ottomotorischen Arbeitsprozesses anhand einer Wirkungsgradkette vorgestellt.

2.1.1 Bilanzen und Einzelprozesse der Energieumwandlung

Eine globale Beurteilung des Arbeitsprozesses von Verbrennungsmotoren kann in Energiebilanzen nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik erfolgen, wobei je nach Festlegung der Systemgrenzen der gesamte Motor oder nur ein Teilbereich, wie beispielsweise der Brennraum, untersucht wird, **Bild 2.1**.

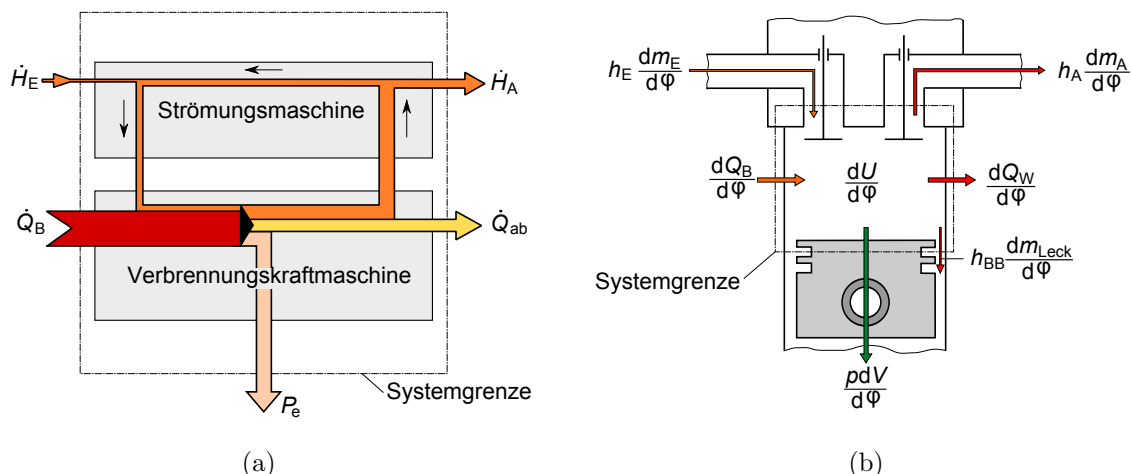


Bild 2.1: (a) Energieflussdiagramm der Verbrennungskraftmaschine
(b) Energieflussdiagramm des Systems Brennraum

Ist der Verbrennungsmotor, der gegebenenfalls mit einer Strömungsmaschine – beispielsweise einem Abgasturbolader – gekoppelt ist, durch seine Systemgrenze definiert, setzt sich die dem Prozess zugeführte Energie aus dem Brennstoffenergiestrom \dot{Q}_B und dem Enthalpiestrom der zugeführten Luft \dot{H}_E zusammen. Die aus dem System abgeführten Energieströme lassen sich in die mechanische Nutzleistung P_e und den Abgasenthalpiestrom \dot{H}_A unterteilen. Der Rest wird als Wärme über das Kühlmedium, den Ölkreislauf sowie durch Konvektion und Strahlung an die Umgebung abgegeben. Dieser allgemein als \dot{Q}_{ab} bezeichnete Anteil enthält auch die Reibungsverluste und die erforderliche Energie für den Antrieb der notwendigen Nebenaggregate des Motors. Die Energiebilanz des Motors innerhalb der skizzierten Systemgrenze lautet demnach [Pischinger 2002]:

$$\dot{Q}_B = P_e + (\dot{H}_A - \dot{H}_E) + \dot{Q}_{ab} . \quad (2.1)$$

Ziel der Motorenentwicklung ist die Reduzierung der mit dem Abgas und über die Kühlung abgeführten Energieströme (inklusive der Reibungsverluste) zur Erhöhung der von dem Motor zur Verfügung gestellten Nutzleistung. Der Erfolg wird durch das Verhältnis von Nutzleistung zu Brennstoffenergiestrom – dem effektiven Wirkungsgrad η_e – ausgedrückt [Golloch 2005]:

$$\eta_e = \frac{P_e}{\dot{Q}_B} . \quad (2.2)$$

Wird der Brennraum für sich als instationäres, offenes System betrachtet, lässt sich nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik eine zeitveränderliche Energiebilanz aufstellen. Diese liefert gegenüber der Energiebilanz des gesamten Motors ausführlichere Informationen über den motorischen Arbeitsprozess, beispielsweise über den Verlauf der Wärmefreisetzung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels. Die Energiebilanz nach Bild 2.1 (b) lautet:

$$-p \frac{dV}{d\varphi} + \frac{dQ_B}{d\varphi} - \frac{dQ_W}{d\varphi} + h_E \frac{dm_E}{d\varphi} - h_A \frac{dm_A}{d\varphi} - h_{BB} \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} = \frac{dU}{d\varphi} . \quad (2.3)$$

Bei jedem Arbeitsspiel finden unterschiedliche thermodynamische Prozesse statt wie Stofftransport, Energietransport und die Änderung der im System gespeicherten Energie. Zur Berechnung dieses Systems stehen neben dem Erhaltungssatz der Energie der Erhaltungssatz der Masse

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} - \frac{dm_{Leck}}{d\varphi} + \frac{dm_B}{d\varphi} \quad (2.4)$$

und die thermische Zustandsgleichung des Arbeitsgases zur Verfügung

$$p \frac{dV}{d\varphi} + V \frac{dp}{d\varphi} = mR \frac{dT}{d\varphi} + mT \frac{dR}{d\varphi} + RT \frac{dm}{d\varphi} . \quad (2.5)$$

Durch entsprechende Annahmen in der Modellierung und durch die Vorgabe von Anfangsbedingungen zu einem bestimmten Kurbelwinkelbereich lassen sich sämtliche Terme der drei Gleichungen berechnen, wobei insbesondere der Brennverlauf $dQ_B/d\varphi$ beziehungsweise das Verhältnis des Integrals des Brennverlaufs zu der insgesamt eingebrachten Brennstoffwärme, die sogenannte Umsetzrate, von Interesse sind. Sie liefern wichtige Informationen verbrennungsspezifischer Parameter wie Beginn, Dauer, Verlauf und Geschwindigkeit der Verbrennung, **Bild 2.2**.

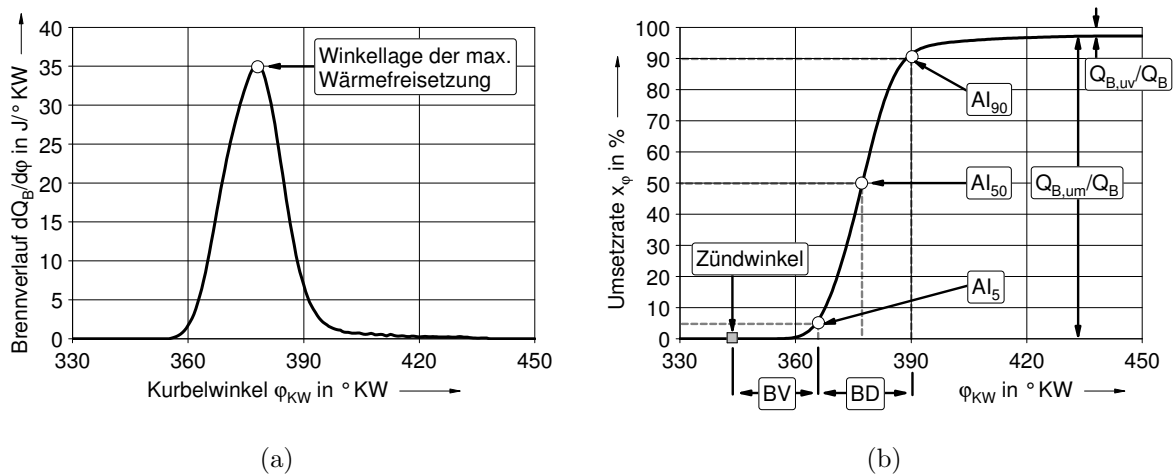


Bild 2.2: (a) Beispiel eines Brennverlaufs

(b) Beispiel einer Umsetzrate mit einigen verbrennungsspezifischen Parametern

Der zeitliche Verlauf der Wandwärmeverluste $dQ_W/d\varphi$ entzieht sich einer exakten analytischen Beschreibung, weshalb deren Bestimmung in der Literatur seit vielen Jahren ein breiter Raum gewidmet ist. Ausgehend von dem Newtonschen Ansatz für den Wandwärmestrom gilt [Merker 2006]:

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \sum_i \alpha_i \cdot A_i \cdot (T_{W,i} - T_{\text{Gas}}) . \quad (2.6)$$

Für die Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten α existieren verschiedene Ansätze, beispielsweise von Woschni, Hohenberg oder Bargende. Für die ebenfalls unbekanntere mittlere Temperatur T_W der Brennraumwand muss mit Hilfe von empirischen Ansätzen eine Lösung zur Abschätzung eines realistischen Wertes gefunden werden [Manz 2000].

Für die Berechnung der Zustandsgrößen des Arbeitsgases, wie die innere Energie U oder die spezifische Enthalpie h , werden spezielle Stoffgrößenprogramme, beispielsweise nach Justi oder Zacharias, verwendet [Schreiber 2006].

Der zeitliche Verlauf des Brennraumdrucks kann messtechnisch mit Hilfe piezoelektrischer Druckaufnehmer erfasst werden. Die Qualität der Druckindizierung – insbesondere die exakte Bestimmung des oberen Totpunktes – ist von außerordentlich großer Bedeutung. Bereits Abweichungen von 1–2 °KW können zu einem um über 10 % zu hohen und damit fehlerhaften Energieumsatz führen, [Pischinger 2002-2].

Für die Bestimmung der ein- und ausströmenden Massen m_E und m_A kommt im Rahmen einer Ladungswechselrechnung bei Kenntnis der Druckverläufe im Ein- und Auslasskanal die sogenannte Durchflussgleichung zum Ansatz. Die Leckagemassen m_{Leck} können zu meist vernachlässigt werden [Pischinger 2002]. Die Kenntnis der einzelnen Massenströme ist Voraussetzung für die Bestimmung der Gaszusammensetzung des folgenden Hochdruckprozesses.

Die Energieumwandlung im Ottomotor kann in verschiedene Einzelprozesse untergliedert werden, von denen nahezu alle einen direkten oder indirekten Einfluss auf die einzelnen Terme der Energiebilanz haben. Im Folgenden wird daher auf die Prozesse näher eingegangen, die für das Verständnis und für die Vollständigkeit der Arbeit relevant sind und einen direkten Bezug zum Thema haben.

LADUNGSWECHSEL UND STRÖMUNG

Der Ladungswechsel hat die Aufgabe, die verbrannten Gase aus dem Zylinder zu entfernen und Frischladung zuzuführen. Darüber hinaus soll für die Gemischbildung und Verbrennung ein geeignetes Strömungsfeld innerhalb des Brennraumes bereit gestellt werden. Der Ladungswechsel hat einen wesentlichen Einfluss auf wichtige Motoreigenschaften wie Volllastwerte, Kraftstoffverbrauch oder Abgasqualität [Eichseder 2008].

Im Teillastbetrieb entstehen bei quantitativer Lastregelung stöchiometrisch betriebener Ottomotoren hohe Ladungswechselverluste, deren Reduzierung seit langem ein breites Spektrum an Forschungs- und Entwicklungstätigkeiten gewidmet wird. Als wirkungsvolle Ansätze haben sich der variable Ventiltrieb und die Abgasrückführung bewährt. Bei dem variablen Ventiltrieb erfolgt die Lastregelung über den angesaugten Luft- oder Gemischvolumenstrom mit Hilfe eines variablen EinlassschlieÙzeitpunktes. Dabei wird das Einlassventil entweder sehr früh geschlossen (Frühes Einlass Schließt) oder erst während des Kompressionshubes (Spätes Einlass Schließt). Da die Drosselklappe vollständig geöffnet ist, sinkt die Ladungswechselerarbeit deutlich ab. Das Prinzip der Abgasrückführung beruht darauf, dass die während des Ladungswechsels angesaugte Frischluftmenge bei konstanter Drosselklappenstellung um das Maß des zurückgeführten Abgases reduziert wird. Um die Frischluftmenge konstant zu halten, muss der Saugrohrdruck durch Öffnen der Dros-

selklappe angehoben werden, was zu einer Reduzierung der Ladungswechselerbeit führt. Die Abgasrückführung kann intern oder extern erfolgen. Bei der internen Abgasrückführung wird der Abgasgehalt durch eine Phasenlagenvariation der Nockenwellen während des Ladungswechsels variiert. Bei der externen Abgasrückführung wird das Abgas dem Auslasskanal entnommen und der einströmenden Ladungsmasse beigemischt.

Im Volllastbetrieb hat der Ladungswechsel die Aufgabe, der Verbrennung möglichst viel Luftmenge zur Verfügung zu stellen. Entscheidend dafür ist eine möglichst vollständige Restgasausspülung. Bei Saugmotoren ist die Güte des Ladungswechsels entscheidend für den Verlauf des Volllastdrehmomentes. Bei abgasturboaufgeladenen Motoren kann ein unzureichender Ladungswechsel zwar durch einen höheren Aufladegrad kompensiert werden; als problematisch erweist sich dann aber der untere Drehzahlbereich, da hier die Abgasenthalpie zumeist nicht ausreicht, um den erforderlichen Aufladegrad zu erreichen. Ferner erhöht das nach dem Ladungswechsel im Brennraum verbliebene Restgas die Gefahr einer klopfenden Verbrennung, wodurch das maximal erreichbare Drehmoment limitiert wird.

Der Ablauf des Gemischbildungs- und Verbrennungsprozesses im Ottomotor wird in sehr hohem Maße durch die Strömungsstruktur im Zylinder beeinflusst. Diese kann ausschließlich während des Einlasstaktes erzeugt werden, wodurch dem Einströmvorgang während des Ladungswechsels eine große Bedeutung zukommt [Eichlseder 2008]. Sobald das Einlassventil geschlossen ist, wird die Strömungsstruktur von der Kolbenbewegung und dem Zustand im Zylinder geprägt – im ungünstigsten Fall wird sie dabei vollständig abgebaut. Da für den Verbrennungsprozess selbst der Strömungszustand zum Zündzeitpunkt entscheidend ist, besteht insbesondere bei der Ventilsteuerzeitenstrategie „Frühes Einlass Schließt“ die Gefahr einer unzureichenden Ladungsbewegung.

ZÜNDUNG UND ENTFLAMMUNG

In einem konventionellen Ottomotor wird das Gemisch durch eine Zündquelle zu einem vorgegebenen Zeitpunkt entflammt und anschließend unter Wärmeabgabe verbrannt. Die Zündung ist eine durch thermische und chemische Prozesse beschleunigte Kettenreaktion, bei der freie Radikale als Zwischenprodukte entstehen. Die eigentliche Verbrennung setzt erst nach einer für Kettenreaktionen typischen Zündverzugszeit ein [Golloch 2005]. Dem Zündvorgang folgt die Entflammungsphase mit der Ausbildung eines stabilen Flammkerns und im Folgenden die turbulente Flammenausbreitung. Wesentlichen Einfluss auf die Zündung und anschließende Flammenausbreitung haben die Gemischzusammensetzung, der thermodynamische Zustand im Brennraum, der Kraftstoff, die Ladungsbewegung sowie die Zündquelle selbst [Eichlseder 2008].

Bei besonders reaktionsträgen Gemischen infolge von Ladungsverdünnung, beispielsweise durch Abgasrückführung, werden die zyklischen Schwankungen als limitierende Größe bei der Ausdehnung des ladungsverdünnten Betriebsbereiches angesehen. Als Gründe sind die verlängerte Zündverzugszeit oder eine unter Umständen mangelhafte Homogenisierung zu nennen. Im Extremfall können Verbrennungsaussetzer auftreten, wenn der Zündvorgang keinen stabilen Flammenkern ausbilden kann.

VERBRENNUNG

Zur vollständigen Verbrennung eines Kraftstoffes ist eine Mindestsauerstoffmenge erforderlich, die aus den Gesetzen der stöchiometrischen Verbrennung berechnet werden kann. Unter der Annahme einer Luftzusammensetzung von 21 % Sauerstoff und 79 % Stickstoff ist für die Verbrennung von einem Kilogramm Kraftstoff der Zusammensetzung $C_xH_yO_z$ die Mindestluftmenge von

$$L_{\min} = 137,4 \cdot \left(\frac{c}{12,011} + \frac{h}{4,032} - \frac{o}{32} \right) \quad (2.7)$$

notwendig. Dabei sind c , h und o die auf die Brennstoffmasse bezogenen Massenanteile der einzelnen Komponenten [Joos 2006].

Die Luftverhältniszahl λ beschreibt das Verhältnis der tatsächlich zugeführten Luftmasse m_L zu der theoretischen Mindestluftmasse $(m_L)_{\min}$:

$$\lambda = \frac{m_L}{(m_L)_{\min}} = \frac{m_L}{L_{\min} \cdot m_B} \quad (2.8)$$

Für die Verbrennung spielt der sogenannte Gemischheizwert H_G eine wichtige Rolle, der bei Ottomotoren mit Benzindirekteinspritzung die eingebrachte Brennstoffenergie auf das angesaugte Luftvolumen bezieht. Er ist ein Maß für die Energie, die mit 1 m³ Frischladung in den Zylinder eingebracht werden kann. Für luftansaugende Motoren berechnet sich der Gemischheizwert wie folgt [Pischinger 2002]:

$$H_G = \frac{m_B \cdot H_u}{V_L} = \frac{H_u \cdot \rho_{L,EV}}{\lambda \cdot L_{\min}} \quad (2.9)$$

Ausgangspunkt für die Beschreibung der Verbrennung ist die Theorie der laminaren Flammenausbreitung. Danach besteht der für die Verbrennung gültige Mechanismus in der kontinuierlichen Aufheizung von aufeinander folgenden Schichten des unverbrannten Gemisches durch Wärmeleitung, bis bei einer bestimmten Temperatur Zündung eintritt [Eichlseder 2008]. Im Verbrennungsmotor wird allerdings eine durchweg turbulente Flammenausbreitung beobachtet, die neben der laminaren Brenngeschwindigkeit auch von der turbulenten Strömungsbewegung abhängt.

Neben der normalen durch den Zündfunken ausgelösten Verbrennung können besonders bei hochaufgeladenen Ottomotoren Verbrennungsanomalien auftreten. Die Ursachen können sehr unterschiedlich sein: Bei der sogenannten Glühzündung wird die unverbrannte Ladung durch eine heiße Oberfläche örtlich entzündet, wobei der Zeitpunkt sowohl vor als auch nach der eigentlichen Fremdzündung sein kann. Bei der sogenannten klopfenden Verbrennung wird unverbranntes Gemisch derart komprimiert und erhitzt, dass Selbstzündung einsetzt [Eichseder 2008]. Sowohl die Glühzündung als auch die klopfende Verbrennung können zur Schädigung im Brennraum des Motors infolge unzulässiger Druck- und Temperaturgradienten führen.

2.1.2 Wirkungsgradkette und Verlustanalyse

Die Größen der Energiebilanz – Arbeit, Wandwärme und Enthalpiedifferenz – liefern keine Informationen darüber, welche vermeidbaren Einzelverluste beispielsweise durch einen nicht idealen Brennverlauf verursacht werden. Die detaillierte Auflistung und Quantifizierung dieser Einzelverluste ist die Aufgabe der Verlustteilung [Pischinger 2002].

Basis der Verlustteilung ist ein thermodynamisch idealisierter Vergleichsprozess, mit dem der theoretisch zu erreichende Wirkungsgrad errechnet werden kann. Die Güte eines realen Motorprozesses kann anhand der Abweichungen zu diesem Idealprozess beurteilt werden [Witt 1999]. Für die Betrachtung des idealen ottomotorischen Prozessablaufes hat sich die Darstellung des Gleichraumprozesses etabliert. Die Zustandsänderungen sind durch eine isentrope Verdichtung und Expansion sowie eine isochore Wärmezufuhr und Wärmeabfuhr gekennzeichnet. Der Wirkungsgrad dieses Vergleichsprozesses hängt nur von dem Verdichtungsverhältnis ϵ und der Gaszusammensetzung als Funktion des Isentropenexponenten κ ab und berechnet sich wie folgt:

$$\eta_{\text{GR}} = 1 - \epsilon^{1-\kappa} . \quad (2.10)$$

Der Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses stellt für den betrachteten Arbeitsprozess das Optimum dar und wird daher häufig als das Grenzpotential des Motors bezeichnet. Sämtliche motorischen Maßnahmen zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zielen demnach darauf ab, den realen Prozessablauf des Ottomotors an den des Vergleichsprozesses anzunähern.

Ein Maß für die Annäherung an dieses Ideal stellen die einzelnen Gütegrade η_g dar. Sie umfassen alle Verluste, die der wirkliche Arbeitsprozess gegenüber dem Gleichraumprozess aufweist und stellen das relevante Maß dar, um die Güte eines Motorprozesses

relativ zum Vergleichsprozess zu beurteilen [Pischinger 2002]. Der innere Gütegrad gibt Aufschluss über die Güte der innermotorischen Prozessabläufe und definiert den inneren Wirkungsgrad η_i . Entsprechend dem ottomotorischen 4-Takt-Prinzip kann der innere Gütegrad weiter in einen Gütegrad des Hochdruckprozesses $\eta_{g,HD}$ und in einen Gütegrad des Ladungswechsels $\eta_{g,LW}$ unterteilt werden. Der mechanische Gütegrad bewertet schließlich die weiteren Verluste, die bis zur Leistungsübergabe an das Getriebe auftreten:

$$\eta_e = \underbrace{\eta_{GR} \cdot \eta_{g,HD}}_{\eta_{i,HD}} \cdot \eta_{g,LW} \cdot \eta_{g,M} \cdot \quad (2.11)$$

Für die Verlustanalyse ist es zweckdienlicher, die Gütegrade in eine additive Kette von Einzelverlusten aufzuteilen, die eine Beurteilung von Teilbereichen der Prozessführung erlauben:

$$\eta_e = \underbrace{\eta_{GR} - \Delta\eta_{g,HD}}_{\eta_{i,HD}} - \Delta\eta_{g,LW} - \Delta\eta_{g,M} \cdot \quad (2.12)$$

Wegen der Komplexität der Zusammenhänge ist es nicht möglich, sämtliche Einflüsse einzeln messtechnisch oder rechnerisch exakt zu erfassen. Da sich die einzelnen Verluste gegenseitig beeinflussen, ist neben der Art der Berechnung auch deren Reihenfolge von Bedeutung [Pischinger 2002]. Die Berechnung der Verlustteilung im Rahmen dieser Ausarbeitung übernimmt ein thermodynamisches Auswerteprogramm, dessen Grundlage der von *Weberbauer* und weiteren Autoren veröffentlichte Ansatz einer „allgemein gültigen Verlustteilung für neue Brennverfahren“ bildet. Nach diesem Ansatz gliedern sich die Verluste des Hochdruck- und des Ladungswechselprozesses sowie die mechanischen Verluste in die folgenden Einzelverluste [Weberbauer 2005, Golloch 2005]:

$$\Delta\eta_{g,HD} = \Delta\eta_{RL} + \Delta\eta_{RS} + \Delta\eta_{UV} + \Delta\eta_{RV} + \Delta\eta_{RG} + \Delta\eta_{WW} + \Delta\eta_{EX} + \Delta\eta_{KO} \quad (2.13)$$

$$\Delta\eta_{g,LW} = \Delta\eta_{LI} + \Delta\eta_{LR} \quad (2.14)$$

$$\Delta\eta_{g,M} = \Delta\eta_{Reib} + \Delta\eta_{A,NA} \cdot \quad (2.15)$$

Die einzelnen Terme haben dabei folgende Bedeutung:

- $\Delta\eta_{RL}$: Verluste durch reale Ladung
- $\Delta\eta_{RS}$: Verluste durch reale Schwerpunktlage
- $\Delta\eta_{UV}$: Verluste durch unvollständige Verbrennung

- $\Delta\eta_{RV}$: Verluste durch reale Verbrennung
- $\Delta\eta_{RG}$: Verluste durch Realgasverhalten
- $\Delta\eta_{WW}$: Verluste durch Wandwärme
- $\Delta\eta_{EX}$: Verluste durch unvollständige Expansion
- $\Delta\eta_{KO}$: Verluste durch verzögerte Kompression
- $\Delta\eta_{LI}$: Verluste durch idealen Ladungswechsel
- $\Delta\eta_{LR}$: Verluste durch realen Ladungswechsel
- $\Delta\eta_{Reib}$: Verluste durch Reibung
- $\Delta\eta_{A,NA}$: Verluste durch die Antriebsleistung der Nebenaggregate.

Bei diesem Ansatz der Verlustteilung werden zunächst sämtliche Verluste betrachtet, die auf die Prozessführung zurückzuführen sind. Ausgehend vom Gleichraumprozess ist der erste Schritt in der Verlustteilung der vollkommene Motor mit realer Ladung ($\Delta\eta_{RL}$). Dieser orientiert sich bereits stark am zu analysierenden Motor beziehungsweise Betriebspunkt, berücksichtigt also, ob ein Volllast- oder Teillast-Betriebspunkt betrachtet wird. Die Stoffwerte der realen Masse sind ausschließlich Funktionen der Zusammensetzung. In den nächsten Schritten werden die Verluste berücksichtigt, die entstehen, wenn die Wärmefreisetzung nicht im oberen Totpunkt, sondern im Brennverlaufsschwerpunkt stattfindet ($\Delta\eta_{RS}$), wenn eine unvollständige Verbrennung vorliegt (HC- und CO-Rohemissionen, $\Delta\eta_{UV}$) und wenn der Dauer und Form des realen Brennverlaufs Rechnung getragen wird (Energieumsetzung findet nicht vollständig im Brennverlaufsschwerpunkt statt, $\Delta\eta_{RV}$). Anschließend ist der Verlust durch Realgasverhalten ($\Delta\eta_{RG}$) zu berücksichtigen. Mit diesem Schritt wird den kalorischen Eigenschaften des Zylinderinhalts in Abhängigkeit von Druck, Temperatur und Zusammensetzung Rechnung getragen. Als nächstes werden die Wirkungsgradverluste berechnet, die aufgrund der Wärmeabfuhr an die Zylinderwände des Motors ($\Delta\eta_{WW}$) sowie durch die Berücksichtigung der realen Steuerzeiten in der Expansionsphase (Auslassventil öffnet vor UT, $\Delta\eta_{EX}$) und in der Kompressionsphase (Einlassventil schließt nach UT, $\Delta\eta_{KO}$) entstehen.

Die Verluste des Ladungswechsels gliedern sich in die idealen Ladungswechselverluste ($\Delta\eta_{LI}$), die lediglich aus den gemittelten Ein- und Auslassdrücken berechnet werden und berücksichtigen, ob beispielsweise ein Volllast- oder Teillast-Betriebspunkt vorliegt, und in die realen Ladungswechselverluste ($\Delta\eta_{LR}$), bei denen die Druckschwingungen im Ein- und Auslasskanal vor den Ventilen berücksichtigt werden.

Zuletzt werden die mechanischen Verluste durch Reibung ($\Delta\eta_{\text{Reib}}$) und Antrieb der Nebennaggregate ($\Delta\eta_{\text{A,NA}}$) einbezogen. Für eine ausführlichere Beschreibung der Einzelverluste wird auf die Literaturquellen [Weberbauer 2005], [Bargende 2001] und [Golloch 2005] verwiesen.

Eine sehr anschauliche Übersicht über die verschiedenen Wirkungsgrade η , Gütegrade η_g und Einzelverluste $\Delta\eta$ erlaubt das Sankey-Diagramm, **Bild 2.3**. Die dem Prozess zugeführte Gesamtenergie reduziert sich demnach zunächst um das Maß der Verluste des idealen Vergleichsprozesses und anschließend um die Einzelverluste des Hochdruckprozesses, des Ladungswechsels und die mechanischen Verluste. Die Gütegrade berechnen sich aus dem Verhältnis zweier aufeinander folgender Wirkungsgrade.

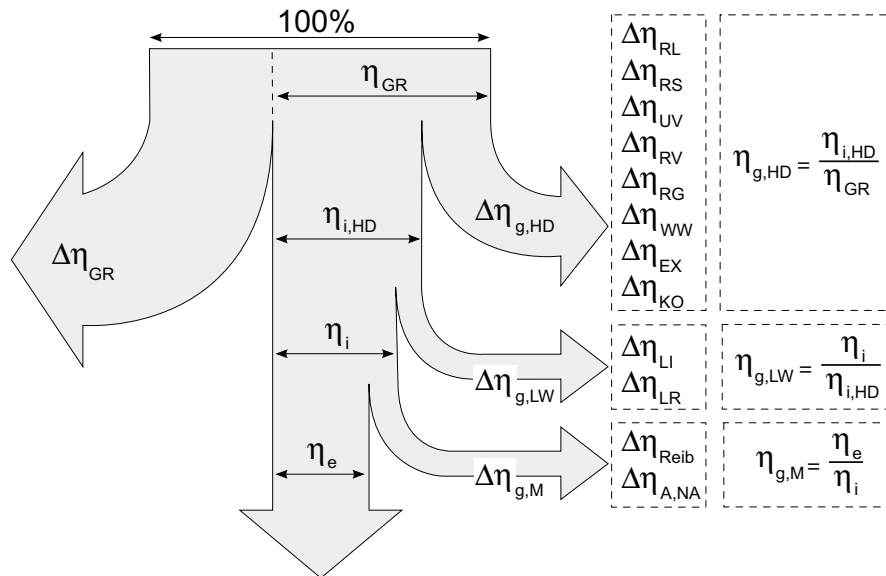


Bild 2.3: Sankey-Diagramm der motorischen Wirkungs- und Gütegrade sowie der Einzelverluste (in Anlehnung an [Golloch 2005])

2.2 Grundlagen der experimentellen Schwerpunkte

Die Motivation der vorliegenden Ausarbeitung ist die Arbeitsprozessoptimierung hochaufgeladener Ottomotoren. Wie bereits erwähnt, stehen dabei die Reduzierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb und die Problembereiche bei Vollast im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchungen. Im Folgenden wird daher näher auf den Ladungswechsel und insbesondere auf die Bilanzierung der Verluste eingegangen. Sie stel-

len den zentralen Punkt für die Bewertung der Versuchsergebnisse dar und sind für das Verständnis der Arbeit maßgebend. Anschließend wird ausführlich auf die Ursachen der Problembereiche bei Vollast – das geringe Drehmoment im unteren Drehzahlbereich und die Klopfproblematik – eingegangen. Ihre Kenntnis ist für die Beurteilung der experimentellen Ergebnisse im Vollastbetrieb von großer Bedeutung.

2.2.1 Kenngrößen und Bilanzierungsarten des Ladungswechsels

Die Ladungswechselverluste können bei Ottomotoren mit gedrosselter Laststeuerung einen Anteil von über 10 % an den Gesamtverlusten im Teillastbetrieb beitragen [Bosch 2003]. Die Reduzierung der Ladungswechselverluste war und ist daher Gegenstand umfangreicher Untersuchungen und bildet den ersten der beiden experimentellen Schwerpunkte dieser Arbeit (Kapitel 4). Im Folgenden werden wichtige, den Ladungswechsel charakterisierende Kenngrößen vorgestellt und eine differenzierte Betrachtung der beiden gebräuchlichen Bilanzierungsarten des Ladungswechsels vorgenommen.

Für die nähere Betrachtung und zur Beurteilung der Güte des Ladungswechsels sind dimensionslose Kennzahlen definiert worden. Die wichtigsten sind der Luftaufwand λ_a , der Liefergrad λ_l und der Fanggrad λ_f .

Der Luftaufwand kennzeichnet die Güte des Ladungswechsels und ist definiert als Quotient aus gesamter, pro Zyklus geförderter Ladungsmasse m_E zu der theoretisch möglichen Ladungsmasse m_{th} [Pischinger 2002]:

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} . \quad (2.16)$$

Die theoretisch mögliche Ladungsmasse berechnet sich aus der theoretischen Füllung des Hubvolumens eines Zylinders V_h mit Ladung entweder im Zustand der Umgebung

$$m_{th1} = \rho_0 \cdot V_h \Rightarrow \lambda_{a1} = \frac{m_E}{m_{th1}} \quad (2.17)$$

oder im Zustand unmittelbar vor dem Einlassventil [Pischinger 2002]

$$m_{th2} = \rho_{EV} \cdot V_h \Rightarrow \lambda_{a2} = \frac{m_E}{m_{th2}} . \quad (2.18)$$

Der Liefergrad kennzeichnet den Erfolg des Ladungswechsels und ist das Verhältnis der im Zylinder verbleibenden, neu eingeströmten Frischladung m_{Zy1} zur theoretischen Ladungsmasse m_{th1} oder m_{th2} [Pischinger 2002]:

$$\lambda_{l1} = \frac{m_{Zy1}}{m_{th1}} , \quad \lambda_{l2} = \frac{m_{Zy1}}{m_{th2}} . \quad (2.19)$$

In dieser Arbeit wird bei der Auswertung der experimentellen Untersuchungen grundsätzlich der Vergleich mit dem Zustand unmittelbar vor dem Einlassventil (λ_{a2} und λ_{l2}) gewählt, da nur so die Güte des Ladungswechsels unabhängig von dem Aufladegrad richtig wiedergegeben werden kann.

Der Fanggrad ist das Verhältnis von Frischladung m_{Zyl} zur gesamten angesaugten Ladungsmasse m_E und gibt somit jenen Anteil der Ladungsmasse an, der tatsächlich im Zylinder verbleibt [Pischinger 2002]:

$$\lambda_f = \frac{m_{Zyl}}{m_E} . \quad (2.20)$$

Zwischen den Kenngrößen besteht somit folgender Zusammenhang:

$$\lambda_f = \frac{\lambda_{l1}}{\lambda_{a1}} = \frac{\lambda_{l2}}{\lambda_{a2}} . \quad (2.21)$$

Für den Begriff der Ladungswechselsarbeit bei einem realen Motor gibt es in der Literatur unterschiedliche Betrachtungsweisen, je nachdem, welche Arbeitsfläche im p-V-Diagramm gemeint ist: die UT-UT-Methode und die Schnittpunktmethode, **Bild 2.4** (siehe [Löbber 2006], [Witt 1999], [Scharrer 2005]).

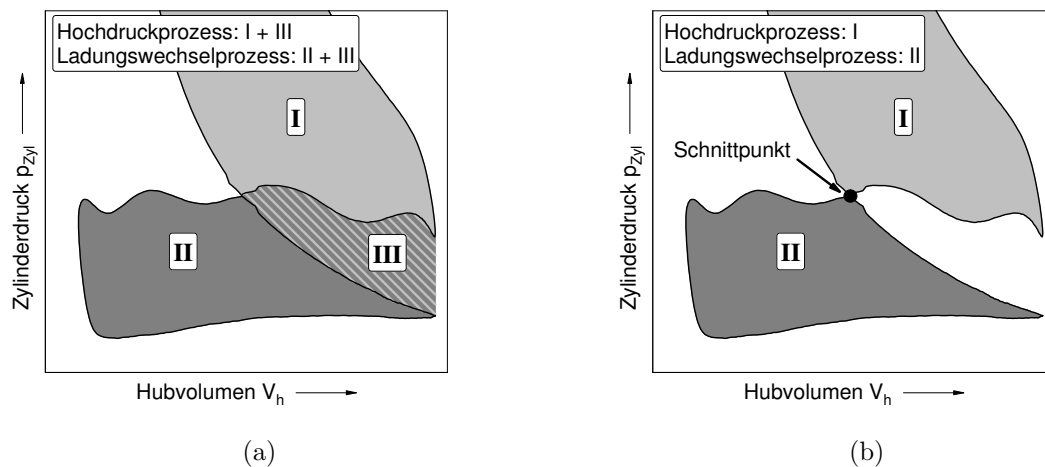


Bild 2.4: Bilanzierungsarten des Ladungswechsels

- (a) UT-UT-Methode
- (b) Schleifen- oder Schnittpunktmethode

Die UT-UT-Methode bilanziert die Ladungswechselperluste von dem unteren Totpunkt des Hochdruckprozesses bis zum unteren Totpunkt des Ladungswechselprozesses. Die Fläche rechts der Kompressionslinie (Fläche III) wird definitionsgemäß dem Hochdruckprozess als positive und dem Ladungswechselprozess als negative Arbeit zugeordnet.

Die Schleifen- oder Schnittpunktmethode beginnt und endet im Schnittpunkt der Ausschielinie mit der Kompressionslinie. Bei dieser Definition wird die Fläche rechts von der Kompressionslinie nicht berücksichtigt. Da jedoch bereits ab dem unteren Totpunkt Arbeit für das Ausschieben aufgebracht werden muss, ist diese Fläche als negative Arbeit zu werten. Für eine exakte Bilanzierung der Ladungswechselverluste ist die Schnittpunktmethode deshalb weniger geeignet [Witt 1999].

Zu diesem Ergebnis kommt unter anderem auch [Löbber 2006], aus dessen Arbeit das folgende Beispiel übernommen ist: Untersucht werden die Unterschiede beider Bilanzierungsarten an einem Beispiel der Steuerzeit Auslass Öffnet. Die Auswirkungen dieser Steuerzeit auf den indizierten Mitteldruck sind aus zahlreichen Versuchen und Simulationen bekannt. Während ein Öffnen des Auslassventils deutlich vor dem unteren Totpunkt eine Reduzierung des Hochdruckteils infolge erhöhter Expansionsverluste nach sich zieht, bewirkt das Öffnen des Auslassventils deutlich nach dem unteren Totpunkt eine erhöhte Ausschiebarbeit. Ein maximaler indizierter Mitteldruck ergibt sich als Kompromiss aus Expansionsverlusten und Ausschiebarbeit mit einer Steuerzeit Auslass Öffnet kurz vor dem unteren Totpunkt. Dieses Verhalten wird als Ergebnis einer Simulationsrechnung sowohl von der Schnittpunktmethode als auch von der UT-UT-Methode korrekt wiedergegeben, so dass mit beiden Verfahren ein identischer und korrekter indizierter Mitteldruck berechnet wird, **Bild 2.5**.

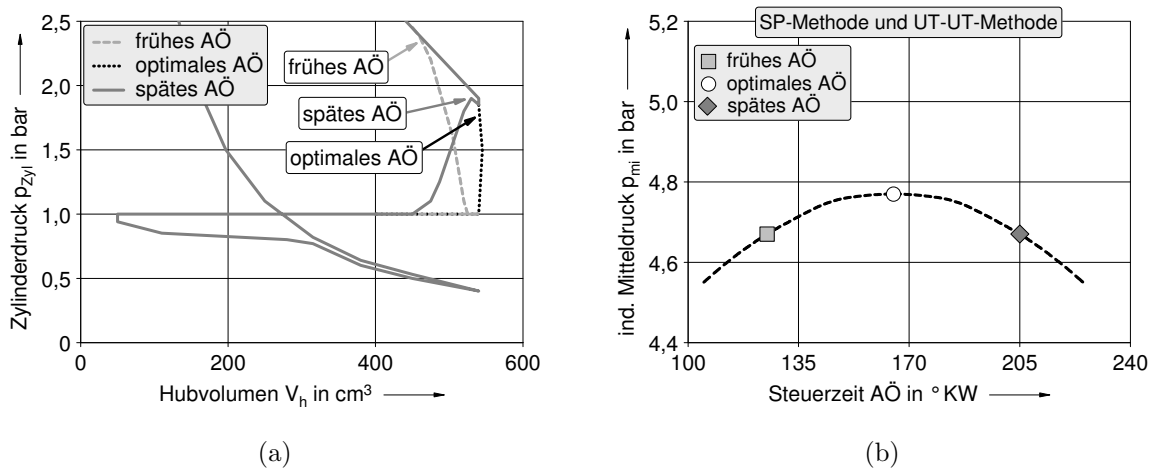


Bild 2.5: Gegenüberstellung der Ladungswechsel-Bilanzierungsarten anhand einer Variation der Steuerzeit Auslass Öffnet in der Simulation (in Anlehnung an [Löbber 2006]):
 (a) Ladungswechselschleife dreier verschiedener AÖ-Steuerzeiten
 (b) Indizierter Mitteldruck der Schnittpunkts- und der UT-UT-Methode

Unterschiede in den Bilanzierungen zeigen sich jedoch bei der Betrachtung der Mittel-

drücke des Ladungswechsels- und des Hochdruckprozesses. Der Abfall des Hochdruckmitteldrucks infolge höherer Expansionsverluste bei einer Steuerzeit Auslass Öffnet deutlich vor dem unteren Totpunkt wird durch die UT-UT-Methode korrekt abgebildet, genauso wie der Anstieg des Ladungswechselmitteldrucks infolge erhöhter Ausschiebearbeit bei einer Steuerzeit Auslass Öffnet deutlich nach dem unteren Totpunkt, **Bild 2.6 (a)**.

Ein grundsätzlich anderes Verhalten zeigt die Schnittpunktmethode. Da die Ventilsteuerzeit Auslass Öffnet keinen Einfluss auf den Schnittpunkt der Kompressionslinie mit der Ausschiebelinie hat, berechnet die Schnittpunktmethode in allen Fällen eine konstante Ladungswechselarbeit. Das hat zur Folge, dass der Verlust, der durch die erhöhte Ausschiebearbeit bei dem Öffnen der Auslassventile deutlich nach dem unteren Totpunkt entsteht, statt dem Ladungswechsel- dem Hochdruckprozess zugeordnet wird, **Bild 2.6 (b)**.

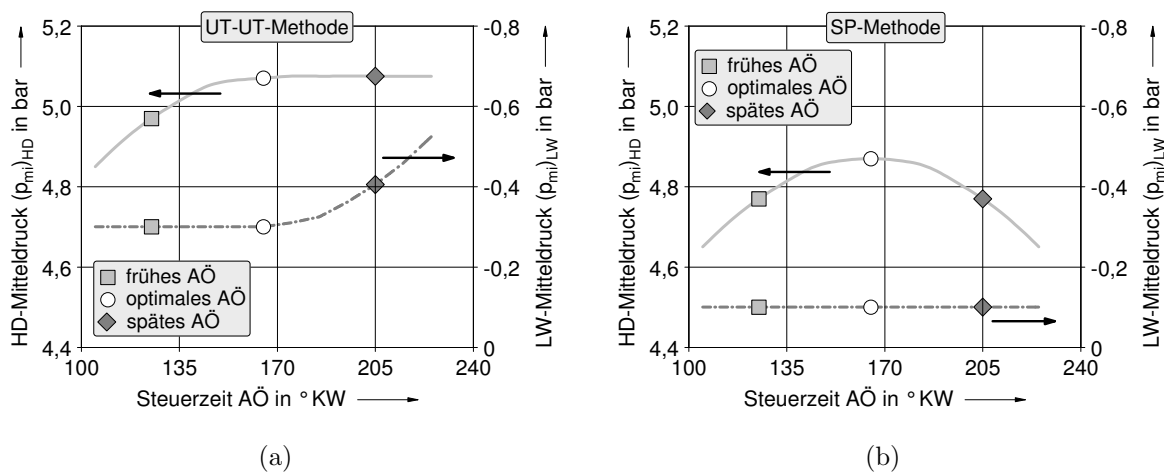


Bild 2.6: Gegenüberstellung der Ladungswechsel-Bilanzierungsarten anhand einer Variation der Steuerzeit Auslass Öffnet in der Simulation (in Anlehnung an [Löbber 2006]):
 (a) Hochdruck- und Ladungswechselmitteldruck der UT-UT-Methode
 (b) Hochdruck- und Ladungswechselmitteldruck der Schnittpunktmethode

Das folgende Gedankenexperiment verdeutlicht weitere Nachteile der Bilanzierungsart nach der Schnittpunktmethode: Der Schnittpunkt der Kompressionslinie mit der Ausschiebelinie wird bei Teillast durch den Zylinderdruck im unteren Totpunkt des Ladungswechsels und somit über die Zylinderfüllung und die Steuerzeit Einlass Schließt bestimmt. Bei der Schnittpunktmethode beginnt und endet der Ladungswechsel definitionsgemäß in diesem Schnittpunkt. Die Steuerzeit Einlass Schließt hat demzufolge nicht nur einen starken Einfluss auf das Ende, sondern auch auf den Anfang des Ladungswechsels – eine nur wenig nachvollziehbare Auswirkung. Hingegen lässt die Steuerzeit Auslass Öffnet, die bekanntlich den Ladungswechsel einleitet, keinen Einfluss auf den Schnittpunkt erkennen.

Bei der Schnittpunktmethode haben demnach weder Anfang noch Ende des Ladungswechsels einen Bezug zu den realen Steuerzeiten. Zwar berücksichtigt auch die UT-UT-Methode nicht die realen Steuerzeiten, sie gibt aber deren Einfluss auf den Hochdruckbeziehungsweise Ladungswechselprozess korrekt wieder.

Ein weiteres, wichtiges Kriterium für die Verwendung der UT-UT-Methode ist die Berücksichtigung der Fläche rechts der Kompressionslinie (Fläche III im Bild 2.4). Obwohl diese Fläche, die in der Literatur häufig als Kompressionsverlust bezeichnet wird, sowohl positiv als auch negativ in die Bilanzierung einfließt – und damit keinen direkten Einfluss auf den indizierten Mitteldruck zu haben scheint – spielt die Größe der Fläche eine wichtige Rolle für den nachfolgenden Arbeitsprozess und sollte daher nicht vernachlässigt werden. Dies lässt sich mit Hilfe der beiden Begriffe „geometrisches Verdichtungsverhältnis“ und „effektives Verdichtungsverhältnis“ gut erklären.

Das geometrische Verdichtungsverhältnis ϵ_{geo} ist definiert als der Quotient aus maximalem und minimalem Zylindervolumen [Spicher 2002]. Das maximale Zylindervolumen setzt sich aus dem Hubvolumen V_h und dem Kompressionsvolumen V_c zusammen; das minimale Zylindervolumen entspricht dem Kompressionsvolumen:

$$\epsilon_{\text{geo}} = \frac{V_h + V_c}{V_c} . \quad (2.22)$$

Das effektive Verdichtungsverhältnis ϵ_{eff} unterscheidet sich gegenüber dem geometrischen Verdichtungsverhältnis durch das effektive Hubvolumen $(V_h)_{\text{eff}}$:

$$\epsilon_{\text{eff}} = \frac{(V_h)_{\text{eff}} + V_c}{V_c} . \quad (2.23)$$

Während das geometrische Hubvolumen durch die Motorgeometrie (Bohrung, Kurbelwellenradius) festgelegt ist, wird das effektive Hubvolumen durch die quantitative Lastregelung des Ottomotors beeinflusst. Der verringerte Frischluftbedarf bei Teillast wird durch Drosselung oder spezielle Ventilsteuerzeitenstrategien wie FES oder SES erreicht. Das tatsächlich angesaugte Luftvolumen ist dadurch gegenüber dem theoretisch maximal zuführbaren Luftvolumen reduziert. Diese Diskrepanz wird mit Hilfe des effektiven Hubvolumens beschrieben, das damit ein Maß für die fiktive Reduzierung des geometrischen Hubvolumens darstellt.

Je geringer der Luftbedarf, umso geringer fällt das effektive Hubvolumen aus und umso geringer wird nach Gleichung 2.23 auch das effektive Verdichtungsverhältnis. **Bild 2.7** zeigt anhand eines konventionell gedrosselten Ottomotors das effektive Verdichtungsverhältnis in einem Last-Drehzahl-Kennfeld. Demnach ist insbesondere im niederen Teillastbetrieb ein nicht unerheblicher Wirkungsgradnachteil zu beklagen.

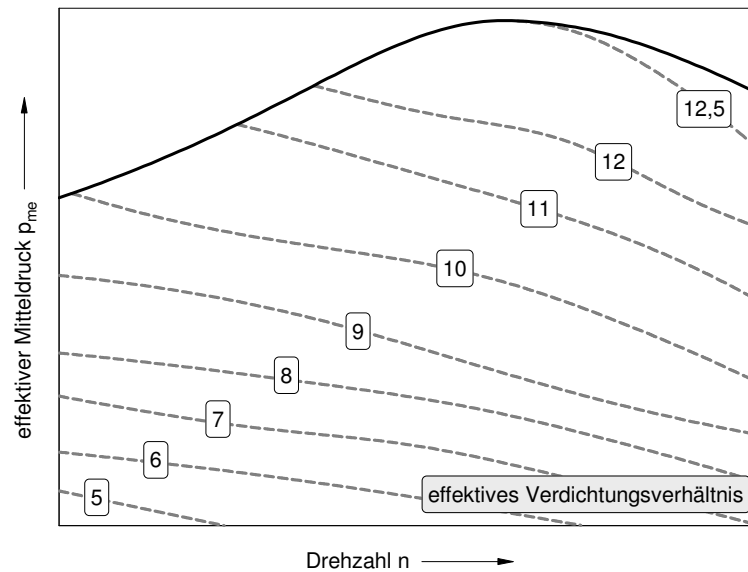


Bild 2.7: Effektives Verdichtungsverhältnis eines konventionell gedrosselten Ottomotors in einem Last-Drehzahl-Kennfeld (in Anlehnung an [Basshuysen 2008])

Eine Möglichkeit, das effektive Hubvolumen und damit auch das effektive Verdichtungsverhältnis zu erhöhen, besteht in der Anhebung der angesaugten Ladungsmasse, beispielsweise durch Abgasrückführung und Aufladung. Dadurch steigt auch das Druckniveau zu Beginn der Verdichtung, und die Kompressionsverluste werden reduziert. Zwischen dem effektiven Verdichtungsverhältnis und den Kompressionsverlusten besteht demnach ein direkter Zusammenhang. Es ist daher von ausschlaggebender Bedeutung, die Kompressionsverluste in der Ladungswechselbilanz zu berücksichtigen, und im Bestreben nach reduziertem Kraftstoffverbrauch nicht nur – wie vielfach angewendet – die Drosselverluste, sondern auch die Kompressionsverluste zu minimieren.

Aus den genannten Gründen wird in der vorliegenden Arbeit daher nur die UT-UT-Methode als Bilanzierungsart der Ladungswechselverluste verwendet.

2.2.2 Problembereiche hochaufgeladener Ottomotoren

Bei dem Betrachten eines beliebigen Kraftstoffverbrauchskennfeldes wird deutlich, dass eine Betriebspunktverlagerung zu höheren Lasten eine Senkung des spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauchs zur Folge hat. Dieser Zusammenhang kann bei allen Motoren beobachtet werden – unabhängig von dem Brennverfahren oder konstruktiven Besonderheiten.

In Abhängigkeit des Mitteldrucks steigt der effektive Wirkungsgrad degressiv an [Golloch 2005]. **Bild 2.8** verdeutlicht diesen Zusammenhang am Beispiel eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors.

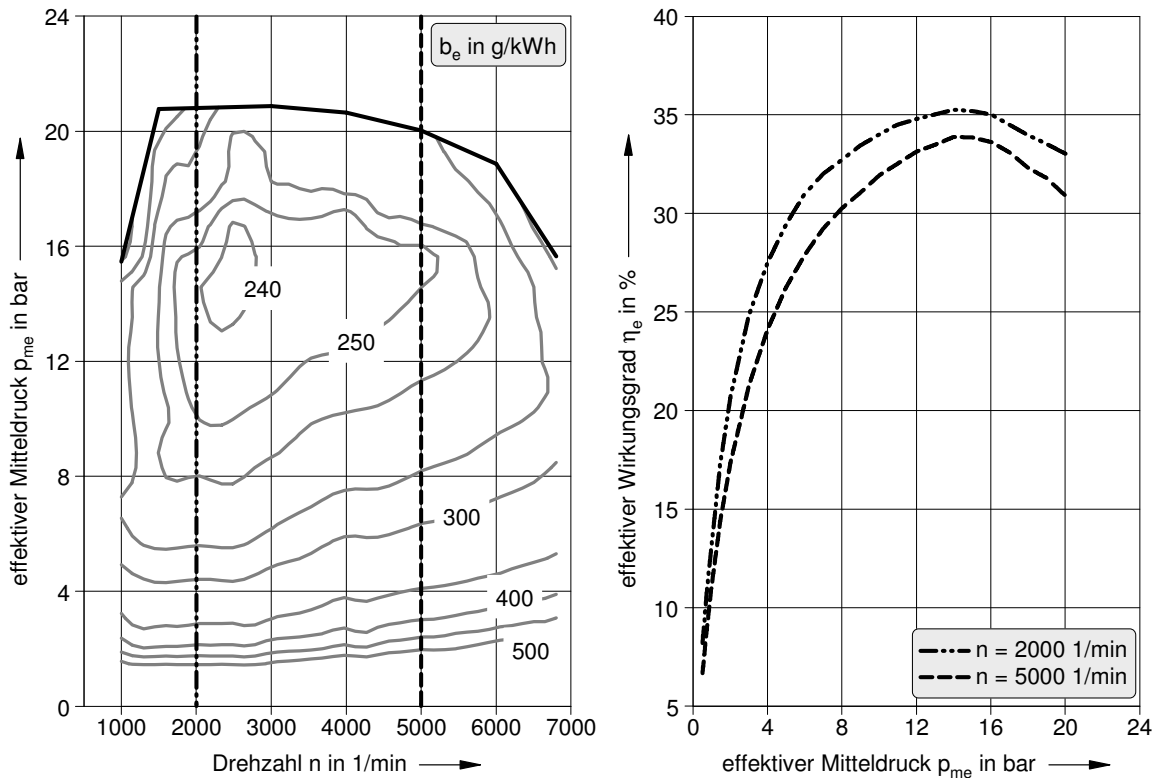


Bild 2.8: Kraftstoffverbrauchskennfeld eines abgasturboaufgeladenen Ottomotors und Einfluss der Last auf den effektiven Wirkungsgrad (in Anlehnung an [Golloch 2005])

Eine Erhöhung des Motorwirkungsgrades, insbesondere bei kleinen Lasten, kann demzufolge durch eine Betriebspunktverlagerung erreicht werden. Hieraus resultiert der Kraftstoffverbrauchsvorteil der im Hubraum reduzierten Downsizing-Motoren. Unter der Annahme eines konstanten Drehmomentes von beispielsweise $M_D = 32 \text{ Nm}$ führt eine Reduzierung des Hubraumes von $V_{H,1} = 2,01$ auf $V_{H,2} = 1,41$ zu einer Erhöhung des effektiven Mitteldrucks von $p_{me,1} = 2,0 \text{ bar}$ auf $p_{me,2} = 2,9 \text{ bar}$ und damit zu einer entsprechenden Wirkungsgradzunahme.

Allgemein gilt:

$$M_D = \frac{V_{H,1} \cdot p_{me,1}}{4\pi} = \frac{V_{H,2} \cdot p_{me,2}}{4\pi} = \textit{konst.} \quad (2.24)$$

$$\Rightarrow \frac{V_{H,1}}{V_{H,2}} = \frac{p_{me,2}}{p_{me,1}} \quad (2.25)$$

Es muss allerdings berücksichtigt werden, dass hubraumkleinere Turbomotoren aufgrund geringerer Verdichtungsverhältnisse und erhöhter Ladungswechselarbeit höhere effektive Kraftstoffverbräuche aufweisen als hubraumgrößere Saugmotoren bei gleichem effektiven Mitteldruck. Der Vorteil, der durch die Laststeigerung erreicht wird, fällt entsprechend geringer aus. Erst ab einem Downsizingfaktor von ca. $V_{H,1}/V_{H,2} = 1,4$ ergibt sich ein nennenswerter Betriebsbereich, in dem signifikante Verbrauchsvorteile erzielt werden [Königstein 2008].

Die Betriebspunktverlagerung zu höheren Mitteldrücken erfordert jedoch für die Vollast einen hohen Aufladegrad, um das geforderte Drehmoment zu erreichen. Derart hoch aufgeladene Motoren weisen eine Reihe von Problembereichen und Risiken bei Vollastbetrieb auf, die die absolute Höhe von spezifischer Leistung und Drehmoment begrenzen, **Bild 2.9** [Golloch 2005].

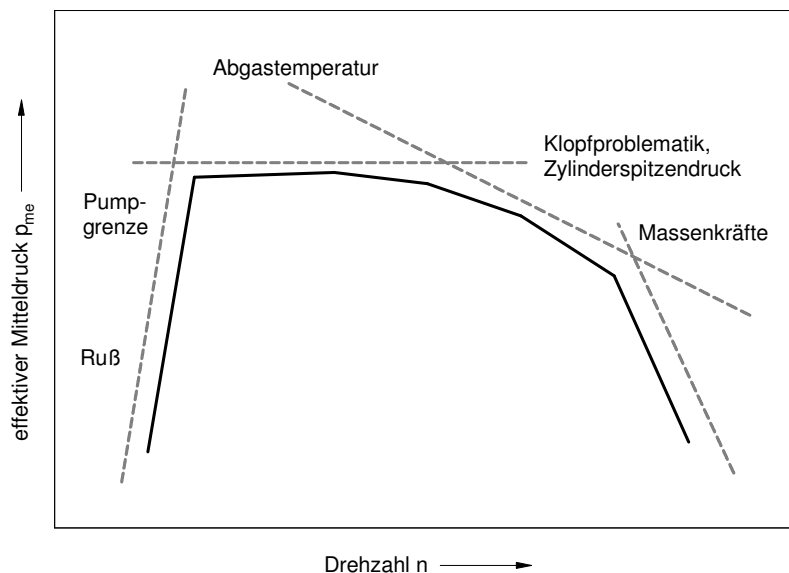


Bild 2.9: Ursachen der Begrenzung stationärer Vollastlinien für einen Ottomotor mit Benzindirekteinspritzung (in Anlehnung an [Golloch 2005])

Insbesondere im unteren Drehzahlbereich ruft die zu geringe Abgasenthalpie ein verringertes stationäres Drehmoment und ein mangelhaftes Instationärverhalten nach Lastwechseländerung hervor. Ein kleinerer Abgasturbolader, der diese Problematik entschärfen würde, kann aufgrund des erforderlichen hohen Aufladegrades im weiteren Drehzahlbereich nicht eingesetzt werden. Moderne Ottomotoren mit Hochaufladung werden daher häufig mit aufwändigen und kostenintensiven Aufladesystemen, beispielsweise einer Kombination aus Abgasturbolader und Kompressor, versehen.

Als Folge der hohen Zylinderspitzen drücke und Druckgradienten besteht bei hochaufgeladenen Ottomotoren die Gefahr einer klopfenden Verbrennung. Auch die mechanische Belastung steigt an; Akustik- und Schwingungseigenschaften werden darüber hinaus negativ beeinflusst [Hiereth 2003]. Die gestiegene Belastung bei Vollast erfordert Gegenmaßnahmen, wie die Verschiebung der Hauptenergieumsetzung bis weit nach dem oberen Totpunkt. Dadurch steigt nicht nur der Kraftstoffverbrauch, sondern auch die Abgastemperatur an. Unter Umständen muss eine zusätzliche Kraftstoffmenge die Verbrennungsspitzen temperatur senken.

Die durch die genannten Problembereiche gesetzten Grenzen des Arbeitsprozesses sind jedoch nicht fest vorgegeben, sondern können durch neue Ansätze und Verbesserungen in den verschiedenen Teilbereichen eines Motors zunehmend in Richtung höherer Mitteldrücke verschoben werden. Voraussetzung dafür ist allerdings der Einsatz neuer Motorkomponenten sowie eine angepasste Prozessführung [Golloch 2005]. Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen werden in Kapitel 5 hierfür der variable Ventiltrieb und die externe Abgasrückführung eingesetzt.

3 Versuchsaufbau

Im folgenden Kapitel werden zunächst die Serienmotoren vorgestellt, die als Versuchsträger für die experimentellen Untersuchungen dienen. Im Anschluss werden der Aufbau und die Funktion der zur Arbeitsprozessoptimierung verwendeten Systeme beschrieben. Diese sind das variable Ventiltriebssystem, das System zur externen Abgasrückführung, die Systeme zur Ladungsbewegung und die Systeme zur Entflammung.

3.1 Die Versuchsträger

Die den Versuchen zugrunde liegenden Serienmotoren entstammen der Baureihe EA 111 des Volkswagen Konzerns. Dabei handelt es sich um einen 1,6l FSI-Motor mit Benzindirekteinspritzung sowie um einen 1,4l TSI-Motor mit Benzindirekteinspritzung und Doppelaufladung. Obwohl nur letzterer ein Downsizing-Motor mit Hochaufladung ist, wird ganz bewusst auch ein Saugmotor für die Untersuchungen verwendet. Zum einen kann somit bereits im Vorfeld ein in seiner Variabilität reduziertes Ventiltriebssystem auf seine Funktionalität untersucht werden; zum anderen handelt es sich bei diesem Aggregat um ein Motorenkonzept, welches hinsichtlich seiner Ansaugkanal- und Saugrohrgestaltung, Ladungsbewegung und Zylindergleichverteilung für niedrige Betriebspunkte optimiert ist. Es eignet sich daher besonders für die experimentellen Untersuchungen im Teillastbetrieb. Die volle Ventiltriebsvariabilität kommt jedoch erst an dem 1,4l TSI-Motor zum Einsatz. Beide Motoren werden ausschließlich homogen und mit stöchiometrischer Gemischzusammensetzung betrieben.

Der 1,6l FSI-Motor ist serienmäßig mit einem Phasenlagenversteller für die Einlassnockenwelle ausgestattet und zeichnet sich durch eine gute Restgasverträglichkeit aus. Die dafür notwendige Ladungsbewegung wird durch Schaltklappen im Saugrohr realisiert, die durch die halbseitige Verschließung der unteren Ansaugkanalhälfte eine Tumble-Strömung der Frischluft im Brennraum erzeugen. Auch der 1,4l TSI-Motor verfügt über einen Phasenlagenversteller der Einlassnockenwelle und über Ladungsbewegungsklappen. Die Verdichtung der Ansaugluft erfolgt drehzahlabhängig mittels eines Kompressors oder

eines Abgasturboladers. Die wichtigsten Motorkenngrößen können **Tabelle 3.1** entnommen werden.

Tabelle 3.1: Motordaten des 1,6 l FSI-Motors [VW 2003] und des 1,4 l TSI-Motors [VW 2006]

		1,6 l FSI	1,4 l TSI
Zylinderanzahl		4	4
Zylinderabstand		82 mm	82 mm
Hubraum	V_H	1598 cm ³	1390 cm ³
Hub	h	86,9 mm	75,6 mm
Bohrung	d	76,5 mm	76,5 mm
Pleuellänge	l_{P1}	138 mm	144 mm
Kompressionsverhältnis	ϵ	12:1	10:1
Leistung	P_e	85 kW	125 kW
bei Drehzahl	n	5800 1/min	6000 1/min
Drehmoment	M_d	155 Nm	240 Nm
bei Drehzahl	n	5800 1/min	1750–4500 1/min

Um eine objektive Möglichkeit zur Bewertung der Versuchsergebnisse zu erlangen, ist es notwendig, diese mit einer thermodynamisch optimierten Basis zu vergleichen. Das linke Diagramm im **Bild 3.1** zeigt Verbrauchsstreubänder unterschiedlicher Konzepte in Abhängigkeit des Reibmitteldrucks im Betriebspunkt $n = 2000$ 1/min und $p_{me} = 2$ bar. Damit lassen sich verschiedene Motoren und deren thermodynamische Güte – die durch den vertikalen Abstand eines Konzeptes von den diagonal verlaufenden unteren Bereichsgrenzen gekennzeichnet wird – gegenüberstellen [Wurms 2006].

Im Diagramm ist auch der Verbrauchswert des 1,6 l FSI-Motors abgebildet. Wie zu erkennen ist, befindet er sich am unteren Rand des Streubandes seines Konzeptes und erreicht sogar das Verbrauchspotential von Motoren mit Phasenlagenverstellern für die Ein- und Auslassnockenwelle.

Die thermodynamische Güte des 1,4 l TSI-Motors ist im rechten Diagramm des Bildes 3.1 dargestellt. Zu sehen sind die Verbrauchswerte ausgewählter Ottomotoren im Neuen Europäischen-Fahrzyklus (NEFZ). Das Diagramm erlaubt eine Gegenüberstellung von Motoren unterschiedlicher Leistung und Geometrien und verdeutlicht die konzeptionellen Vorteile des Downsizing-Konzeptes.

Beide Motoren erfüllen somit die Forderung nach thermodynamisch optimierten Systeme-

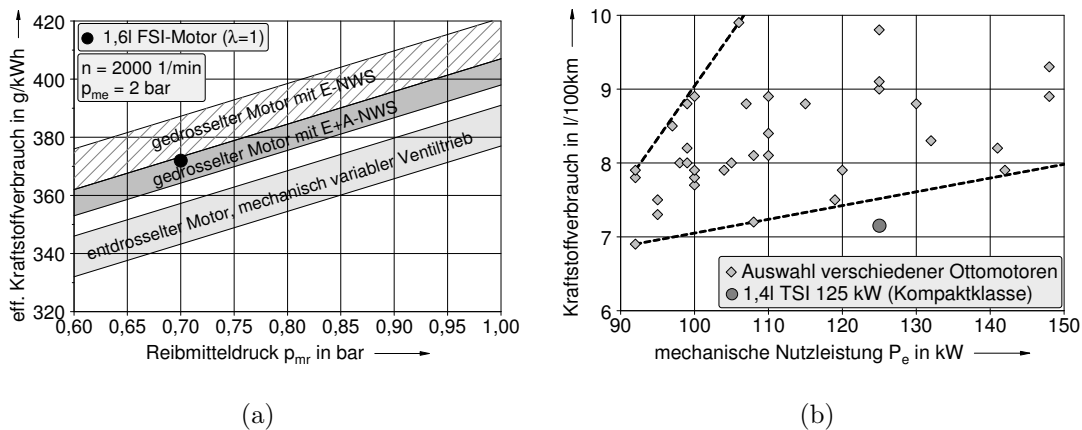


Bild 3.1: (a) Verbrauchsstreubänder unterschiedlicher Konzepte (in Anlehnung an [Löbbert 2006])
 (b) NEFZ-Verbrauch des 1,4l TSI-Motors im Vergleich zu ausgewählten Ottomotoren (in Anlehnung an [Krebs 2005])

men und sind damit eine gute Grundlage, um tragfähige Aussagen über den Erfolg der untersuchten Maßnahmen treffen zu können.

3.2 Aufbau und Funktion der verwendeten Systeme

3.2.1 Das variable Ventiltriebsystem

Das variable Ventiltriebsystem basiert auf der CamInCam[®]-Technologie der Firma Mahle. Mit diesem modular aufgebauten System können unter Einhaltung verschiedenster Randbedingungen wie Kosten, Bauraum und Motorbauart die vielfältigen Anforderungen hinsichtlich Art und Steigerung der Variabilität im Ventiltrieb erfüllt werden [Mohr 2005, Schneider 2008]. Im Folgenden werden der Aufbau, die Funktion und die Variabilität des Ventiltriebsystems näher erläutert.

AUFBAU DES VENTILTRIEBSYSTEMS

Die wichtigsten Komponenten des Ventiltriebs sind das Nockenwellensystem, das Hebel-system, die Tragwelle mit den Federelementen und die hydraulischen Flügelzellenversteller.

Das Nockenwellensystem besteht aus zwei konzentrisch angeordneten Wellen, **Bild 3.2**.

Die äußere Welle ist ein klassisches Nockenwellenrohr, wie es bei gebauten Nockenwellen eingesetzt wird. Zusätzlich sind in diesem Rohr weitere Aussparungen vorhanden, damit die variablen Nocken mit der innen liegenden Welle verbunden werden können. Zwischen den festen Nocken, die mit dem äußeren Nockenwellenrohr einen festen Verbund bilden, befinden sich variable Nocken, die auf dem äußeren Nockenwellenrohr drehbar aufgebracht sind. Diese variablen Nocken werden mit der innen liegenden Welle verstiftet und bilden einen festen Verbund mit der inneren Welle. Bei dem hier gezeigten Aufbau sind die Öffnernocken mit dem Nockenwellenrohr und die Schließernocken mit der innen liegenden Welle verbunden [Hoffmann 2007], [Schneider 2008].

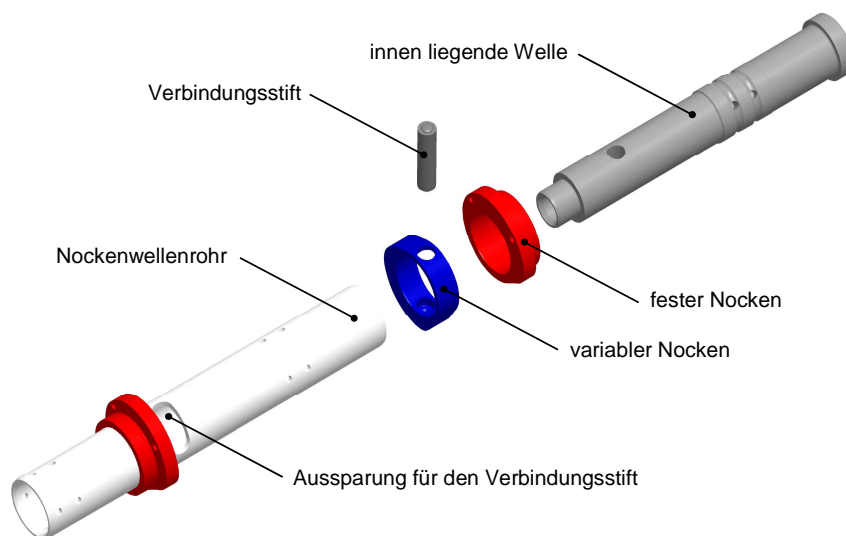


Bild 3.2: Vereinfachte Darstellung der variablen Nockenwelle mit fest gefügten und einem variablen Nocken (in Anlehnung an [Hoffmann 2007])

Das Hebelsystem setzt sich, wie im **Bild 3.3** zu sehen, aus einem Zwischenhebel und zwei Schleppebeln zusammen. Der Zwischenhebel ist über eine Koppelachse an den beiden Schleppebeln gelagert und trägt drei Rollen zum Abgriff an den verschiedenen Arbeitskurven. Die beiden Öffnerrollen stehen in ständigem Kontakt zu den Öffnernocken, und die einzelne Schließerrolle steht je nach Nockenwellenposition im Kontakt mit dem variablen Schließernocken. Das Hebelsystem stützt sich einerseits auf den Ventilen und andererseits auf den im Zylinderkopf integrierten hydraulischen Ventilspielausgleichselementen ab [Hoffmann 2007].

Die auf einer Tragwelle montierten Federelemente gewährleisten den ständigen Kontakt des Zwischenhebels mit den Öffnernocken. Die Schenkelfedern stützen sich dabei sowohl

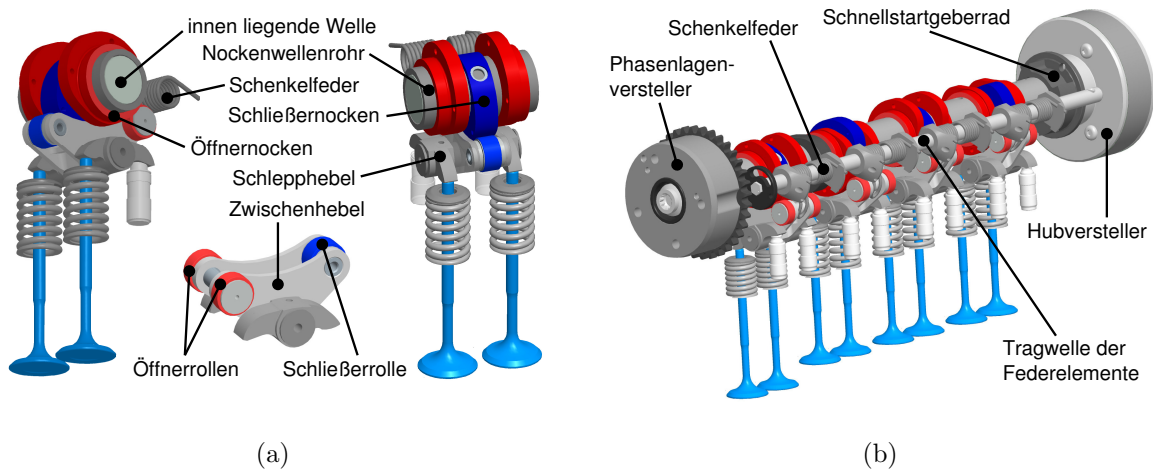


Bild 3.3: Aufbau des variablen Ventiltriebssystems (in Anlehnung an [Hoffmann 2007])

(a) Aufbau und Integration des Zwischenhebels in das Ventiltriebssystem

(b) Einlassventiltrieb mit Tragwelle der Federelemente sowie Phasenlagen- und Hubversteller

an dem Zwischenhebel als auch an der Umgebung ab. Die Tragwelle gewährleistet – neben einer einfachen Montage und Einstellung der Federelemente – auch den notwendigen Bauraum für die Stabzündspulen [Hoffmann 2007].

In einem Nockenwellensystem sind jeweils zwei hydraulische Flügelzellenversteller integriert. Während der Hubversteller die Aufgabe übernimmt, die Ventilhubhöhe bzw. die Öffnungsdauer stufenlos einzustellen, regelt der Phasenlagenversteller, wie bei heutigen Ventiltriebssystemen üblich, die Phasenlage der Nockenwelle zur Kurbelwelle. Der Phasenlagenversteller entspricht einem Flügelzellenversteller aus der Serie, wohingegen der Hubversteller ein auf einen weiteren Verstellwinkel optimierter Flügelzellenversteller mit reduzierter Kammerzahl ist [Hoffmann 2007].

FUNKTION DES VENTILTRIEBSYSTEMS

Während einer Nockenwellenumdrehung laufen die beiden Öffnerrollen des Zwischenhebels auf den Öffnernocken durch die Anlauframpe. Da zu diesem Zeitpunkt die Schließerrolle nicht im Eingriff mit dem Schließernocken ist, wird der Zwischenhebel so lange in eine Kippbewegung um die Koppelachse gezwungen, bis das Spiel zwischen der Schließerrolle und dem Schließernocken eliminiert ist. Danach durchlaufen beide Rollen die Öffnerkontur der Öffnernocken, wodurch sich, da nun alle Nocken im Eingriff mit den zugehörigen Rollen sind, das Ventil zu öffnen beginnt. Ist der eingestellte Ventilhub erreicht, rollt

die Schließerrolle des Zwischenhebels auf der Schließerkontur ab und bewirkt das Schließen der Ventile. Im Anschluss an die Schließerkontur hebt die Schließerrolle von dem Schließernocken ab. Nun bewegen die Öffnernocken den Zwischenhebel wieder in die Ausgangsposition. Während des letzten Bewegungsabschnittes ist der Schließernocken nicht im Eingriff [Hoffmann 2007].

Der Ventilhub entsteht durch die Überlagerung der beiden voneinander unabhängigen Konturen von Öffner- und Schließernocken. Als Übertragungsglied der beiden überlagerten Arbeitskurven auf das Ventil dient dabei der Zwischenhebel. Die Variation im Ventilhub bzw. in der Öffnungsdauer wird durch eine relative Phasenverschiebung der Schließerkontur zur Öffnerkontur mittels eines hydraulischen Flügelzellenverstellers eingestellt. **Bild 3.4** zeigt eine schematische Darstellung des beschriebenen Variationsschemas anhand ausgewählter Schließerkonturlagen.

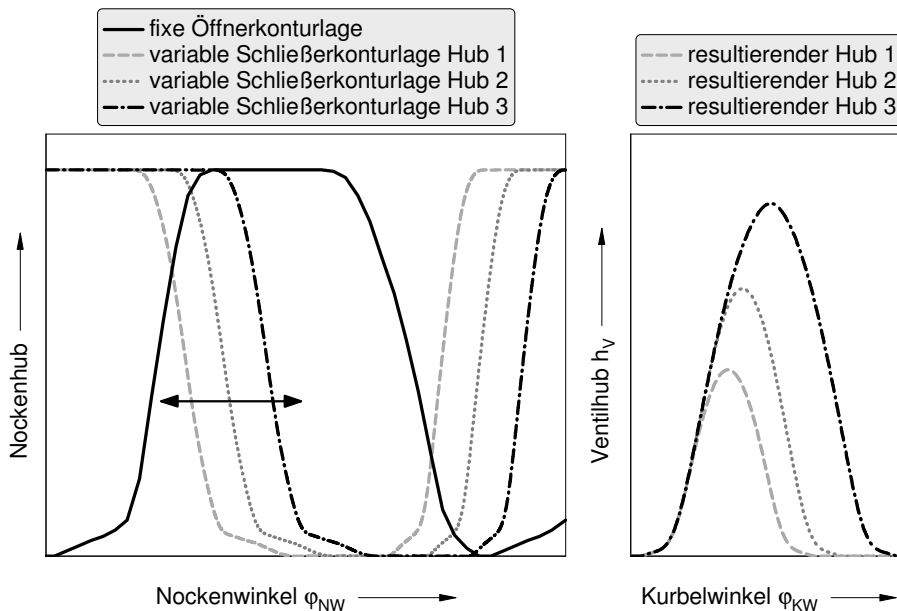


Bild 3.4: Auswahl einiger Arbeitskurven von Öffner- und Schließernocken sowie die daraus resultierenden Ventilerhebungskurven (in Anlehnung an [Hoffmann 2007])

Um die Nockenwellen in eine definierte Position zu verdrehen, sind die hydraulischen Versteller in den Ölkreislauf integriert. Ein Magnetventil gibt die Ölkanäle zu den Verstellern entsprechend dem gewünschten Verdrehwinkel frei. Dadurch fließt das unter Druck stehende Motoröl in den Ringkanal der Nockenwelle und von dort in die Kammern des Flügelzellenverstellers. Auf diese Weise können sowohl die Phasenlagen beider Nockenwellen als auch der Ventilhub oder die Öffnungsdauer hydraulisch eingestellt werden. Um

tragfähige Versuchsergebnisse zu erarbeiten, ist eine hohe Reproduzierbarkeit der thermodynamischen Randbedingungen während der Versuche von herausragender Bedeutung. Daher wird im Rahmen der vorliegenden Ausarbeitung bewusst auf die Möglichkeit einer rein hydraulischen Verstellung verzichtet. Statt dessen werden der Ventilhub und die Öffnungsdauer mechanisch eingestellt und in der gewählten Position arretiert.

Allen Nockenwellen ist zudem ein Schnellstartgeberrad zugeordnet, welches von einem Hallsensor abgetastet wird. Zur Bestimmung der Phasenlage wird dafür das Signal mit der aktuellen Position der Kurbelwelle verglichen. Die Bestimmung des aktuellen Ventilhubes bzw. der aktuellen Öffnungsdauer wird, wie im **Bild 3.5** dargestellt, durch die Winkeldifferenz beider Hallsensorsignale einer CamInCam[®]-Nockenwelle gebildet [Hoffmann 2007].

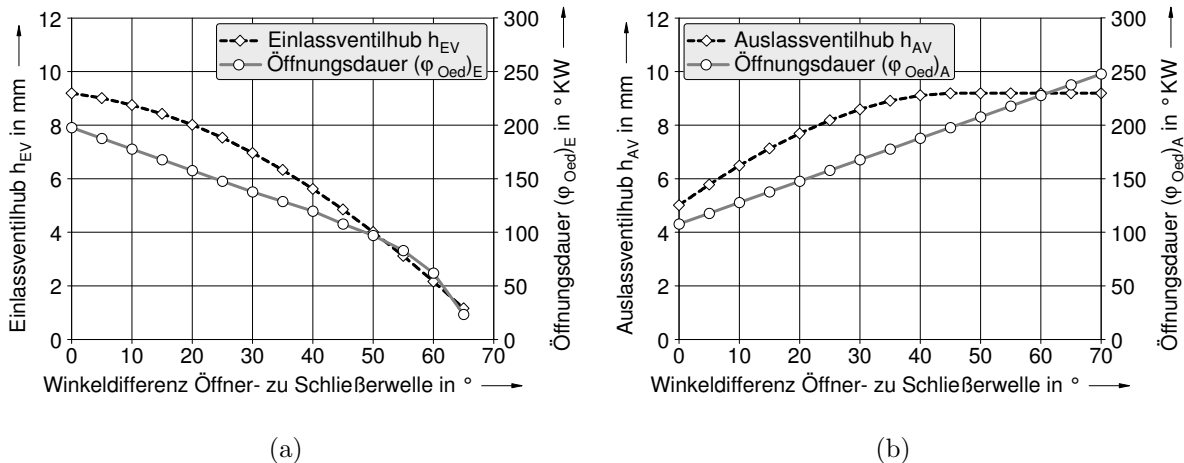


Bild 3.5: Verstellschema des variablen Ventiltriebssystems

(a) der Einlassnockenwelle

(b) der Auslassnockenwelle (nur 1,4l Forschungsmotor)

VENTILTRIEBSVARIABILITÄT

Der variable Ventiltrieb bildet bei den Forschungsmotoren das System mit der höchsten Flexibilität und den größten Möglichkeiten zur Arbeitsprozessoptimierung. **Bild 3.6** zeigt anhand einiger ausgewählter Ventilerhebungskurven die umgesetzte Variabilität an dem 1,4l Forschungsmotor.

Gegenüber der Serienkonfiguration des 1,4l TSI-Motors ist neben dem Phasenlagenversteller der Einlassnockenwelle auch ein Phasenlagenversteller für die Auslassnockenwelle appliziert. Darüber hinaus besteht die Möglichkeit, den Einlassventilhub stufenlos von

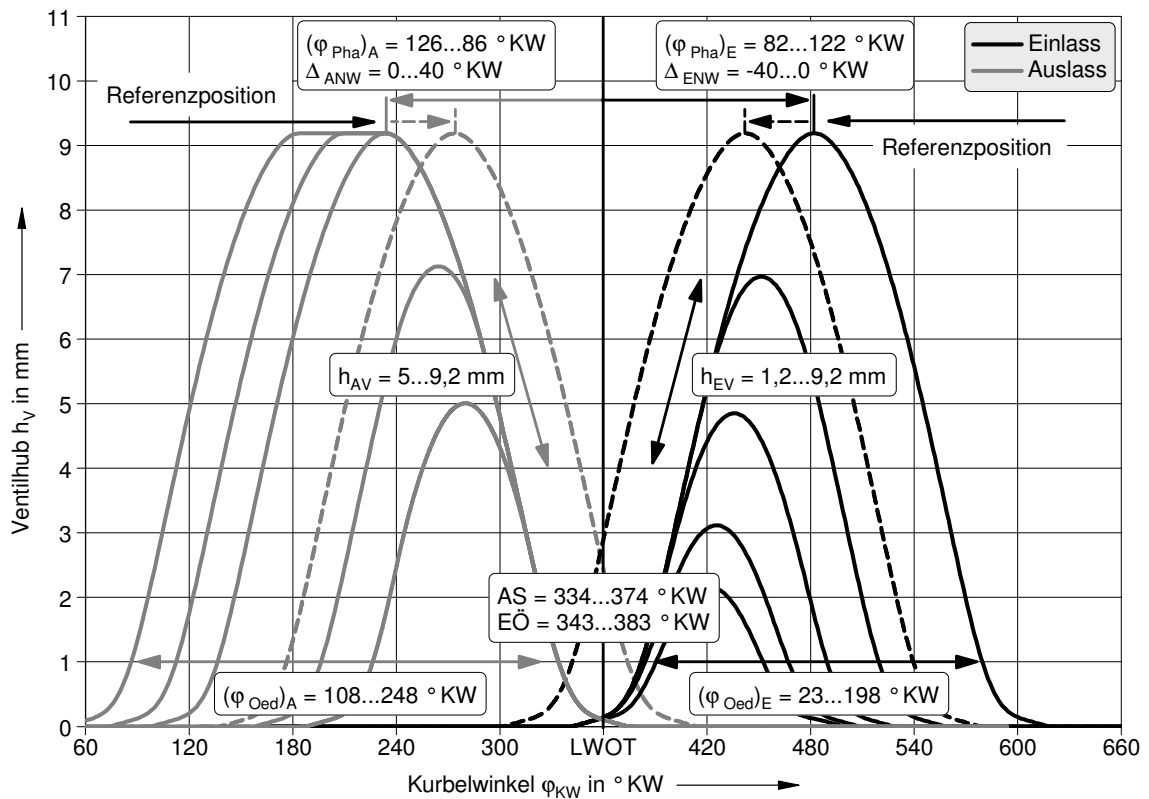


Bild 3.6: Ventiltriebsvariabilität des 1,4l Forschungsmotors anhand ausgewählter Ventilerhebungskurven

$h_{EV} = 9,2 \text{ mm}$ auf $h_{EV} = 1,2 \text{ mm}$ zu reduzieren. Ferner lässt sich die Auslassventil-Öffnungsdauer gegenüber der Serienkonfiguration um 50°KW verlängern und um 90°KW verkürzen. Mit der Verkürzung geht auch eine Reduzierung des Auslassventilhubes auf minimal $h_{AV} = 5,0 \text{ mm}$ einher. Mit den variablen Auslassventilsteuerzeiten soll unter anderem versucht werden, das maximale Drehmoment im unteren Drehzahlbereich zu erhöhen. Aus diesem Grund ist der an dem 1,4l TSI-Motor in Serie verbaute Kompressor demontiert.

Der 1,6l Forschungsmotor ist ohne die Variabilität der Auslassventil-Öffnungsdauer ausgestattet, da diese für die Untersuchungen bei Teillast nicht von Bedeutung ist. Ansonsten besteht auch an diesem Motor die Möglichkeit einer Einlassventilhubreduzierung und einer Phasenlagenvariation der Ein- und Auslassnockenwelle, **Bild 3.7**. Sämtliche Ventiltriebsparameter und die Ventilerhebungskurven der Forschungsmotoren sowie die der Serienmotoren können auch Anhang A.1 entnommen werden.

Der mögliche Verstellbereich des Hubverstellers im Einlassventiltrieb wird vollständig für

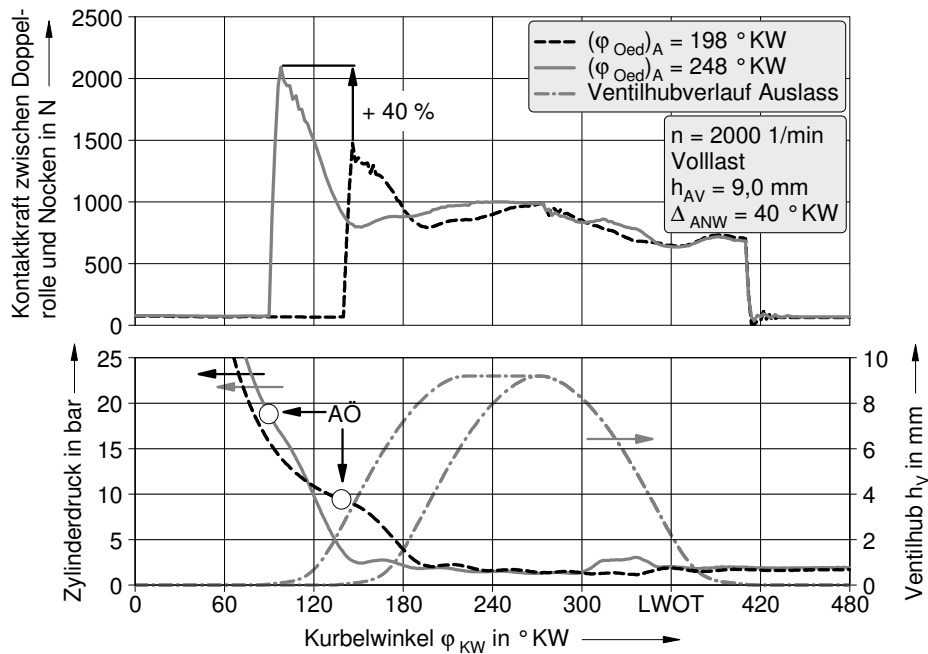


Bild 3.8: Erhöhung der Kontaktkraft im Auslassventiltrieb infolge erhöhter Zylinderdrücke bei frühem Auslass Öffnen

3.2.2 Die externe Abgasrückführung

An dem 1,4l Forschungsmotor sind mehrere Leitungen zur externen Abgasrückführung verbaut. Sie erlauben eine variable Gestaltung sowohl einer Niederdruck- als auch einer Hochdruck-Abgasrückführung. Die Unterschiede der beiden Verfahren bestehen in der Entnahme- sowie der Einleitstelle des Abgases. Bei der Niederdruck-Abgasrückführung wird das Abgas hinter der Turbine entnommen und vor dem Verdichter eingeleitet. Bei der Hochdruck-Abgasrückführung befindet sich die Entnahmestelle vor der Turbine, und das Abgas wird der Frischluft erst hinter dem Verdichter beigemischt. Eine weitere Variante stellt die Kombination aus Hochdruck-Abgasentnahme und Niederdruck-Abgaseinleitung dar. Durch die Abgasentnahme vor der Turbine und die Einleitung vor dem Verdichter kann ein maximales Druckgefälle erzeugt werden.

Zur Regulierung des Abgasmassenstroms kommt ein AGR-Ventil zum Einsatz. Neben dem Ventil sind auch ein AGR-Filter und ein AGR-Kühler in einem kompakten AGR-Modul integriert. Das AGR-Filter dient zur Abscheidung von Partikeln, um die Ansaugstrecke und insbesondere den Verdichter vor Verschmutzung zu schützen. Der AGR-Kühler reduziert die Abgastemperatur auf ein für das verwendete Material der Ansaugstrecke verträgliches Maß, ehe der Ladeluftkühler das Abgas-Frischluft-Gemisch auf die gewünschte

Ansaugtemperatur reguliert. Den schematischen Aufbau des Systems zur externen Abgasrückführung an dem 1,4l Forschungsmotor zeigt **Bild 3.9**.

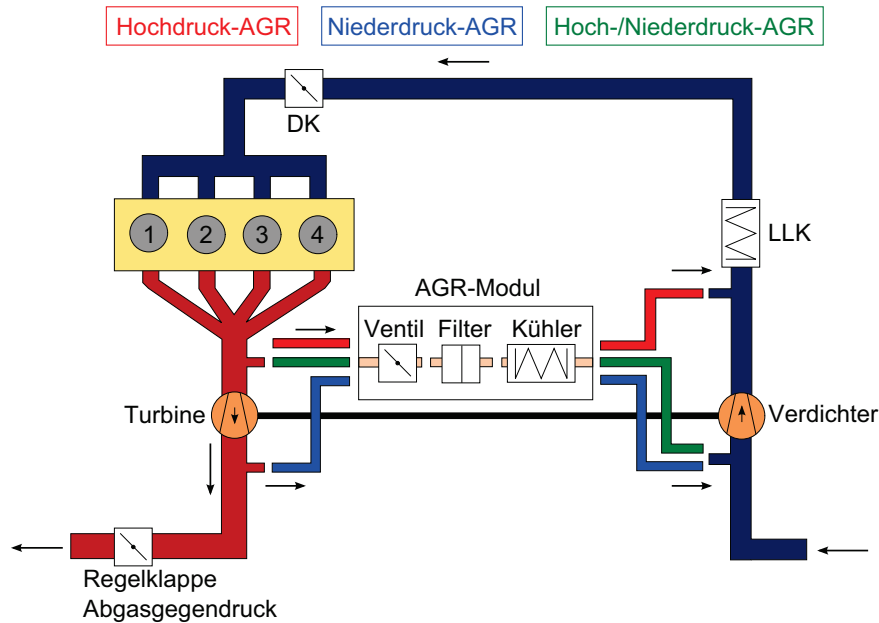


Bild 3.9: Schematische Darstellung der verschiedenen AGR-Strategien

Die externe Abgasrückführung kommt im Rahmen der experimentellen Untersuchungen im Vollastbetrieb zum Einsatz, um die Klopfneigung zu reduzieren und den Kraftstoffverbrauch sowie die Abgastemperatur zu verringern. Der 1,4l TSI-Motor verfügt serienmäßig über kein System zur externen Abgasrückführung.

3.2.3 Die Systeme zur Ladungsbewegung

Ein weiterer, wesentlicher Baustein zur Arbeitsprozessoptimierung ist die Ladungsbewegung. An dem Forschungsmotor kommen zwei Systeme zur Erzeugung der Ladungsbewegung zum Einsatz: Neben der Verwendung der in Serie erprobten Ladungsbewegungsklappen (LBK) im Ansaugkanal ist der Brennraum mit einer 180°-Maskierung um die Einlassventilsitze versehen, **Bild 3.10**. Beide Systeme versetzen das Gemisch in eine sogenannte Tumble-Bewegung, einer Rotationsbewegung um die Motorlängsachse.

Die aktivierte Ladungsbewegungsklappe verschließt die untere Hälfte des Ansaugkanals und leitet die Frischluft gezielt über den oberen Bereich der Einlassventile. Die Brennraummaskierung schirmt die Unterseite des Einlasskanals ab. Dies führt dazu, dass der Großteil der Strömung über die Oberseite des Einlassventiltellers geleitet und so eine sta-

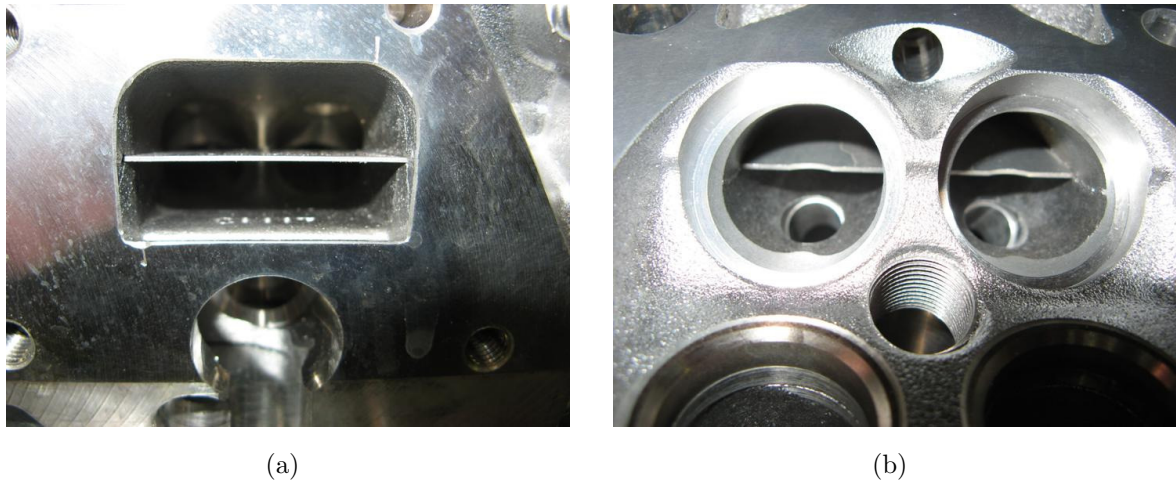


Bild 3.10: (a) Leitblech der Ladungsbewegungsklappe
(b) Brennraummaskierung des 1,4l Forschungsmotors

bile Ladungsbewegung ausgebildet wird [Szengel 2007]. Höhe und Form der Maskierung wurden auf Basis vorhergehender Simulationen und Untersuchungen definiert und sind nicht Bestandteil dieser Arbeit.

3.2.4 Die Systeme zur Entflammung

Zur Beeinflussung der Entflammung kommen an dem Forschungsmotor zwei Systeme zum Einsatz: Zum einen ein Zündsystem, mit dem die Funkendauer stufenweise von $t_z = 0,2 \text{ ms}$ bis auf $t_z = 5,2 \text{ ms}$ verlängert werden kann, und zum anderen eine Versuchseinrichtung, mit deren Hilfe die Ansaugluft mit einer definierten Menge an Wasserstoff angereichert werden kann.

DAS ZÜNDSYSTEM

Das Zündsystem ist ursprünglich für den Einsatz in Ottomotoren mit geschichteter Benzindirekteinspritzung entwickelt worden. Dieses Brennverfahren weist bekanntermaßen eine hohe Empfindlichkeit hinsichtlich zyklischer Schwankungen auf. Eine lange Zündfunkendauer soll die Gefahr von Verbrennungsaussetzern minimieren.

Bild 3.11 zeigt das Wirkprinzip des verwendeten Zündsystems im Vergleich zu einem System aus der Serie und einem hoch energetischen Zündsystem. Der Vorteil liegt demnach in der geringen Verlustenergie; denn während ein hoch energetisches Zündsystem zur Erzeugung einer langen Zündfunkendauer viel Energie benötigt, kann das verwendete

Zündsystem durch den speziellen Stromverlauf die Zündfunkendauer variabel gestalten und die Verlustenergie gering halten.

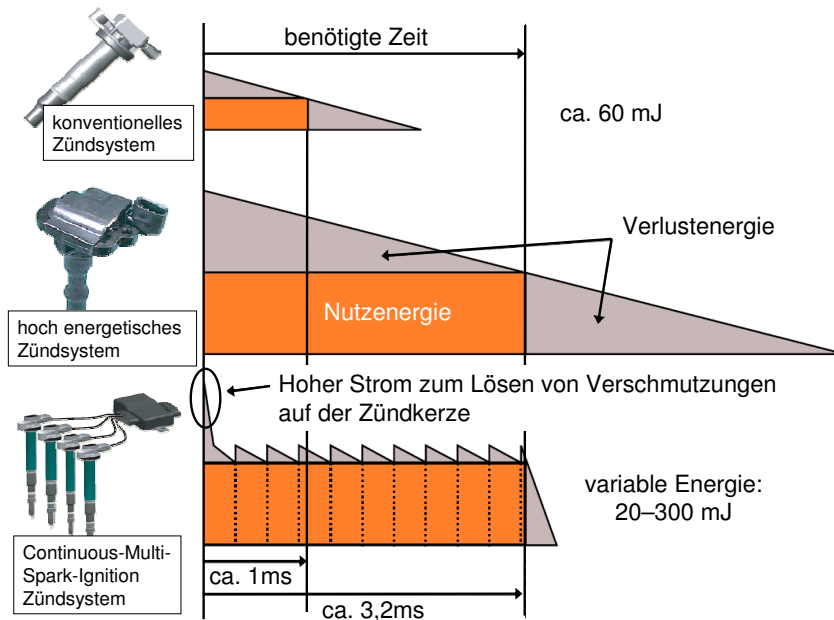


Bild 3.11: Wirkprinzip des verwendeten Zündsystems im Vergleich zu einem konventionellen und einem hochenergetischen Zündsystem (in Anlehnung an [Tokuda 2006])

Als Eingangsgrößen für das Zündsystem werden lediglich die Zündsignale sowie das Spannungssignal einer Zündstrecke benötigt. Mittels eines Potentiometers kann dann die gewünschte Zündfunkendauer in fünf Positionen gewählt werden. Weitere Eingriffe in die Motorelektronik sind nicht notwendig.

DIE WASSERSTOFFANREICHERUNG

Neben der Modifizierung des Zündsystems kann auch die Beimischung eines reaktiven Gases die Entflammung und Verbrennung eines mageren Gemisches begünstigen. Wasserstoff ist durch seine hohe Zündwilligkeit und die hohe laminare Flammgeschwindigkeit hierfür besonders geeignet. Um die Auswirkungen einer Wasserstoffanreicherung zu untersuchen, wurde am Prüfstand die Möglichkeit geschaffen, den Wasserstoff aus einer Druckgasflasche zu entnehmen und der Ansaugluft beizumischen.

Der Einsatz von Wasserstoff – wenn auch nur in geringen Mengen – erfordert einige zusätzliche Sicherheitsmaßnahmen am Prüfstand. Ein hoch sensibler Sensor über dem Motor misst den Wasserstoffgehalt in der Umgebungsluft und sendet den Wert an einen Gasmesscomputer. Dieser löst bei Überschreiten des eingestellten Grenzwertes einen Alarm

aus, welcher sowohl akustisch als auch optisch mittels einer Warnlampe angezeigt wird. Parallel unterbricht der Gasmesscomputer die Stromzufuhr für den Prüfstand, lässt aber die Luftumwälzung aktiv, so dass der ausgetretene Wasserstoff aus dem Prüfstand gesaugt wird. Ein Sicherheitsventil, welches in die Wasserstoffleitung integriert ist, schließt im Falle einer Alarmauslösung und verhindert so ein Nachströmen des Wasserstoffes aus der Druckgasflasche. Sämtliche verwendeten Leitungen sind aus feuerfestem Material und gasdicht miteinander verbunden. Vor und nach jeder Versuchsreihe wird der Versuchsaufbau mit einem Gaslecksuchgerät auf mögliche Undichtigkeiten überprüft. Der Sensor wird darüber hinaus in regelmäßigen Abständen mit Hilfe eines Probegases kontrolliert. Den Aufbau der Versuchseinrichtung zeigt **Bild 3.12**.

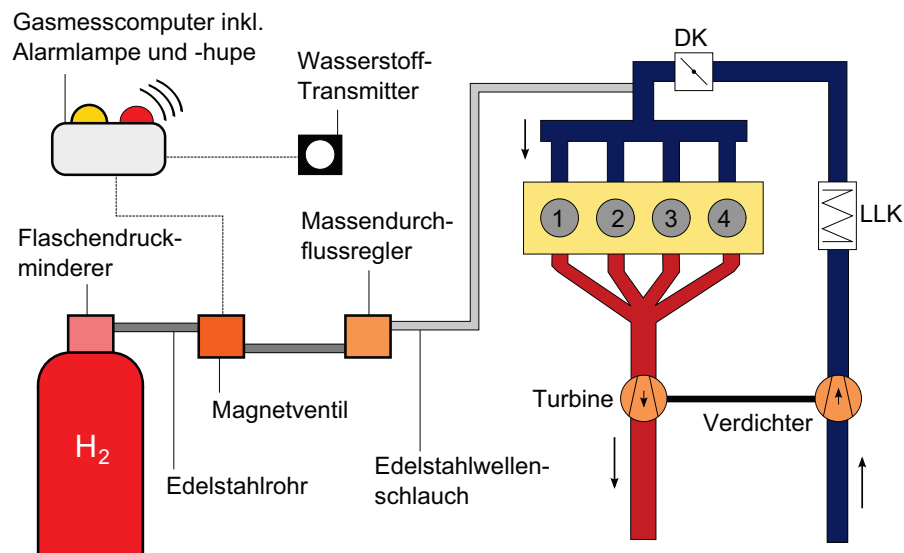


Bild 3.12: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus der Wasserstoffzuführung

Die gewünschte Wasserstoffmenge wird mit einem Massendurchflussregler vom Prüfstand aus geregelt und gemessen. Der Wasserstoff wird kurz hinter der Drosselklappe eingeleitet. Das positive Druckgefälle zum Saugrohr gewährleistet den Massentransport ohne einen zusätzlichen Energieaufwand.

4 Arbeitsprozessoptimierung im Teillastbetrieb

Die experimentellen Untersuchungen zur Arbeitsprozessoptimierung hochaufgeladener Ottomotoren im Teillastbetrieb stützen sich auf die Einlassventilhubreduzierung und die Abgasrückführung. Der erste Abschnitt dieses Kapitels behandelt den Themenkomplex der Ladungsbewegung, da beide Konzepte nur dann wirkungsvoll umgesetzt werden können, wenn eine ausreichende Ladungsturbulenz sichergestellt ist. Anschließend werden die Potentiale der Einlassventilhubreduzierung und der Abgasrückführung eingehend analysiert und die Vorzüge einer kombinierten Strategie beider Verfahren dargelegt. Der daran anschließende Abschnitt beschäftigt sich mit der Entflammung hochverdünnter AGR-Frischgasgemische. Das Kapitel schließt mit einer Diskussion und Zusammenfassung der gewonnenen Erkenntnisse.

4.1 Ladungsbewegung in Abhängigkeit des Einlassventilhubes

Bei einem homogenen betriebenen Ottomotor wird die Güte des Verbrennungsablaufs entscheidend durch eine hohe Ladungsbewegung und Ladungsturbulenz während der Gemischbildung und Verbrennung verbessert [Eichseder 2008]. Dies gilt umso mehr, wenn Brennverfahrenskonzepte wie die Einlassventilhubreduzierung oder die Abgasrückführung zum Einsatz kommen. Denn je ausgeprägter die Steuerstrategie „Frühes Einlass Schließt“ (FES) ist, desto länger ist auch die zusätzliche Expansion der Zylinderfüllung bei geschlossenen Ventilen und damit die Zeit für den Abbau der Ladungsbewegung. Die Qualität der Energieumsetzung wird demnach mit zunehmender Reduzierung des Einlassventilhubes stark beeinträchtigt. Auch bei der Abgasrückführung, die meist bei großen Einlassventilhüben umgesetzt wird, ist eine hohe Ladungsbewegung erforderlich, da bei steigender Ladungsverdünnung die abnehmende Konzentration der Verbrennungsreaktanten sowie die sinkende Prozesstemperatur zu einer Absenkung der laminaren Brenngeschwindigkeit

führen.

Eine Arbeitsprozessoptimierung, welche sich im betrachteten Betriebspunkt auf die Einlassventilhubreduzierung und die Abgasrückführung stützt, kann daher nur dann wirkungsvoll umgesetzt werden, wenn sowohl bei hohem als auch bei kleinem Einlassventilhub eine ausreichende Ladungsbewegung erzeugt und aufrecht erhalten werden kann. Der Forschungsmotor ist dafür mit zwei Ladungsturbulenz erzeugenden Systemen ausgestattet: zum einen mit den in Serie erprobten Ladungsbewegungsklappen (LBK) im Ansaugkanal und zum anderen mit einer im Brennraum integrierten 180°-Einlassventilsitzmaskierung. Beide Systeme versetzen das Gemisch in eine sogenannte Tumble-Bewegung, eine Rotationsbewegung um die Motorlängsachse.

In diesem Zusammenhang soll die Frage geklärt werden, wieviel Ladungsbewegung die beiden Systeme in Abhängigkeit des Einlassventilhubes erzeugen. Das Ergebnis ist entscheidend für die weitere Bewertung der beiden Brennverfahrenskonzepte Einlassventilhubreduzierung und Abgasrückführung. Für jeden Einlassventilhub stehen vier unterschiedliche Konfigurationen zur Verfügung: ein Zylinderkopf mit Brennraummaskierung und ein Serienzylinderkopf; beide jeweils mit der Option, die Ladungsbewegungsklappen zu aktivieren oder zu deaktivieren. **Bild 4.1** zeigt die Versuchsmatrix exemplarisch für einen Einlassventilhub von $h_{EV} = 9,0$ mm und $h_{EV} = 2,2$ mm.

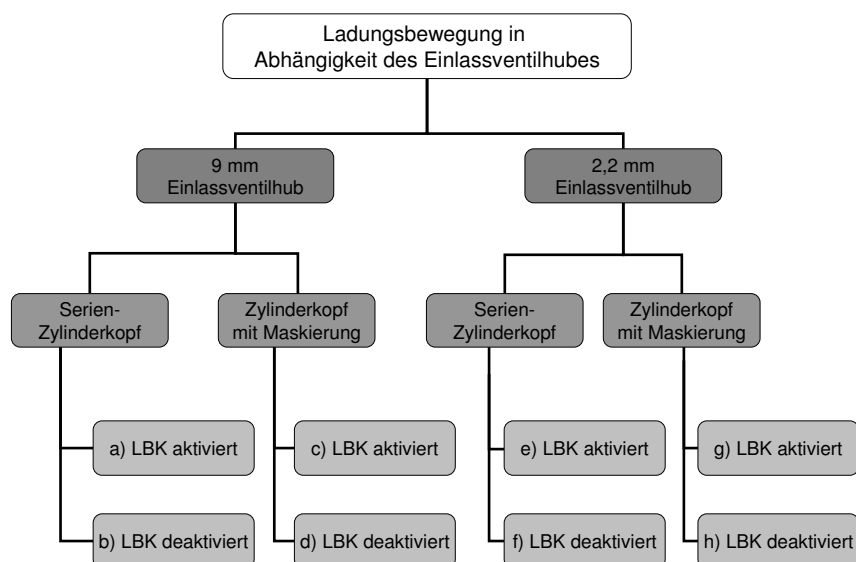


Bild 4.1: Versuchsmatrix zur Untersuchung der Ladungsbewegung

Sämtliche Varianten sind am Strömungsprüfstand des Institutes für Mobile Systeme der

Universität Magdeburg untersucht worden. Zusätzlich ist der maskierte Zylinderkopf in Kombination mit dem variablen Ventiltrieb auf dem Motorenprüfstand zum Einsatz gekommen. Aufbau und Funktion des Strömungsprüfstandes sind im Anhang A.2 beschrieben.

Die Höhe der Ladungsbewegung kann auf unterschiedliche Weise bestimmt werden. Am Strömungsprüfstand werden beispielsweise die Geschwindigkeitsvektoren der einströmenden Luft gemessen. Zusätzlich stellt auch die Menge an durchgesetzter Luft einen wichtigen Messwert dar, womit sich dimensionslose Kennzahlen bestimmen lassen, die die Güte der Kanal- und Ventilgestaltung beschreiben. An einem Motorenprüfstand lassen sich mit Hilfe der Brenndauer und des Brennverzuges Rückschlüsse auf die Ladungsbewegung ziehen. Wird die Winkellage der Hauptenergieumsetzung konstant gehalten, kann auch der Zündwinkel zu Vergleichszwecken herangezogen werden.

Bild 4.2 stellt die am Strömungsprüfstand ermittelten Strömungsprofile bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 9 \text{ mm}$ dar.

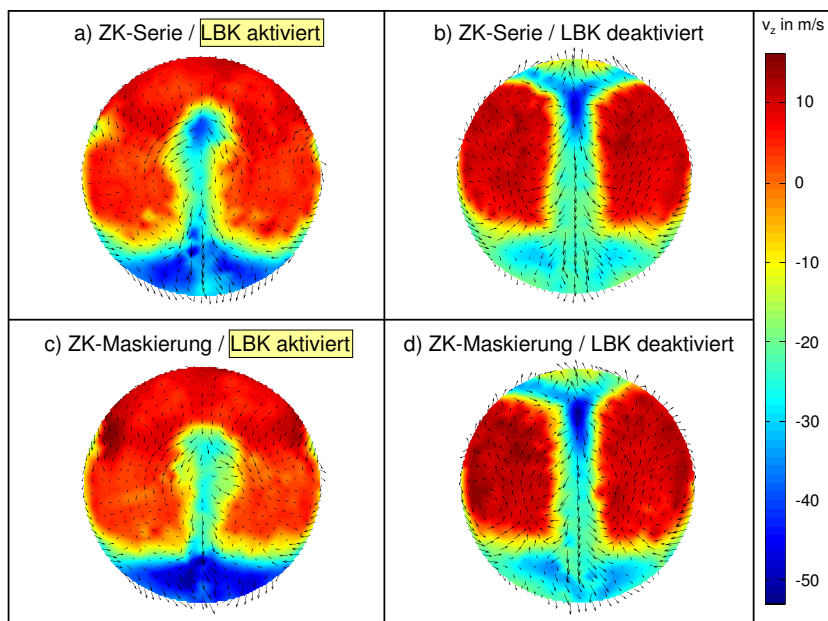


Bild 4.2: Gegenüberstellung der unterschiedlichen Strömungsprofile bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 9,0 \text{ mm}$ in der Messebene 15 mm (in Anlehnung an [Naumann 2007])

Die erste Zeile zeigt die Ergebnisse des Serienzylinderkopfes, die zweite die des maskierten Zylinderkopfes. In der linken Spalte ist die Ladungsbewegungsklappe aktiviert, in der rechten deaktiviert. Die Abbildungen zeigen eine Draufsicht auf den Zylinder mit den Einlassventilen in der unteren Hälfte. Eine positive Strömungsgeschwindigkeit entspricht

einer abwärts gerichteten Strömung, eine negative Strömungsgeschwindigkeit einer aufwärts gerichteten Strömung. Es ist zu erkennen, dass lediglich in der linken Spalte bei jeweils aktivierter LBK eine gerichtete Ladungsbewegung in Form einer Tumble-Strömung mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten erzielt wird. Eine Wirkung der Maskierung ist nicht zu erkennen.

Bild 4.3 zeigt in analoger Weise die Strömungsprofile bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 2,2$ mm. Bei dem kleinen Einlassventilhub kommt die Wirkung der Maskierung zur Geltung. Der ohnehin nur geringe Strömungsquerschnitt am Einlassventil wird durch die Maskierung im unteren Bereich verschlossen, so dass die Luft gezielt über den oberen Einlassventilbereich geleitet wird. Der gewählte Einlassventilhub liegt in diesem Fall im Wirkungsbereich der Maskierung, die in der Folge die Tumble-Bewegung der einströmenden Luft auslöst. Mit der Ladungsbewegungsklappe hingegen kann keine ausreichende Ladungsbewegung erreicht werden.

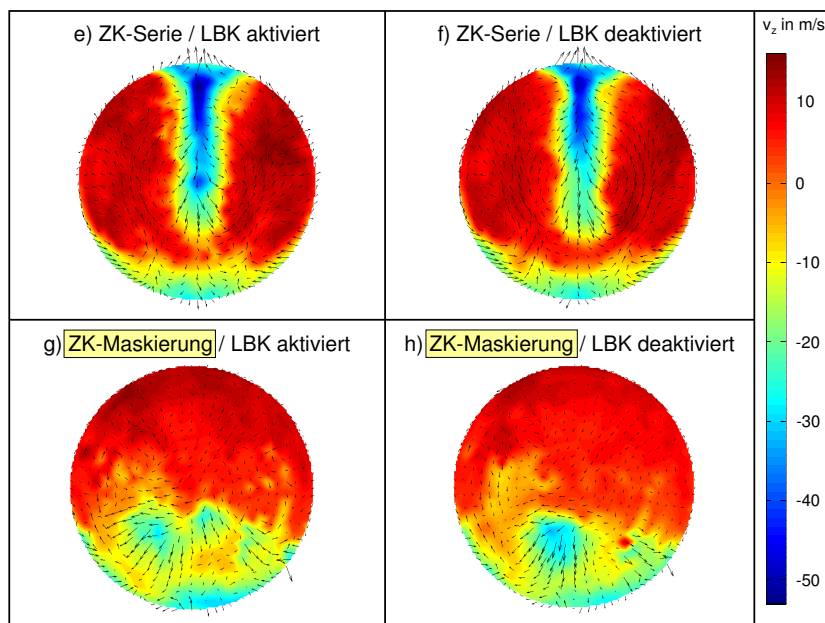


Bild 4.3: Gegenüberstellung der unterschiedlichen Strömungsprofile bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 2,2$ mm in der Messebene 15 mm (in Anlehnung an [Naumann 2007])

Bild 4.4 zeigt anhand der gemessenen Volumenströme eine Übersicht der vier untersuchten Varianten und verdeutlicht die bisher gewonnenen Erkenntnisse. Die Abhängigkeit der unterschiedlichen Varianten von dem Einlassventilhub ist deutlich zu erkennen. Bis zu einem Einlassventilhub von ungefähr $h_{EV} = 4$ mm reduziert einzig die Brennraummaskierung den Volumenstrom. Ist ihr Wirkungsbereich überschritten – ab einem Einlassventilhub von ungefähr $h_{EV} = 6$ mm – stellt sie der Strömung keinen Widerstand mehr

entgegen. Ab diesem Punkt wirkt ausschließlich die Ladungsbewegungsklappe.

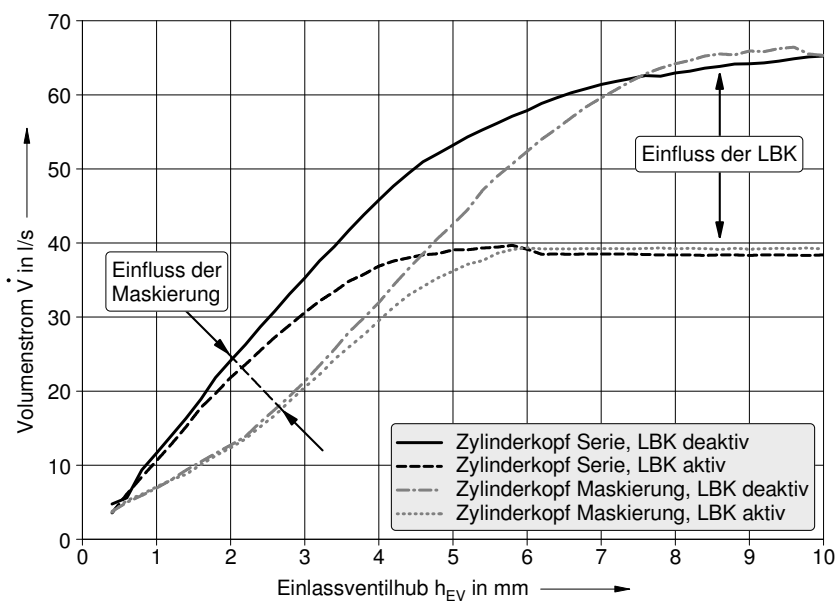


Bild 4.4: Einfluss der LBK-Position und der Brennraummaskierung auf den Volumenstrom bei unterschiedlichen Einlassventilhüben

Die Untersuchungen am Strömungsprüfstand führen damit zu einem deutlichen Ergebnis, **Bild 4.5:**

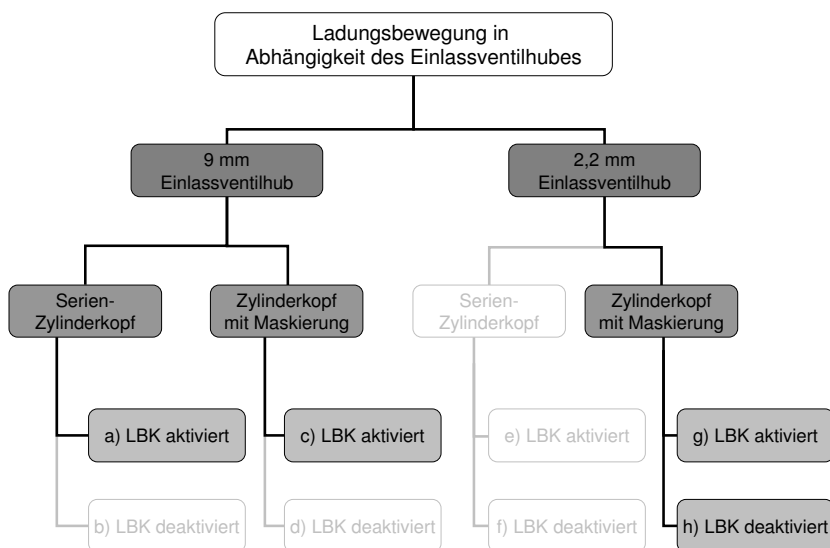


Bild 4.5: Auswahl geeigneter Systeme zur Ladungsbewegung bei unterschiedlichen Einlassventilhüben als Ergebnis der Untersuchungen am Strömungsprüfstand

Bei einem großen Einlassventilhub, welcher beispielsweise bei der Abgasrückführung eingesetzt wird, kann nur die Ladungsbewegungsklappe eine ausreichende Ladungsbewegung erzeugen. Der Wirkungsbereich der Maskierung ist überschritten, so dass sie keinen nennenswerten Beitrag zur Strömungsbildung der einströmenden Luft leistet. Bei einem kleinen Einlassventilhub, welcher bei der Einlassventilhubreduzierung vorkommt, kann die Ladungsbewegungsklappe die gewünschte Tumble-Strömung hingegen nicht erzeugen; hierfür ist eine Maskierung notwendig.

Anhand der am Strömungsprüfstand ermittelten Strömungsprofile lassen sich Tumble-Kennzahlen bestimmen, die als Maß für die Intensität der Tumble-Strömung herangezogen werden können, **Bild 4.6** obere Diagramme.

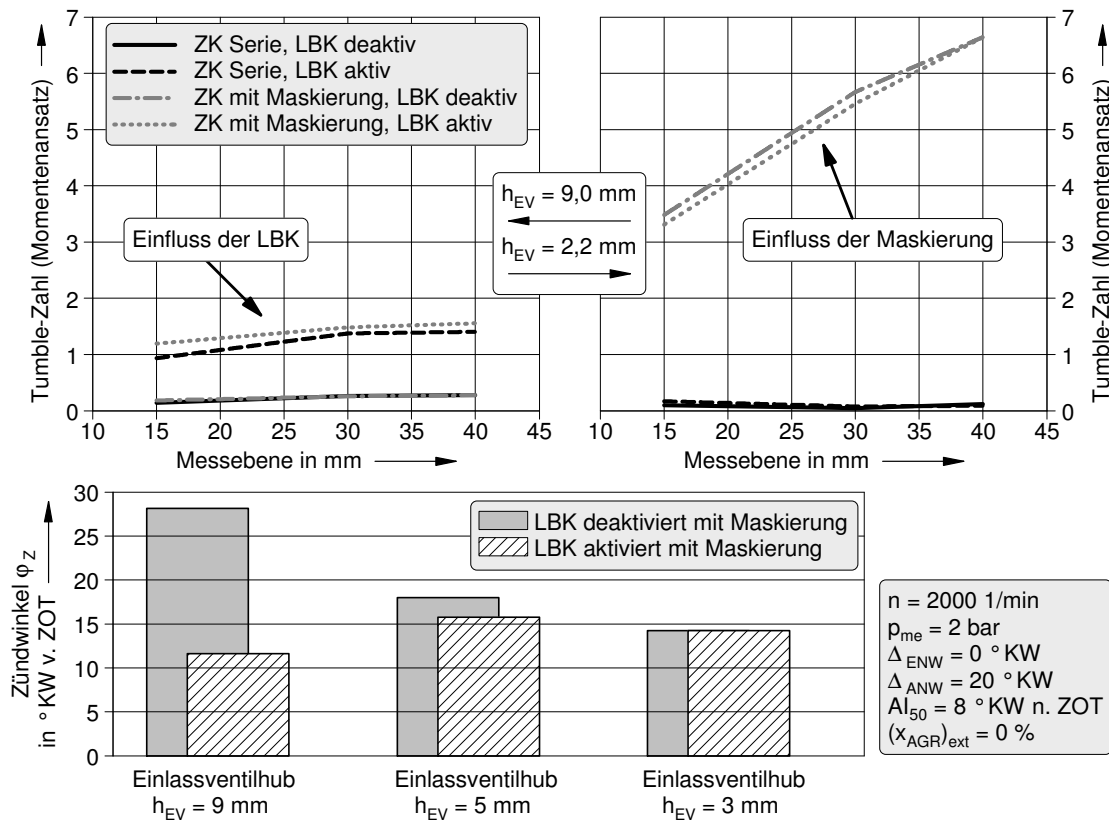


Bild 4.6: Einfluss der LBK-Position und der Brennraummaskierung auf das Tumble-Niveau bei unterschiedlichen Einlassventilhüben sowie der Einfluss einer LBK-Variation auf den Zündwinkel an dem 1,6l Forschungsmotor mit Brennraummaskierung bei unterschiedlichen Einlassventilhüben

Auch in dieser Darstellung wird die Abhängigkeit der Ladungsbewegung von dem Einlassventilhub und dem verwendeten System deutlich. Auffällig ist das etwa um den Faktor

3–4 höhere Tumble-Niveau der Brennraummaskierung bei kleinem Einlassventilhub gegenüber der Ladungsbewegungsklappe bei großem Einlassventilhub.

Dennoch gelingt es nicht, dieses erhöhte Ladungsbewegungsniveau in eine schnellere Energiewandlung umzusetzen, Bild 4.6 unteres Diagramm. Es zeigt den Einfluss einer LBK-Variation auf den Zündwinkel an dem 1,6 l Forschungsmotor mit Brennraummaskierung bei unterschiedlichen Einlassventilhüben. Die Winkellage der Hauptenergieumsetzung ist konstant. Bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 9 \text{ mm}$ ist der Einfluss der Ladungsbewegungsklappe auf die Höhe der Ladungsbewegung zu erkennen. Die Maskierung leistet keinen Beitrag, da ihr Wirkungsbereich überschritten ist. Bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 3 \text{ mm}$ kommt der Einfluss der Maskierung hingegen zur Geltung. Die Brenndauer kann allerdings – trotz des deutlich höheren Tumble-Niveaus gegenüber der Ladungsbewegungsklappe – nicht verkürzt werden. Hier erweisen sich das frühe Schließen des Einlassventils und die damit verbundene lange Zeitdauer zum Abbau der Ladungsbewegung als nachteilig.

Zusammenfassung

Mit Hilfe von Prüfstandsuntersuchungen und umfangreichen Messungen an einem Strömungsprüfstand konnte die Wechselwirkung zwischen der Brennraummaskierung und der Ladungsbewegungsklappe bei unterschiedlichen Einlassventilhüben gezeigt werden.

Die Brennraummaskierung erzeugt bei kleinen Einlassventilhüben ein sehr hohes Maß an Ladungsbewegung. Sobald ihr Wirkungsbereich überschritten ist, bleibt sie jedoch wirkungslos. Ab diesem Punkt kann nur noch die Ladungsbewegungsklappe Ladungsbewegung erzeugen. Sie hat hingegen bei kleinen Einlassventilhüben keine Wirkung. Für die Umsetzung eines Brennverfahrens mit Einlassventilhubreduzierung ist demnach eine Maskierung notwendig; für die alleinige Abgasrückführung ist die Ladungsbewegungsklappe vorzuziehen.

4.2 Reduzierung der Ladungswechselverluste

Die thermodynamische Optimierung des Brennverfahrens im Teillastbetrieb verfolgt hauptsächlich das Ziel, die Ladungswechselverluste und damit den Kraftstoffverbrauch des Ottomotors zu senken. Die quantitative Lastregelung eines konventionellen Ottomotors erfordert eine genau auf die Kraftstoffmasse abgestimmte Luftmasse. Diese wird mit Hilfe des Saugrohrdrucks durch die Drosselklappe und/oder mit Hilfe des angesaugten Luftvolumens über die Einlassventile eingestellt. Da die überwiegende Anzahl der Ottomotoren

über keine Möglichkeit der Einlassventilhubverstellung verfügt, wird die erforderliche Luftmasse über den Saugrohrdruck geregelt. Thermodynamisch nachteilig ist dabei die von dem Kolben aufzubringende Ansaugarbeit, die umso höher ausfällt, je geringer der Druck im Saugrohr ist. Eine Arbeitsprozessoptimierung im Teillastbetrieb verfolgt demnach das vordergründige Ziel, den Saugrohrdruck unter Konstanthaltung des Betriebspunktes zu erhöhen.

Zwischen den Größen Luftmasse, Luftvolumen und Saugrohrdruck besteht ein physikalischer Zusammenhang, der durch die allgemeine Gasgleichung ausgedrückt wird:

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T . \quad (4.1)$$

Unter der Annahme, dass während des Ladungswechsels sowohl die Temperatur als auch die Gaszusammensetzung konstant sind, nimmt der Ausdruck auf der linken Gleichungsseite einen konstanten Wert K_{BP} für einen Betriebspunkt an:

$$\frac{p \cdot V}{m} = R \cdot T = K_{BP} . \quad (4.2)$$

Die allgemeine Gasgleichung gibt in dieser Form in vereinfachter Weise sehr anschaulich wieder, welche Möglichkeiten bestehen, den Betriebspunkt eines Ottomotors einzustellen. Bei der konventionellen Lastregelung eines Ottomotors ohne variablen Ventiltrieb wird die zur stöchiometrischen Verbrennung erforderliche Mindestluftmasse $(m_L)_{\min}$ mit Hilfe des dafür notwendigen Saugrohrdrucks p_{\min} über die Drosselklappe eingestellt. Unabhängig von dem gewählten Betriebspunkt bleibt das angesaugte Luftvolumen $(V_{EVHub})_{\max}$ konstant. Der Index kennzeichnet dabei den Haupteinflussfaktor auf das Luftvolumen, den maximalen Einlassventilhub.

$$\frac{p_{\min} \cdot (V_{EVHub})_{\max}}{(m_L)_{\min}} = K_{BP} . \quad (4.3)$$

Unter der Annahme eines konstanten Wirkungsgrades – als Voraussetzung für diese idealisierte Betrachtung – lässt sich der konstante Faktor K_{BP} und damit der Betriebspunkt eines Ottomotors mit Hilfe diverser Kombinationsmöglichkeiten der drei Variablen Druck, Volumen und Masse einstellen. Die Vielfältigkeit der Variationsmöglichkeiten ist im **Bild 4.7** dargestellt.

Im Kennfeld links oben ist der Ausgangspunkt eines quantitativ geregelten Ottomotors nach Gleichung 4.3 zu erkennen. Wie eingangs erwähnt, ist es das Ziel einer Arbeitsprozessoptimierung bei Teillast, den Saugrohrdruck auf das Niveau des Umgebungsdrucks anzuheben, um die Ladungswechselverluste zu minimieren. Dies kann beispielsweise durch

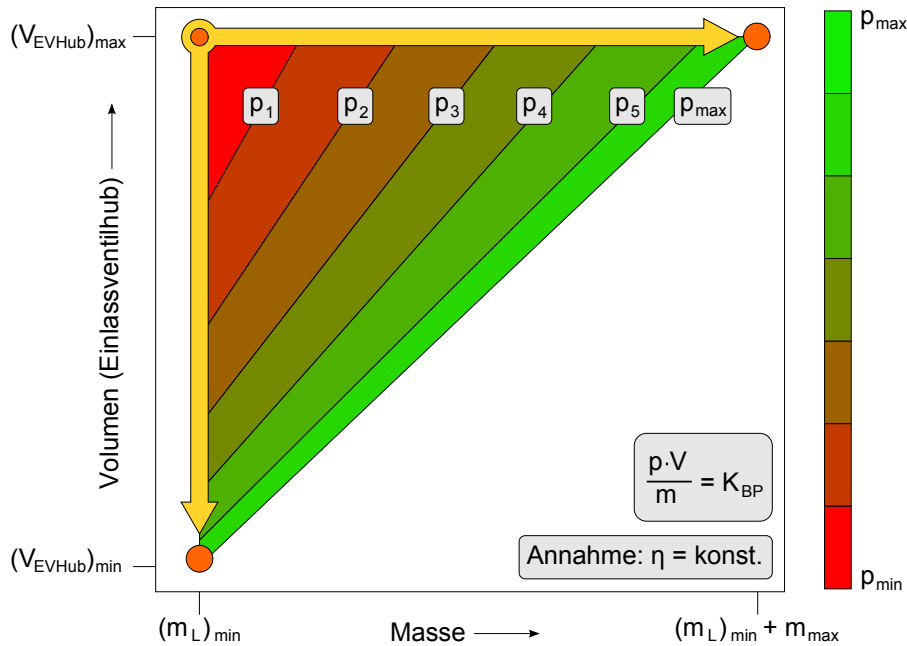


Bild 4.7: Das Prinzip der Massenerhöhung und Volumenreduzierung im Druck-Volumen-Masse-Kennfeld eines konstanten Betriebspunktes

eine Einlassventilhubreduzierung erreicht werden, die das Volumen der angesaugten Luft verringert und so den höheren Saugrohrdruck kompensiert. Die Luftmasse bleibt dabei konstant. Das Konzept der Volumenreduzierung ist im Kennfeld an der linken Begrenzungslinie abgebildet:

$$\frac{p_{min} \cdot (V_{EVHub})_{max}}{(m_L)_{min}} = \frac{p_{max} \cdot (V_{EVHub})_{min}}{(m_L)_{min}} = K_{BP} . \quad (4.4)$$

Eine weitere Möglichkeit besteht in der Erhöhung der angesaugten Masse, bestehend aus der Mindestluftmasse und einer Inertgasmasse, beispielsweise Abgas. Bei diesem Verfahren bleibt der Einlassventilhub konstant. Das Konzept der Massenerhöhung ist im Kennfeld an der oberen Begrenzungslinie abgebildet:

$$\frac{p_{min} \cdot (V_{EVHub})_{max}}{(m_L)_{min}} = \frac{p_{max} \cdot (V_{EVHub})_{max}}{(m_L)_{min} + m_{max}} = K_{BP} . \quad (4.5)$$

Beide Konzepte, das Konzept der Volumenreduzierung und das Konzept der Massenerhöhung, werden im Folgenden einzeln vorgestellt und thermodynamisch bewertet.

4.2.1 Das Konzept der Volumenreduzierung

Die Diagramme im **Bild 4.8** zeigen die Auswirkungen einer Einlassventilhubvariation auf die Ladungswechselverluste. Dabei sind insbesondere die Verläufe der einzelnen Teilverluste der angewandten UT-UT-Methode interessant.

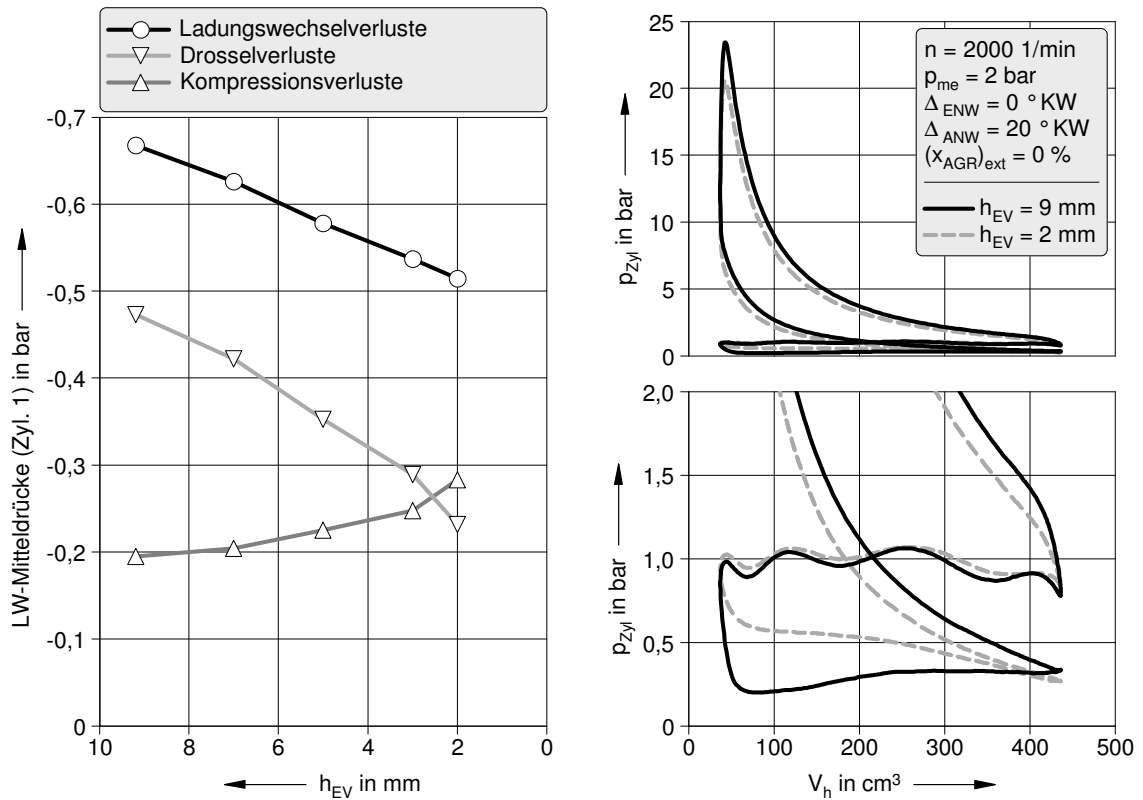


Bild 4.8: Einfluss einer Einlassventilhubvariation auf die Ladungswechsel-, Drossel- und Kompressionsverluste

Es ist zu erkennen, dass die zunehmenden Kompressionsverluste den stetig abnehmenden Drosselverlusten entgegenwirken. Der Grund liegt in der Expansion des Kolbens bei geschlossenen Ventilen, wodurch das Temperatur- und das Druckniveau zu Beginn der Verdichtung gesenkt werden. Die Folge ist ein verringertes effektives Verdichtungsverhältnis.

Ebenfalls abgebildet sind die Ladungswechselschleifen des maximalen und des minimalen Einlassventilhübes. Neben den höheren Kompressionsverlusten fallen bei dem kleinen Einlassventilhub auch die Drosselverluste auf. Sie können zwar deutlich reduziert, aber trotz des Umgebungsdrucks im Saugrohr nicht vollständig vermieden werden. Der Grund

liegt in der Drosselung im Ventilsplatt. Einer „drosselfreien Laststeuerung“ wird dieses Verfahren nicht gerecht.

Bild 4.9 zeigt den Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei der Einlassventilhubvariation. Dem Kurvenverlauf liegen mehrere Messpunkte zugrunde, um die Wahrscheinlichkeit fehlerhafter Interpretationen durch Messungenauigkeiten möglichst gering zu halten.

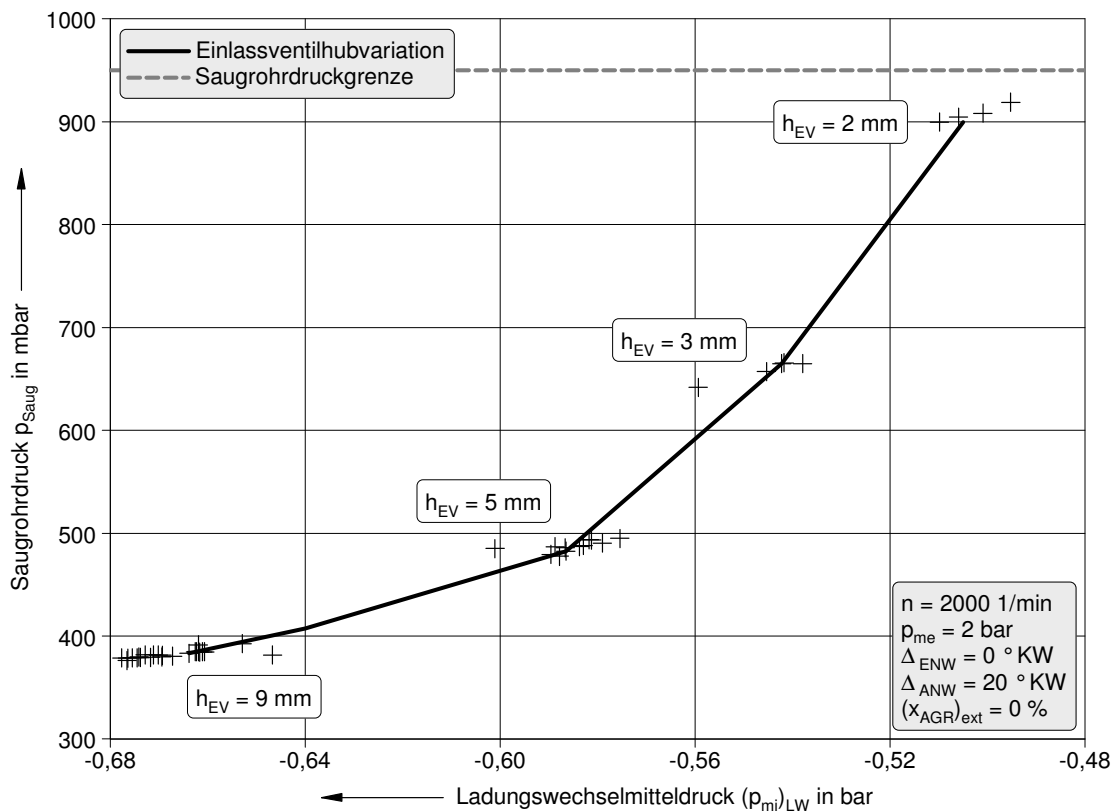


Bild 4.9: Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei einer Einlassventilhubvariation

Der exponentielle Verlauf dieser Kurve bestätigt die bisher gewonnenen Erkenntnisse. Bei einer Verstellung von $h_{EV} = 9$ mm auf $h_{EV} = 5$ mm besteht noch ein linearer Zusammenhang zwischen der Zunahme des Saugrohrdrucks und der damit einhergehenden Reduzierung der Ladungswechselverluste. Je kleiner der Einlassventilhub aber wird, umso steiler wird auch der Kurvenverlauf. Ursächlich dafür sind die steigenden Kompressionsverluste und die zunehmende Drosselung im Ventilsplatt. Insbesondere die kleinen Einlassventilhübe sind demnach mit thermodynamischen Verlusten behaftet, die es zu vermeiden gilt.

4.2.2 Das Konzept der Massenerhöhung

Das rechte untere Diagramm im **Bild 4.10** zeigt den Verlauf der einzelnen Ladungswechselverluste bei einer AGR-Variation. Die Abgasrückführung bewirkt im betrachteten Betriebspunkt, dass die während des Ladungswechsels angesaugte Frischluftmenge bei konstanter Drosselklappenstellung um das Maß des zurückgeführten Abgases reduziert wird. Um dennoch die erforderliche Mindestluftmasse zuführen zu können, muss der Saugrohrdruck angehoben werden. Durch die Abgasrückführung erhöht sich auch die im Zylinder befindliche Gesamtmasse, wodurch das Druck- und das Temperaturniveau zu Beginn der Verdichtung angehoben werden. Die Abgasrückführung verringert demnach – im Gegensatz zur alleinigen Einlassventilhubreduzierung – sowohl die Drossel- als auch die Kompressionsverluste. Die Wirkungen der beschriebenen Effekte sind auch an den Verläufen der Ladungswechselschleifen im oberen rechten Diagramm zu erkennen.

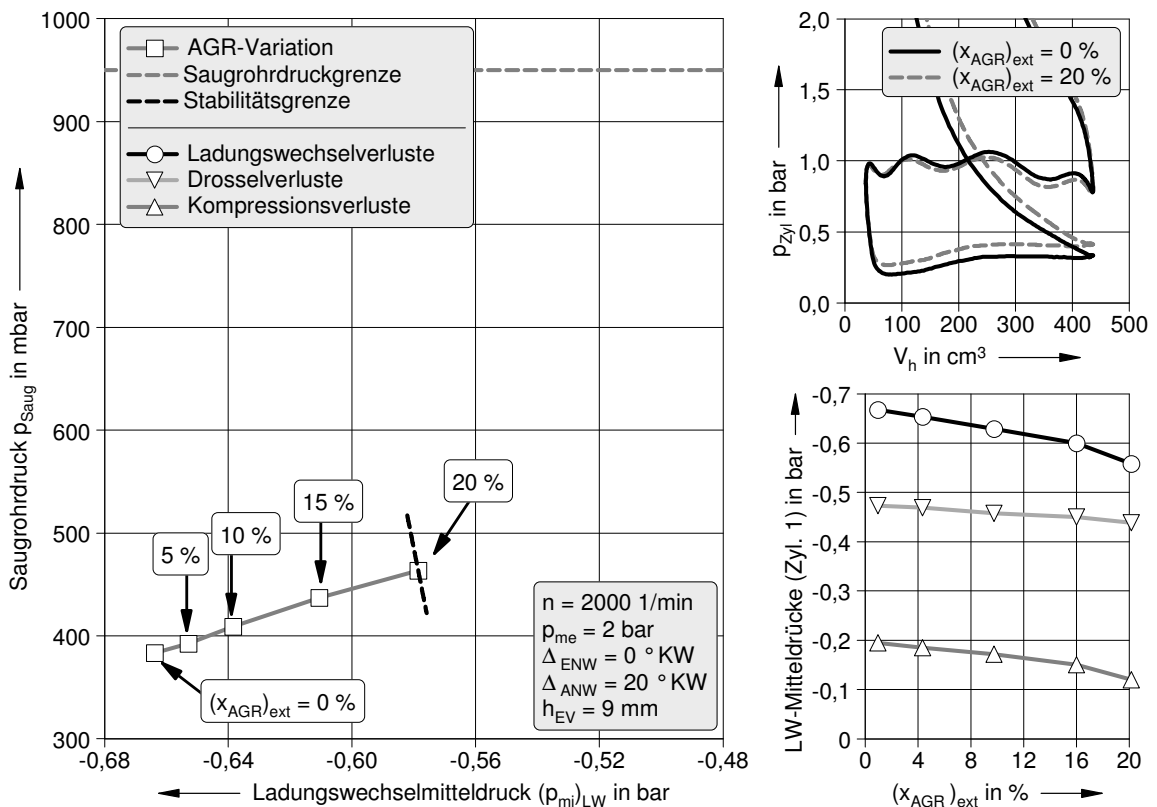


Bild 4.10: Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei einer AGR-Variation sowie deren Einfluss auf die Ladungswechsel-, Drossel- und Kompressionsverluste

Das linke Diagramm zeigt in analoger Weise zur Darstellung der Einlassventilhubvariation

(siehe Bild 4.9) den Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei einer AGR-Variation. Da sowohl die Kompressions- als auch die Drosselverluste gesenkt werden, ergibt sich folgerichtig ein linearer Zusammenhang.

Aus theoretischer Sicht ist die Abgasrückführung demnach effizienter als die Einlassventilhubreduzierung. Praktisch wäre dieses Optimum allerdings nur dann umzusetzen, wenn es gelänge, die Abgasrückführung solange fortzuführen, bis der Zustand der drosselfreien Laststeuerung erreicht würde. Da jedoch die Restgasverträglichkeit des Motors begrenzt ist, endet die Variation bei Erreichen der Stabilitätsgrenze, aber noch deutlich vor Erreichen des maximalen Saugrohrdrucks. In der Summe ist dadurch bei der AGR-Variation eine geringere Reduzierung der Ladungswechselverluste zu verzeichnen als bei der Einlassventilhubvariation.

Mit Hilfe der im Vorfeld definierten Annahmen und Vereinfachungen zur Lastregelung kann die theoretisch notwendige AGR-Rate berechnet werden, die für eine drosselfreie Laststeuerung in dem betrachteten Betriebspunkt notwendig wäre. Danach gilt:

$$K_{BP} = \frac{p_{\min} \cdot (V_{EVHub})_{\max}}{(m_L)_{\min}} = \frac{p_{\max} \cdot (V_{EVHub})_{\max}}{(m_L)_{\min} + (m_{\max})_{AGR}} \quad (4.6)$$

$$\Rightarrow \frac{(m_L)_{\min}}{(m_L)_{\min} + (m_{\max})_{AGR}} = \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \quad (4.7)$$

Mit Hilfe der Definition der Luftrate

$$x_L = 1 - x_{AGR} = \frac{m_L}{m_L + m_{AGR}} \quad (4.8)$$

lässt sich Gleichung 4.7 umformen:

$$1 - (x_{AGR})_{\max} = \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \quad (4.9)$$

$$\Rightarrow (x_{AGR})_{\max} = 1 - \frac{p_{\min}}{p_{\max}} \quad (4.10)$$

Für den vorliegenden Fall ergäbe sich damit bei einem minimalen Saugrohrdruck von $p_{\min} = 383$ mbar und einem Zielwert von $p_{\max} = 950$ mbar eine AGR-Rate von ca. 60 %, um die drosselfreie Laststeuerung ausschließlich mittels Abgasrückführung zu erreichen.

Wird anstelle des Abgases zusätzliche Luft angesaugt, die nicht an der Verbrennung teilnimmt, so lässt sich das theoretische Optimum ebenfalls darstellen. Genau auf diesem Prinzip basiert die geschichtete Benzindirekteinspritzung. Dieses Brennverfahren erreicht gegenüber allen anderen Konzepten aufgrund der geringsten Ladungswechselverluste den

höchsten Wirkungsgrad bei Teillast. Denn gegenüber der Einlassventilhübreduzierung besteht der Vorteil des größeren Einlassventilhübes und damit der geringeren Drossel- und Kompressionsverluste. Gegenüber der Abgasrückführung besteht der Vorteil, die Entdrosselung bis zum Erreichen des Umgebungsdrucks im Saugrohr fortführen zu können.

Zur Verdeutlichung der theoretischen Vorteile der Massenerhöhung zeigt **Bild 4.11** den Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei einer Lastvariation und vergleicht diesen mit dem bei einer Einlassventilhübreduzierung. Das Prinzip der Lastvariation kann dabei dem der Abgasrückführung oder der geschichteten Benzindirekteinspritzung gleichgestellt werden, mit der Einschränkung, dass die zusätzliche Luftmasse an der Verbrennung teilnimmt und der Betriebspunkt dadurch nicht konstant ist. Der lineare Verlauf und die deutlich geringeren Ladungswechselverluste gegenüber der Einlassventilhübreduzierung bekräftigen die thermodynamischen Vorteile der Massenerhöhung gegenüber der Volumenreduzierung.

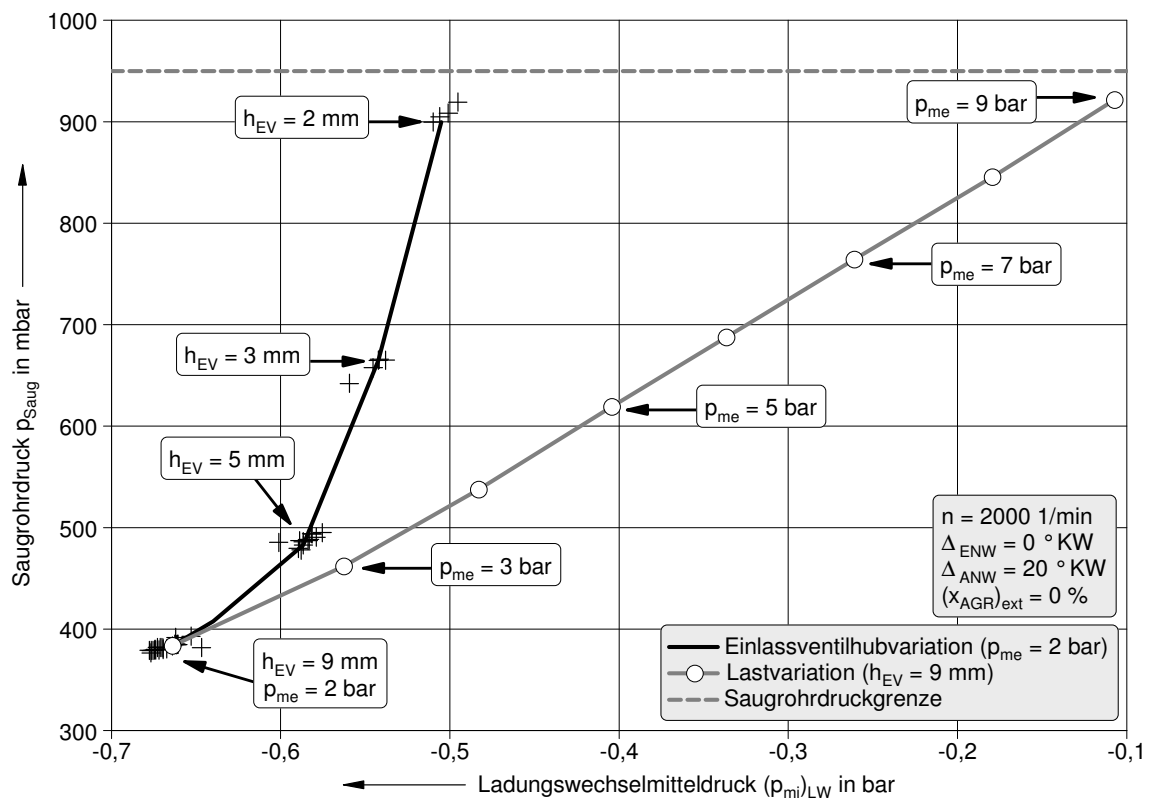


Bild 4.11: Gegenüberstellung des Zusammenhangs zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei einer Lastvariation und einer Einlassventilhübrevariation

4.2.3 Kombination beider Konzepte

Die bisherigen Untersuchungen belegen, dass die Abgasrückführung die wirksamere Methode gegenüber der Einlassventilhubreduzierung ist, sofern es gelänge, den Ansaugvorgang damit weitgehend zu entdrosseln. Diesem theoretischen Optimum steht allerdings die Restgasverträglichkeit des Motors entgegen. Es bietet sich demnach eine Kombination beider Konzepte an.

Um die bestmögliche Kombination aus Abgasrückführung und Einlassventilhubreduzierung zu bestimmen, bietet sich folgende experimentelle Vorgehensweise an: Bei verschiedenen Einlassventilhuben wird jeweils eine AGR-Variation durchgeführt. Diese wird solange fortgesetzt, bis entweder der maximale Saugrohrdruck oder die Grenze der Restgasverträglichkeit erreicht ist. Die geringsten Ladungswechselverluste sind bei dem Einlassventilhub zu erwarten, bei dem der maximale Saugrohrdruck mit der größtmöglichen AGR-Rate erreicht wird. Eine schematische Darstellung dieser Vorgehensweise zeigt **Bild 4.12**.

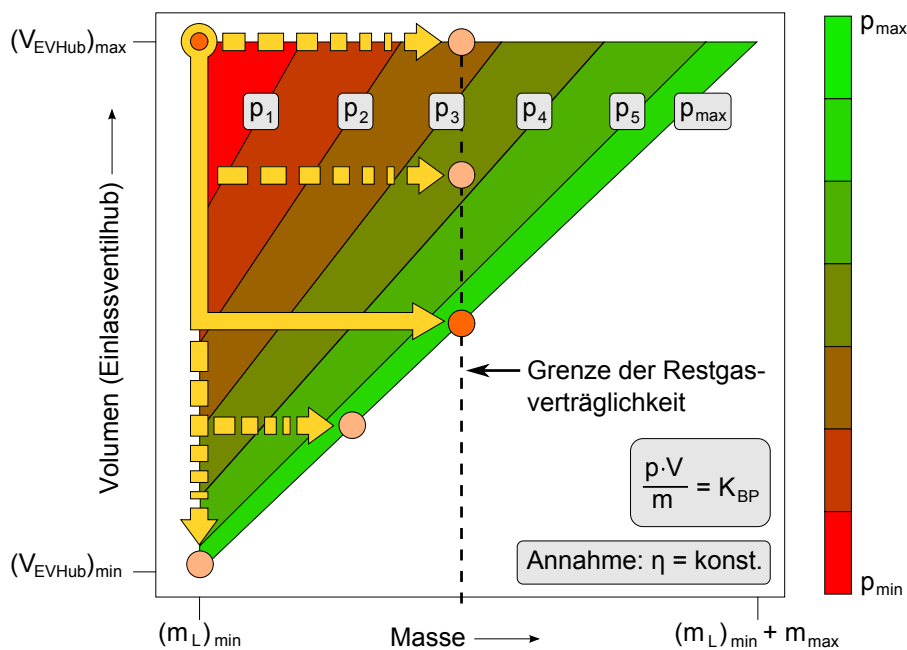


Bild 4.12: Schematische Darstellung möglicher Kombinationen aus Massenerhöhung und Volumenreduzierung im Druck-Volumen-Masse-Kennfeld

Die Abgasrückführung kann dabei intern durch eine Phasenlagenvariation der Ein- oder Auslassnockenwelle erfolgen. Das im Vergleich zum externen Abgas heißere interne Abgas verspricht weitere Vorteile, wie die folgende theoretische Betrachtung zeigt.

Das Prinzip der Massenerhöhung mit interner Abgasrückführung lässt sich wie folgt beschreiben:

$$\frac{p_{\max} \cdot (V_{\text{EVHub}})_{\max}}{(m_{\text{L}})_{\min} + (m_{\text{AGR}})_{\text{int}}} = (K_{\text{AGR}})_{\text{int}} . \quad (4.11)$$

Analog das Prinzip der Massenerhöhung mit externer Abgasrückführung:

$$\frac{p_{\max} \cdot (V_{\text{EVHub}})_{\max}}{(m_{\text{L}})_{\min} + (m_{\text{AGR}})_{\text{ext}}} = (K_{\text{AGR}})_{\text{ext}} . \quad (4.12)$$

Da die Temperatur der internen Restgasmasse höher ist als die der externen Restgasmasse, folgt:

$$R \cdot (T_{\text{AGR}})_{\text{int}} > R \cdot (T_{\text{AGR}})_{\text{ext}} \quad (4.13)$$

$$\Rightarrow (K_{\text{AGR}})_{\text{int}} > (K_{\text{AGR}})_{\text{ext}} . \quad (4.14)$$

Einsetzen von Gleichung 4.11 und Gleichung 4.12 in Gleichung 4.14 ergibt:

$$\frac{p_{\max} \cdot (V_{\text{EVHub}})_{\max}}{(m_{\text{L}})_{\min} + (m_{\text{AGR}})_{\text{int}}} > \frac{p_{\max} \cdot (V_{\text{EVHub}})_{\max}}{(m_{\text{L}})_{\min} + (m_{\text{AGR}})_{\text{ext}}} \quad (4.15)$$

$$\Rightarrow (m_{\text{AGR}})_{\text{ext}} > (m_{\text{AGR}})_{\text{int}} . \quad (4.16)$$

Für das Erreichen desselben Saugrohrdrucks ist bei der externen AGR somit die Rückführung einer größeren Restgasmasse notwendig, als bei der internen AGR. Der Grund dafür liegt in der höheren Temperatur des internen Abgases. Da die Restgasverträglichkeit des Motors begrenzt ist, hat die interne Abgasrückführung demnach einen entscheidenden Vorteil, so dass für die weiteren Betrachtungen ausschließlich auf dieses Prinzip der Abgasrückführung zurückgegriffen wird.

Bild 4.13 zeigt die Auswirkungen des kombinierten Brennverfahrens. Die schwarze Kurve zeigt den bereits bekannten Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselperlusten bei der Variation des Einlassventilhübes. Zusätzlich stellen die grauen Kurven diesen Zusammenhang bei verschiedenen AGR-Raten dar, die bei unterschiedlichen Einlassventilhüben über eine Phasenlagenvariation der Ein- und Auslassnockenwelle eingestellt werden.

Der Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselperlusten ist auch bei der internen Abgasrückführung annähernd linear, so wie es bereits bei der externen Abgasrückführung zu beobachten war. Bei einem Einlassventilhüb von $h_{\text{EV}} = 2 \text{ mm}$ und $h_{\text{EV}} = 3 \text{ mm}$ kann nicht der gesamte Verstellbereich des Phasenlagenverstellers von 40°KW genutzt werden, da bereits vorzeitig die Saugrohrdruckgrenze im Ansaugkanal überschritten wird. Es ist jedoch bereits ersichtlich, dass mit einem Einlassventilhüb von

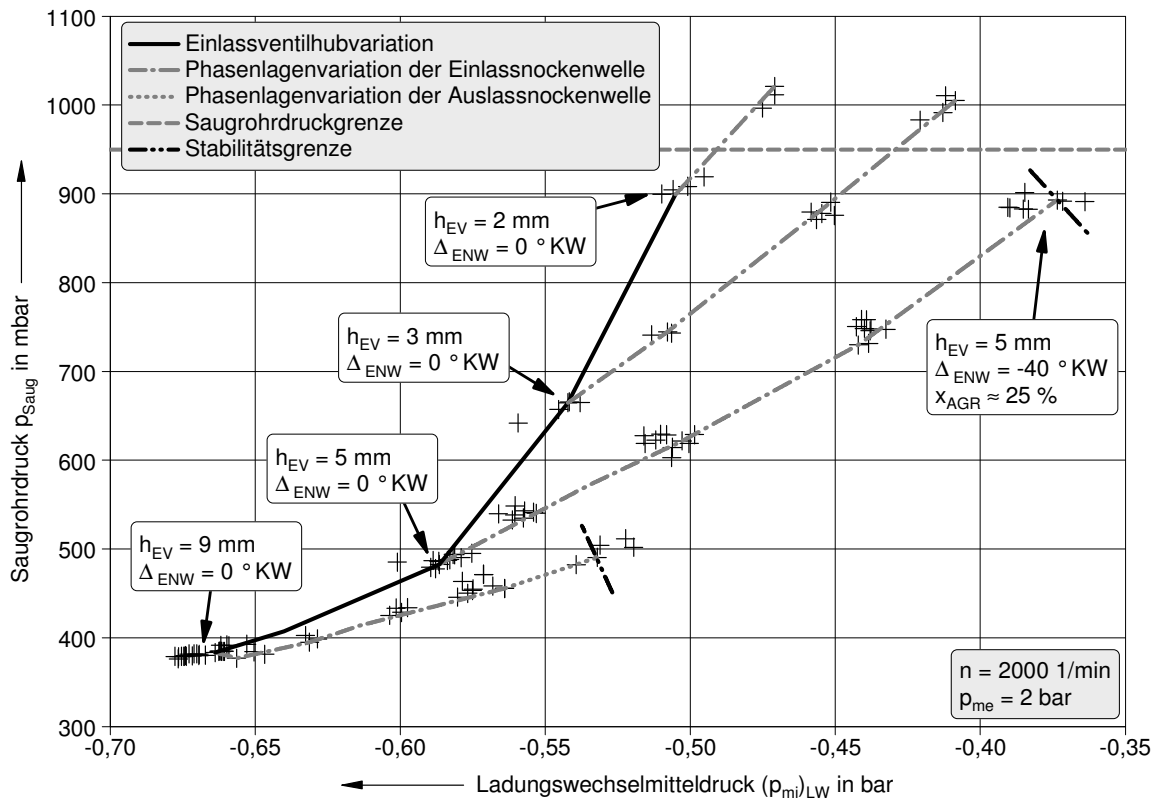


Bild 4.13: Zusammenhang zwischen dem Saugrohrdruck und den Ladungswechselverlusten bei verschiedenen Kombinationen aus Einlassventilhub und interner AGR-Rate

$h_{EV} = 3 \text{ mm}$ und Abgasrückführung geringere Ladungswechselverluste erreicht werden als mit einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 2 \text{ mm}$.

Wird der Einlassventilhub schließlich auf $h_{EV} = 5 \text{ mm}$ erhöht, lässt sich der gesamte Verstellbereich der Einlassnockenwelle nutzen. Dadurch werden die Ladungswechselverluste gegenüber denen der alleinigen Einlassventilhubreduzierung noch einmal deutlich verringert. Die mit diesen Einstellungen im Zylinder befindliche Restgasrate ist mit Hilfe einer 1D-Ladungswechselsimulation bestimmt worden und beträgt $x_{AGR} \approx 25\%$. Damit gelingt es, die Stabilitätsgrenze annähernd in den Bereich des maximalen Saugrohrdrucks zu legen – ein eindeutiges Indiz dafür, dass hier die vorläufig beste Kombination aus Einlassventilhub und Abgasrückführungsrate erreicht ist.

Die Auswirkungen der Nockenwellenvariation bei einem Einlassventilhub von $h_{EV} = 9 \text{ mm}$ sind vergleichbar mit denen der im vorherigen Kapitel vorgestellten externen AGR-Variation. Erwartungsgemäß kann mit dieser Konstellation nicht das maximale Potential erreicht werden.

Bei der Betrachtung der Ladungswechselschleifen sind die Vorteile des kombinierten Brennverfahrens ersichtlich, **Bild 4.14**.

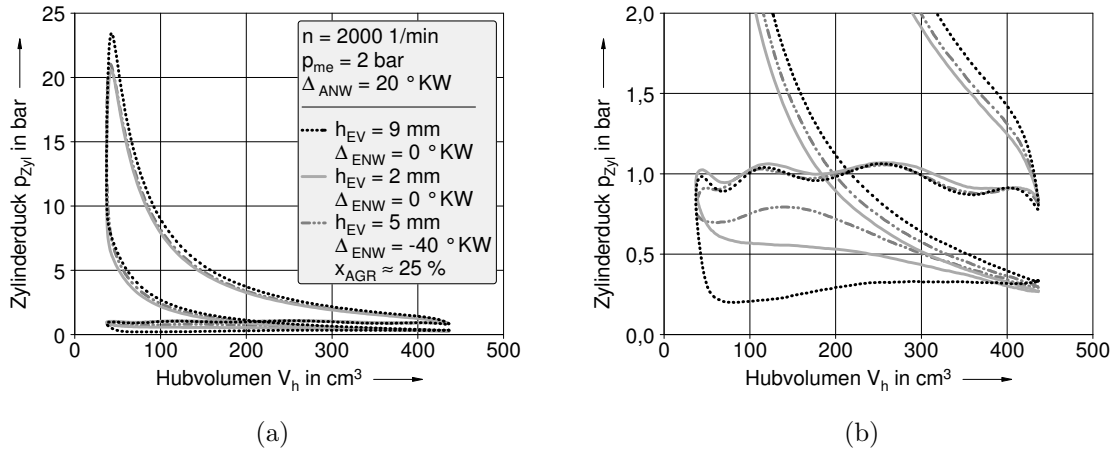


Bild 4.14: Gegenüberstellung der Ladungswechselschleifen ausgewählter Einlassventilhub- und AGR-Kombinationen

Gegenüber der alleinigen Einlassventilhubvariation können sowohl die Drossel- als auch die Kompressionsverluste weiter reduziert werden. Die Ursache der geringeren Drosselverluste liegt im größeren Einlassventilhub, in dessen Ventilspalt deutlich weniger Strömungsverluste auftreten. Die längere Ventilöffnungsdauer und die größere Zylindermasse erklären schließlich die verringerten Kompressionsverluste.

Die beschriebenen Vorteile des kombinierten Brennverfahrens gegenüber der alleinigen Einlassventilhubvariation führen auch zu einer deutlichen Reduzierung des effektiven Kraftstoffverbrauchs, **Bild 4.15**. Ausgehend von einem konventionellen Einlassventilhub von $h_{EV} = 9$ mm kann der Kraftstoffverbrauch mit Hilfe der Einlassventilhubreduzierung um ca. 5 % gesenkt werden. Demgegenüber kann mit der kombinierten Betriebsstrategie eine Reduzierung von über 15 % erreicht werden.

Auch die NO_x -Rohemissionen können mit dem kombinierten Brennverfahren im Vergleich zu der alleinigen Einlassventilhubreduzierung deutlich gesenkt werden, da das zurückgehaltene Abgas die Verbrennungsspitzentemperatur und den maximalen Verbrennungsdruck senkt – beides wirkt sich positiv auf die Bildung der Stickoxide aus. Bei den unverbrannten Kohlenwasserstoffen und den CO -Rohemissionen kann weder eine deutliche Verbesserung noch Verschlechterung beobachtet werden.

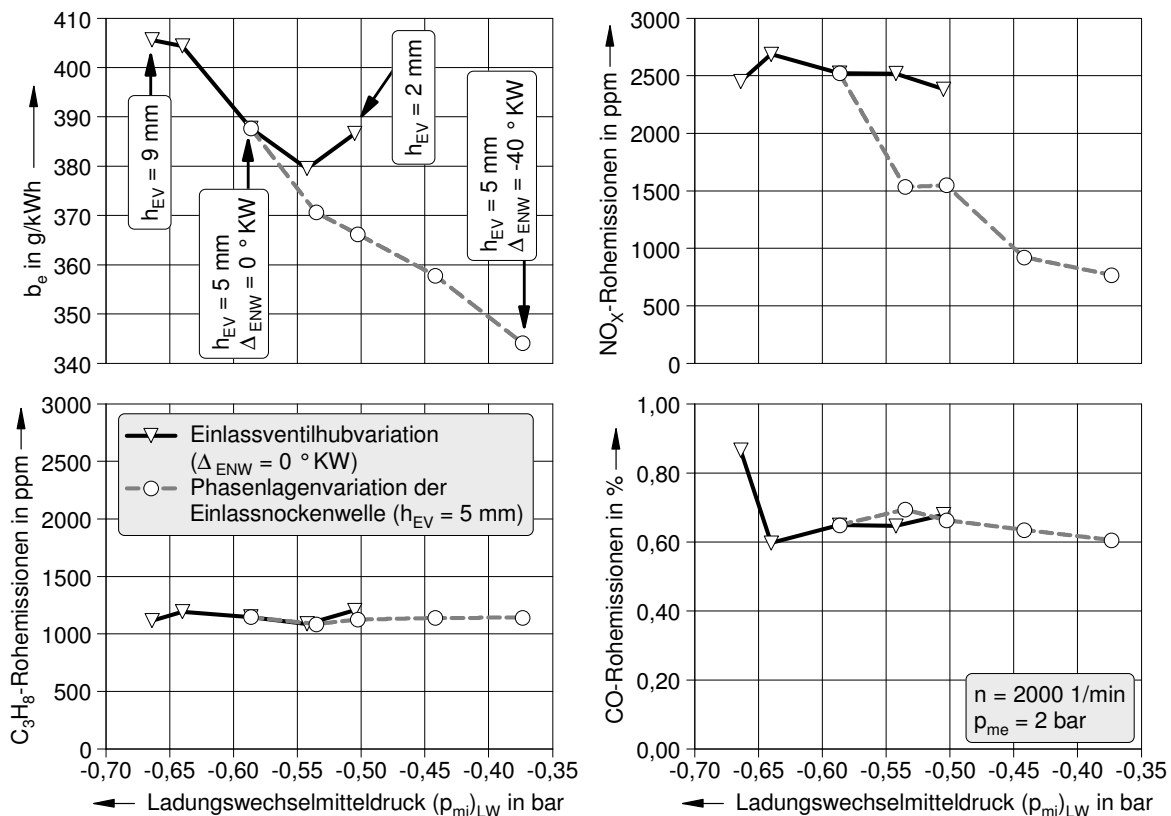


Bild 4.15: Einfluss der Einlassventilhubreduzierung und des kombinierten Brennverfahrens auf den Kraftstoffverbrauch und die Rohemissionen

Zusammenfassung

Es konnte nachgewiesen werden, dass es unter thermodynamischen Gesichtspunkten nicht sinnvoll ist, die Ladungswechselverluste nur über den Einlassventilhub zu reduzieren. Die Abgasrückführung besitzt das wesentlich größere Potential, sofern es gelingt, den Ansaugvorgang damit vollständig zu entdrosseln. Der Ausnutzung dieses theoretischen Optimums steht allerdings die begrenzte Restgasverträglichkeit des Motors entgegen. Das beste Ergebnis wird mit einem kombinierten Brennverfahren erreicht, bei dem zunächst die maximale Restgasmenge zurückgehalten und erst im Anschluss der Einlassventilhub reduziert wird.

Mit dieser kombinierten Betriebsstrategie können die Ladungswechselverluste, der Kraftstoffverbrauch und die NO_x -Rohemissionen deutlicher reduziert werden, als es mit der alleinigen Einlassventilhubreduzierung gelingt.

4.3 Erhöhung der Restgasverträglichkeit

Die Ergebnisse der bisher vorgestellten Untersuchungen zeigen, dass ein theoretisches Optimum existiert, bei dem der Zustand der drosselfreien Laststeuerung ausschließlich über die Abgasrückführung erreicht wird. Der Ausnutzung dieses Potentials steht jedoch die begrenzte Restgasverträglichkeit des Motors entgegen. Daran wird deutlich, dass eine Potentialerweiterung des Brennverfahrens insbesondere über eine Steigerung der Restgasverträglichkeit zu erreichen ist.

Bild 4.16 zeigt den Verlauf des indizierten Mitteldrucks zweier unterschiedlicher Motoren bei Überschreiten der maximal zulässigen Standardabweichung aufgrund zu hoher Restgasraten.

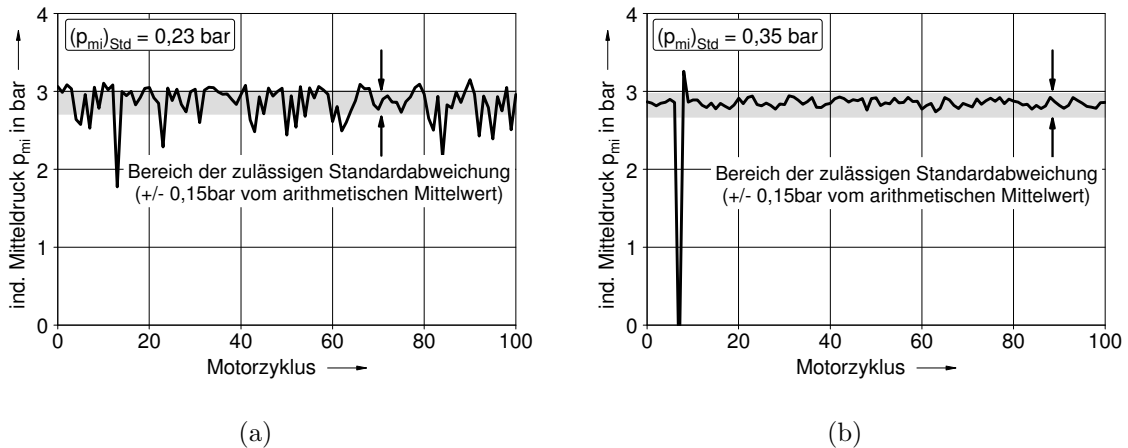


Bild 4.16: Verlauf des indizierten Mitteldrucks bei Überschreiten der maximal zulässigen Standardabweichung, verursacht durch
 (a) inhomogene Gemischverteilung
 (b) Verbrennungsaussetzer

Das linke Diagramm zeigt einen kontinuierlich unruhigen Motorlauf aufgrund einer mangelhaften Homogenisierung des Luft-Kraftstoff-Abgas-Gemisches. Eine Verbesserung dieses Laufverhaltens ließe sich beispielsweise durch eine erhöhte Ladungsbewegung erreichen. Im rechten Diagramm verursacht ein einzelner Verbrennungsaussetzer das Überschreiten der zulässigen Standardabweichung; die Schwankungsbreite der restlichen Zyklen ist hingegen sehr gering. Verursacht wird der Verbrennungsaussetzer durch ein nicht brennbares Luft-Kraftstoff-Abgas-Gemisch, das zufällig gerade zum Zündzeitpunkt an der Zündkerze vorliegt.

Bei dem in dieser Arbeit vorgestellten Brennverfahren wird die Grenze der Restgasverträglich-

lichkeit fast ausschließlich durch Verbrennungsaussetzer – gemäß dem rechten Diagramm – überschritten. Eine Steigerung der Ladungsbewegung würde in diesem Fall zu keiner Verbesserung führen; vielmehr muss die Entflammung des mageren Gemisches sichergestellt werden, um die Verbrennungsaussetzer zuverlässig zu vermeiden.

Im Folgenden werden die Ergebnisse zweier Versuchsreihen vorgestellt, die sich mit der angesprochenen Problematik auseinandersetzen. In der ersten Versuchsreihe wird die Zündfunkendauer variiert, in der zweiten Versuchsreihe die Ansaugluft mit Wasserstoff angereichert.

4.3.1 Variation der Zündfunkendauer

Die sporadisch auftretenden Verbrennungsaussetzer entstehen dadurch, dass zum Zündzeitpunkt kein entflammbares Gemisch an der Zündkerze vorliegt. Aufgrund der vorhandenen Ladungsbewegung ist aber zu erwarten, dass dieser Zustand nicht lange anhält. Eine Verlängerung der Funkendauer müsste demnach die Verbrennungsaussetzer verhindern können.

Für die Versuchsreihe steht ein Zündsystem zur Verfügung, mit dessen Hilfe die gewünschte Funkendauer erfüllt werden kann. Mit diesem – Continuous Multi-Spark Ignition genannten – System kann die Funkendauer stufenweise von $t_Z = 0,2$ ms bis auf $t_Z = 5,2$ ms verlängert werden. Aufbau und Funktion wurden in Kapitel 3.2.4 beschrieben und können zudem der im Literaturverzeichnis angegebenen Quelle [Tokuda 2006] entnommen werden.

Für die experimentellen Untersuchungen wird ein Einlassventilhub von $h_{EV} = 5$ mm eingestellt und die Restgasrate schrittweise erhöht. Die verschiedenen Betriebspunkte werden dabei mit unterschiedlichen Funkendauern gemessen. Eine Funkendauer von $t_Z = 1,2$ ms simuliert hierbei einen Standard-Zündfunken, wie er in der Serie Verwendung findet. **Bild 4.17** zeigt exemplarisch für die gesamte Versuchsreihe die Verläufe der indizierten Mitteldrücke aller vier Zylinder mit einer Funkendauer von $t_Z = 1,2$ ms und einer Funkendauer von $t_Z = 5,2$ ms, jeweils bei einer AGR-Rate von $x_{AGR} \approx 30\%$.

In diesem Betriebspunkt kann mit der kürzeren Funkendauer kein aussetzerfreier Motorlauf erreicht werden. Die Grenze der Restgasverträglichkeit ist deutlich überschritten. Mit der längeren Funkendauer gelingt es hingegen, die Verbrennungsaussetzer zu vermeiden. Für das Brennverfahren bedeutet das eine größere Ausnutzung des vorhandenen Potentials, da mit der Erhöhung der Restgasverträglichkeit auch eine Annäherung an das theoretische Optimum einhergeht.

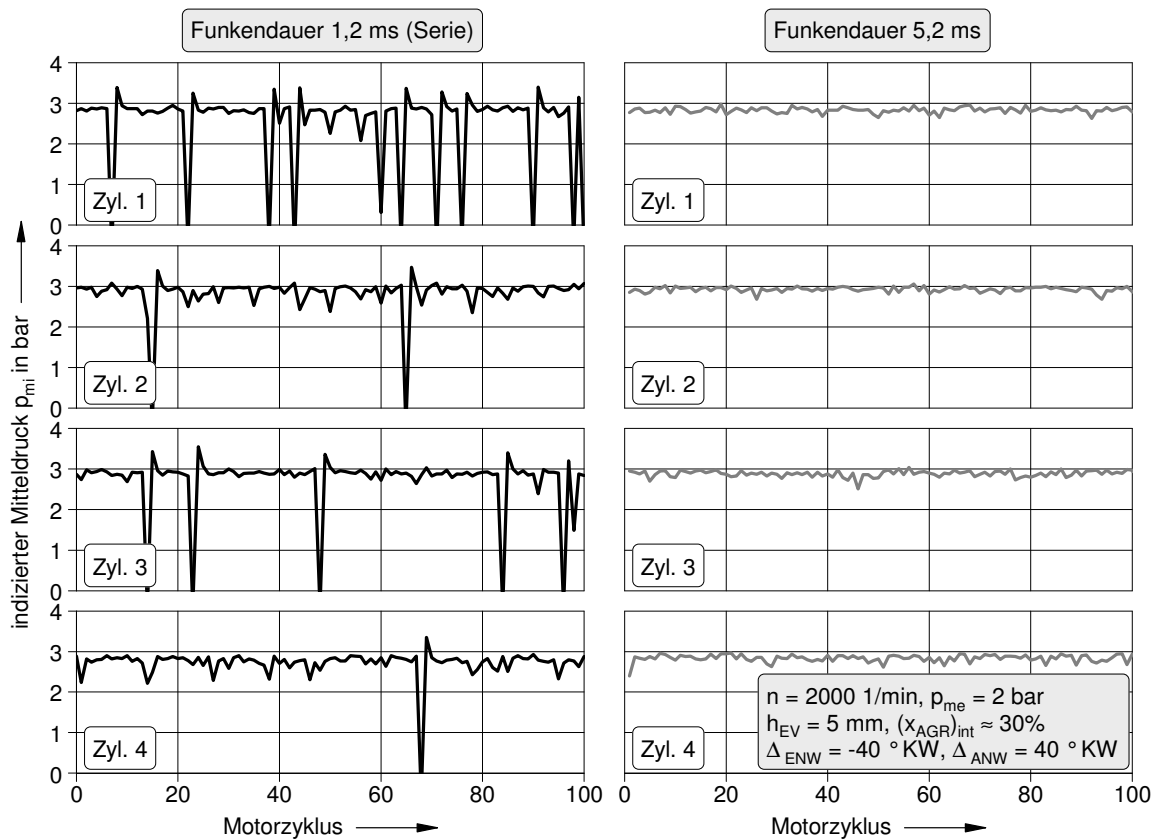


Bild 4.17: Gegenüberstellung der Verläufe der indizierten Mitteldrücke aller Zylinder in einem Betriebspunkt mit unterschiedlichen Funkendauern

Bild 4.18 zeigt den Zusammenhang zwischen der Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks und der Restgasrate bei insgesamt fünf verschiedenen Funkendauern.

Mit einer Funkendauer von $t_z = 0,2$ ms lässt sich lediglich eine geringe Menge an Restgas zurückführen. Mit einer Funkendauer von $t_z = 1,2$ ms gelingt es zunächst, die Aussetzer-
grenze in Richtung höherer Restgasraten zu verschieben, bis auch hier die Verbrennungs-
anomalie zu beobachten ist. Der im Diagramm mit (a) bezeichnete Punkt entspricht den
im Bild 4.17 links dargestellten Verläufen der indizierten Mitteldrücke. Mit der weiteren
Verlängerung der Funkendauer gelingt abermals eine Steigerung der Restgasverträglich-
keit. Der im Diagramm mit (b) bezeichnete Punkt entspricht den im Bild 4.17 rechts
dargestellten Verläufen der indizierten Mitteldrücke.

Aufgrund der hohen Restgasrate und der damit zunehmend langsamer werdenden Ver-
brennung muss sehr früh gezündet werden, um eine verbrauchsoptimale Schwerpunktlage
einhalten zu können. Wie dem Diagramm zu entnehmen ist, musste die Versuchsreihe
schließlich bei Erreichen der Zündwinkelgrenze von $\varphi_z = 60^\circ$ KW v. ZOT unterbrochen

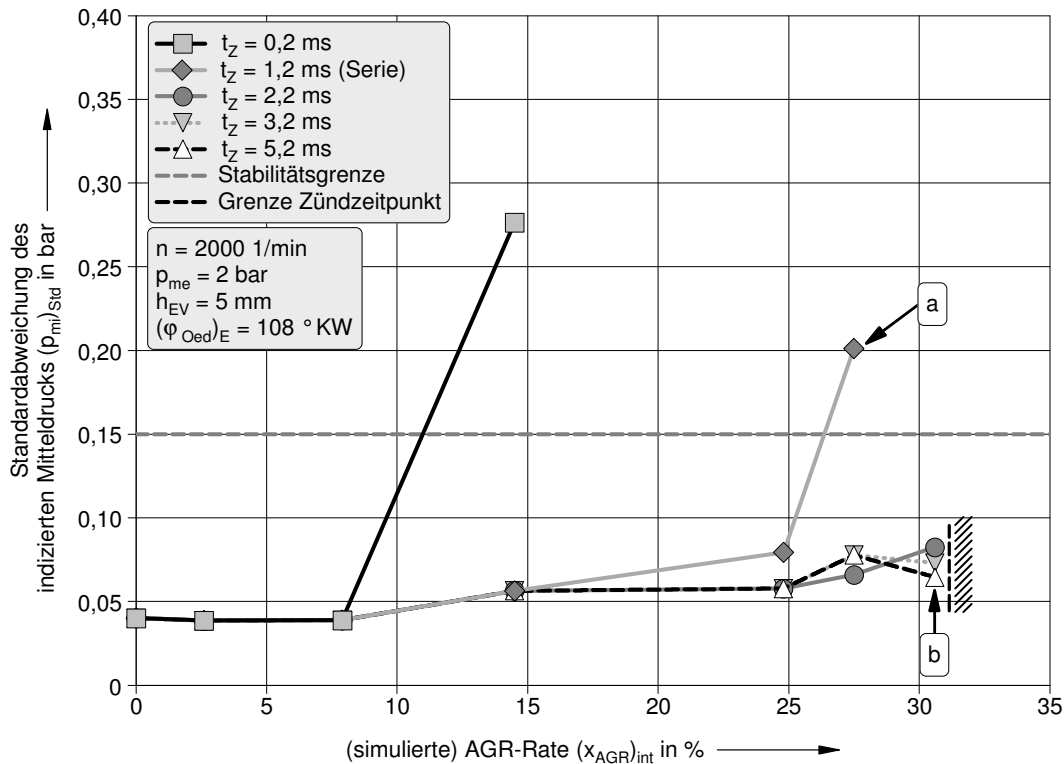


Bild 4.18: Einfluss der Zündfunkendauer auf die maximal zulässige AGR-Rate eines Betriebspunktes

werden, ohne die Grenze der maximal zulässigen Standardabweichung überschritten zu haben. Ferner ist zu beobachten, dass ab einer Zündfunkendauer von $t_z = 2,2$ ms keine Verbrennungsaussetzer mehr auftreten. Ein Unterschied zu den längeren Funkendauern ist somit nicht zu erkennen.

Bild 4.19 stellt die Zunahme des Brennverzuges und der Brenndauer bei Erhöhung der Restgasrate in der vorliegenden Versuchsreihe dar. Es ist gut zu erkennen, dass nicht die länger werdende Brenndauer, sondern der stark zunehmende Brennverzug das Problem ist.

Da die Versuchsreihe nicht durch Verbrennungsaussetzer, sondern durch den frühen Zündwinkel limitiert ist, gelangt das Brennverfahren an eine neue Grenze, die mit dem verwendeten Zündsystem allein nicht überschritten werden kann. Vorteilhaft wäre demnach eine Lösung, die neben der sicheren auch eine schnellere Entflammung des mageren Gemisches ermöglicht.

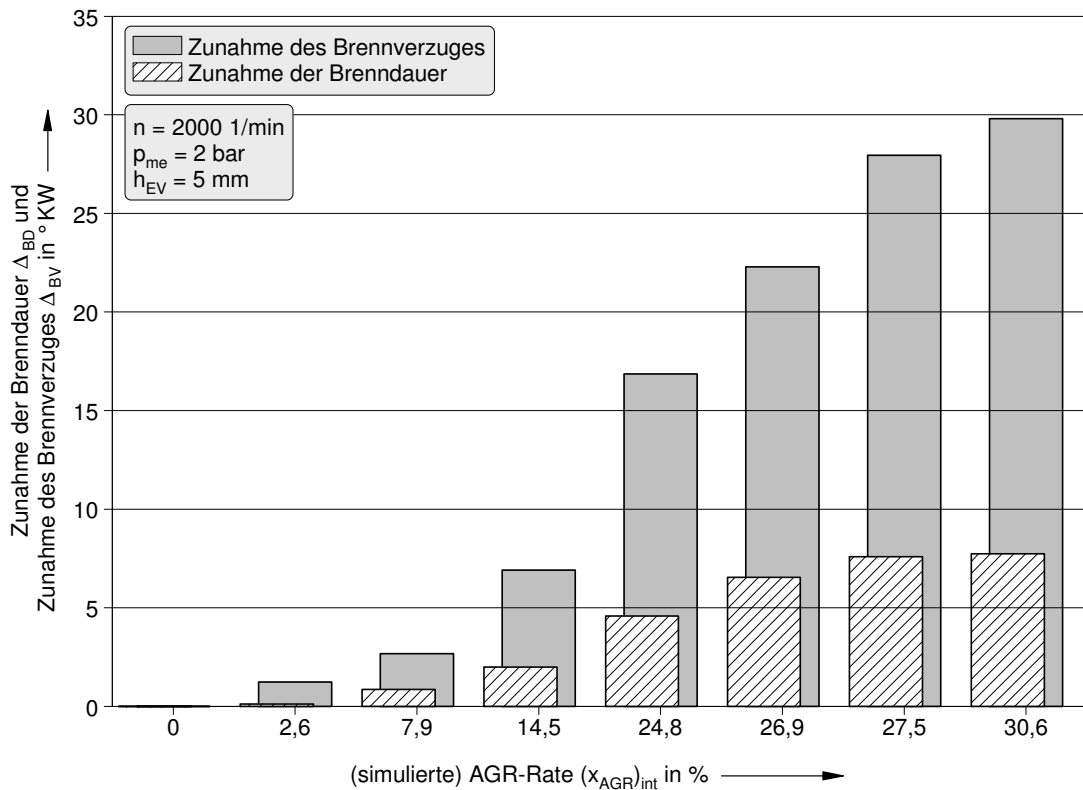


Bild 4.19: Zunahme des Brennverzuges und der Brenndauer bei einer AGR-Variation

4.3.2 Wasserstoffanreicherung der Verbrennungsluft

Eine hohe Restgasrate erhöht die Anzahl nicht reaktiver Gemischanteile und reduziert dadurch die laminare Flammgeschwindigkeit. Die Folge ist ein erhöhter Brennverzug. Um dennoch eine wirkungsgradoptimale Energieumsatzlage einhalten zu können, muss die Zündung daher weit vor dem Verbrennungs-OT eingeleitet werden, was die Flammgeschwindigkeit abermals reduziert, **Bild 4.20**.

Wasserstoff ist ein sehr reaktives Gas mit einer hohen laminaren Flammgeschwindigkeit. Er ist demnach besonders geeignet, um sowohl die Entflammung als auch die Verbrennung eines mageren Gemisches zu unterstützen, den Brennverzug gering zu halten und die laminare Brenngeschwindigkeit zu erhöhen.

Um die Auswirkungen der Wasserstoffanreicherung zu untersuchen, wird der Wasserstoff am Prüfstand aus einer Druckgasflasche entnommen. Somit wird er ohne zusätzliche Energieaufwendung dem Verbrennungsprozess zugeführt. Diesen Umstand gilt es bei der

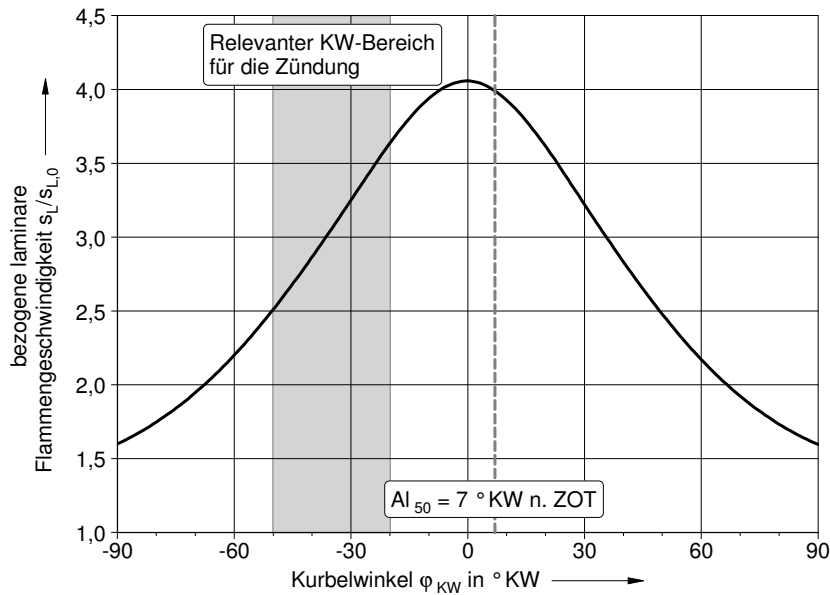


Bild 4.20: Abhängigkeit der berechneten laminaren Flammgeschwindigkeit von dem Kurbelwinkel bei stöchiometrischem Gemisch (in Anlehnung an [Lauer 2008])

Potentialbewertung der Versuchsreihe zu berücksichtigen. Die Bestimmung der Wasserstoffmenge erfolgt mittels eines Massendurchflussreglers, der einen auf Normbedingungen bezogenen Volumenstrom berechnet und diesen als Messgröße zur Verfügung stellt. Wird dieser auf den Gesamtvolumenstrom des Motors bezogen, ergibt sich eine volumetrische Wasserstoffrate, die als Parameter für die Versuchsreihe dient. Der Versuchsaufbau ist in Kapitel 3.2.4 beschrieben.

Analog zu den Untersuchungen mit der variablen Funkendauer wird auch hier die Restgasrate schrittweise erhöht und die Verbrennungsluft dabei mit einer variierenden Menge an Wasserstoff angereichert. Der Einlassventillhub beträgt $h_{EV} = 5,6$ mm.

Bild 4.21 zeigt exemplarisch für die gesamte Versuchsreihe die Verläufe der indizierten Mitteldrücke aller vier Zylinder. Dieser Betriebspunkt ist einmal ohne Wasserstoffanreicherung der Ansaugluft und einmal mit einer volumetrischen Wasserstoffrate von $(x_{H_2})_{nV} = 2,7\%$ dargestellt. Die AGR-Rate liegt bei $x_{AGR} \approx 38\%$.

Es ist deutlich zu erkennen, dass auch mit Hilfe des Wasserstoffes die Verbrennungsaussetzer wirkungsvoll verhindert werden können. Wie schon bei der Versuchsreihe mit der variablen Funkendauer, gelingt demnach auch mittels der Wasserstoffanreicherung eine größere Ausnutzung des vorhandenen Potentials und eine Annäherung an das theoretische Optimum.

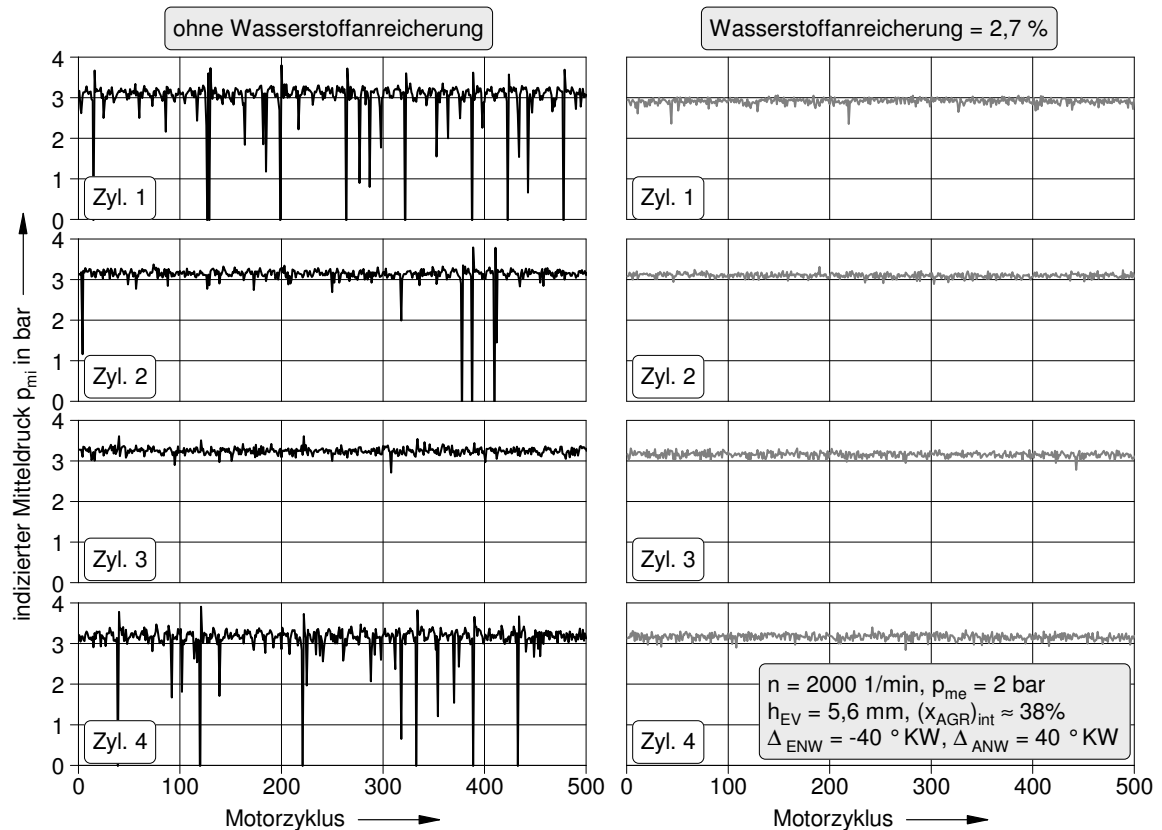


Bild 4.21: Gegenüberstellung der Verläufe der indizierten Mitteldrücke aller Zylinder in einem Betriebspunkt mit und ohne Wasserstoffanreicherung der Ansaugluft

Inwieweit es mit der Wasserstoffanreicherung gelingt, den bei der Abgasrückführung steigenden Brennverzug zu reduzieren, zeigt **Bild 4.22**. Dargestellt ist zunächst die Zunahme des Brennverzuges bei steigender AGR-Rate sowie darauf folgend die Abnahme des Brennverzuges bei der Zufuhr von Wasserstoff und gleichzeitiger Beibehaltung der zuletzt eingestellten AGR-Rate.

Da das Brennverfahren nunmehr weder durch die Verbrennungsaussetzer noch durch den langen Brennverzug begrenzt ist, werden mit Hilfe der Wasserstoffanreicherung die geringsten Ladungswechselverluste der gesamten Versuchsreihe erreicht. Der Einlassventilhub kann dadurch weiter erhöht werden. Mit der beschriebenen Konfiguration ist es möglich, die drosselfreie Laststeuerung im Betriebspunkt $n = 2000$ 1/min und $p_{me} = 2$ bar mit einem Einlassventilhub von nun $h_{EV} = 5,6$ mm darzustellen. Mit der alleinigen Einlassventilhubreduzierung ist dafür ein Einlassventilhub von $h_{EV} = 2,0$ mm notwendig (siehe Kapitel 4.2.1).

Allerdings ist nochmals anzumerken, dass der Wasserstoff unter realen Bedingungen nicht

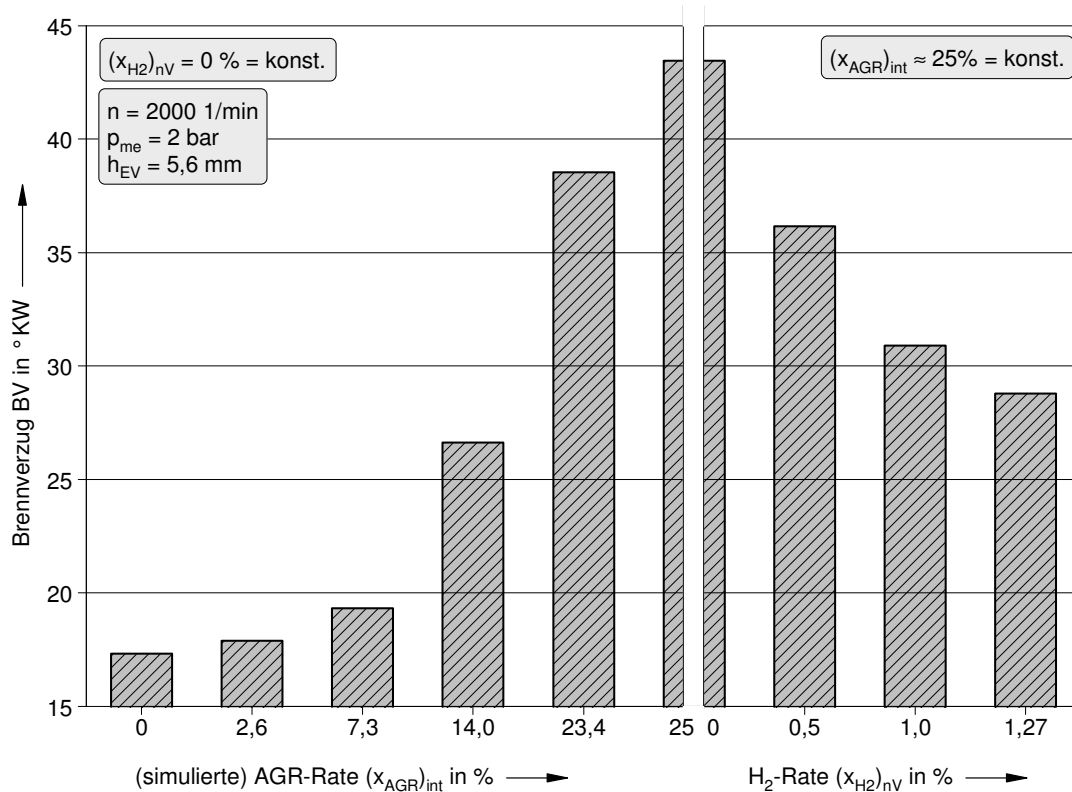


Bild 4.22: Einfluss der AGR- und der Wasserstoffrate auf den Brennverzögerung

ohne zusätzlichen Energieaufwand zur Verfügung stünde. Der dadurch steigende Kraftstoffverbrauch darf dabei natürlich nicht die Vorteile der höheren Restgasverträglichkeit überkompensieren. Aus diesem Grunde endet auch die hier vorgestellte Versuchsreihe bei einer maximalen volumetrischen Wasserstoffrate von $(x_{H_2})_{nV} = 2,7\%$.

Da die Erzeugung des Wasserstoffs unter normalen Umständen immer die Zufuhr von Energie erfordert, muss versucht werden, den Bedarf an Wasserstoff möglichst gering zu halten. Es stellt sich daher die Frage, wie und in und welchen Mengen der Wasserstoff in einem Serienfahrzeug erzeugt werden könnte. Ein mögliches Verfahren wäre die sogenannte Wassergas-Shift-Reaktion, bei der sich der Wasserstoff aus dem CO-haltigen Abgas eines Zylinders gewinnen lässt:



Voraussetzung ist der unterstöchiometrische Betrieb eines Zylinders, damit genügend Kohlenmonoxid für die Reaktion zur Verfügung steht. Der so gewandelte Wasserstoff kann

anschließend zusammen mit dem Restgas über die Leitungen der externen Abgasrückführung der Ansaugluft zugeführt werden, **Bild 4.23**. Eine ausführliche Beschreibung dieser Technologie findet sich beispielsweise in [Alger 2007].

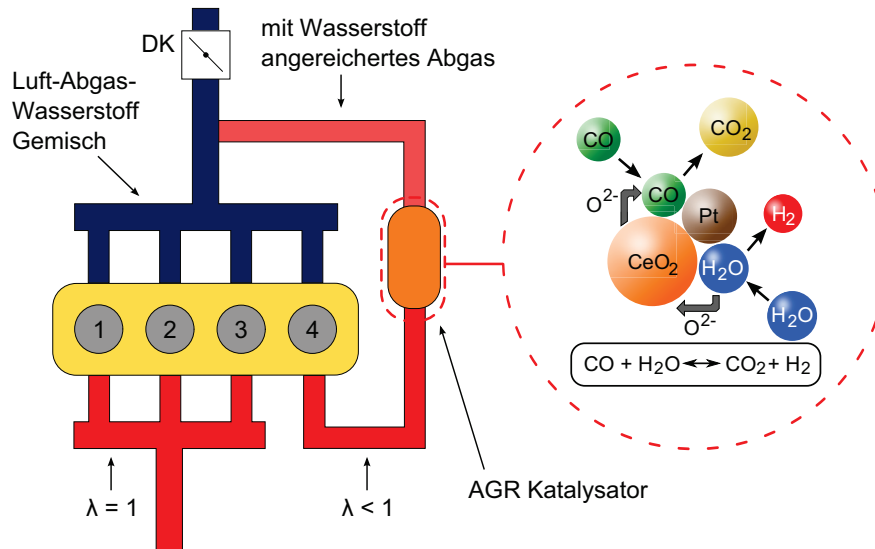


Bild 4.23: Schematische Darstellung einer „on-board“ Wassergas-Shift-Reaktion (in Anlehnung an [Alger 2007])

Für das weitere Vorgehen ist zunächst eine Abschätzung hilfreich, welche Menge an Wasserstoff theoretisch für den Verbrennungsprozess zur Verfügung stehen könnte. Nach der chemischen Gleichung der Wassergas-Shift-Reaktion und unter der vereinfachten Annahme einer hundertprozentigen Konvertierungsrate muss der Stoffstrom des Kohlenmonoxids gleich dem Stoffstrom des Wasserstoffs sein:

$$\dot{n}_{\text{CO}} = \dot{n}_{\text{H}_2} . \quad (4.18)$$

Bei Kenntnis der molekularen Masse von Kohlenmonoxid und Wasserstoff lässt sich der Wasserstoffmassenstrom wie folgt berechnen:

$$\Rightarrow \frac{\dot{m}_{\text{CO}}}{M_{\text{CO}}} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2}}{M_{\text{H}_2}} \quad (4.19)$$

$$\Rightarrow \dot{m}_{\text{H}_2} = \dot{m}_{\text{CO}} \cdot \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}} . \quad (4.20)$$

Aus dem H₂-Massenstrom lässt sich über die Dichte der H₂-Volumenstrom bestimmen:

$$\Rightarrow \dot{V}_{\text{H}_2} = \frac{\dot{m}_{\text{H}_2}}{\rho_{\text{H}_2}} = \frac{\dot{m}_{\text{CO}}}{\rho_{\text{H}_2}} \cdot \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}} . \quad (4.21)$$

Die volumetrische Wasserstoffrate berechnet sich dann wie folgt:

$$(x_{\text{H}_2})_{\text{nV}} = \frac{\dot{V}_{\text{H}_2}}{\dot{V}_{\text{H}_2} + \dot{V}_{\text{Luft}}} = \frac{\frac{\dot{m}_{\text{CO}}}{\rho_{\text{H}_2}} \cdot \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}}}{\left[\frac{\dot{m}_{\text{CO}}}{\rho_{\text{H}_2}} \cdot \frac{M_{\text{H}_2}}{M_{\text{CO}}} \right] + \dot{V}_{\text{Luft}}} . \quad (4.22)$$

Die volumetrische Wasserstoffrate ist demnach nur von dem CO-Massenstrom und dem Volumenstrom der angesaugten Luft abhängig. Durch eine λ -Variation am Prüfstand kann der CO-Massenstrom in Abhängigkeit des Luftverhältnisses bestimmt und zugleich der Volumenstrom der Luft gemessen werden. Da der Wasserstoff ursprünglich nur aus dem CO-haltigen Abgas eines Zylinders konvertiert werden soll, muss noch aus dem globalen Lambda λ_{global} das Lambda eines Zylinders λ_{Zyl1} berechnet werden:

$$\lambda_{\text{global}} = \frac{1}{4} \cdot (\lambda_{\text{Zyl1}} + \lambda_{\text{Zyl2}} + \lambda_{\text{Zyl3}} + \lambda_{\text{Zyl4}}) \quad (4.23)$$

$$\Rightarrow \lambda_{\text{Zyl4}} = 4 \cdot \lambda_{\text{global}} - 3 . \quad (4.24)$$

Die Gleichung besitzt nur dann Gültigkeit, wenn in den restlichen drei Zylindern ein stöchiometrisches Gemisch vorliegt. Damit kann schließlich eine volumetrische Wasserstoffrate in Abhängigkeit des Luftverhältnisses bestimmt werden, **Bild 4.24**.

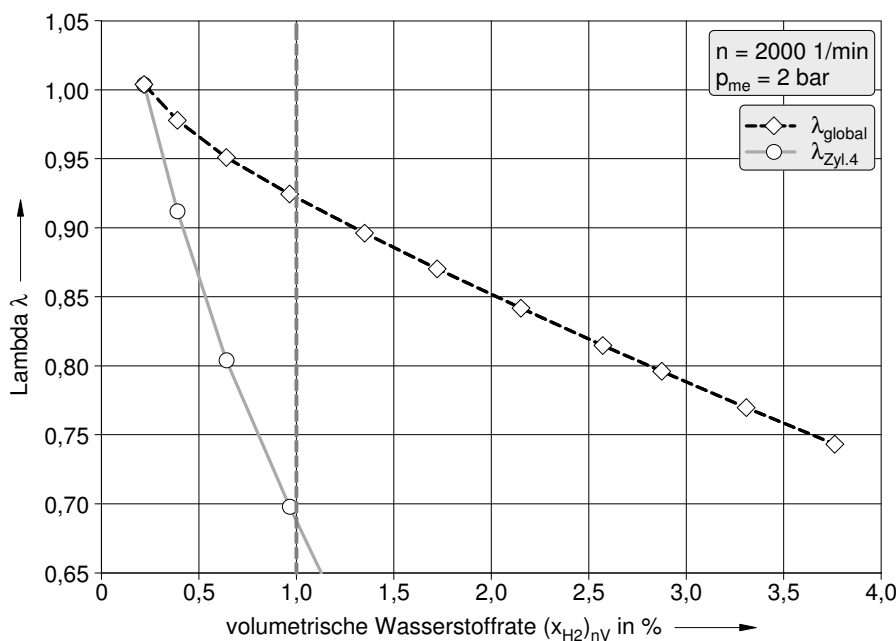


Bild 4.24: Abhängigkeit der konvertierbaren Wasserstoffrate von dem Kraftstoff-Luft-Verhältnis bei hundertprozentiger Umsetzrate

Es ist zu erkennen, dass keine Wasserstoffrate erreicht werden kann, die größer als ein Volumenprozent ist, sofern der Wasserstoff aus dem unterstöchiometrischen Gemisch nur eines Zylinders gewonnen werden soll. Das Potential der Wasserstoffanreicherung muss dann so hoch sein, dass es den zusätzlichen Kraftstoffverbrauch bei $\lambda = 0,7$ überkompensieren kann. Zur Erinnerung: Die vorherigen Ergebnisse zur Vermeidung der Verbrennungsaussetzer mit Hilfe der Wasserstoffanreicherung der Ansaugluft sind mit einer volumetrischen Wasserstoffrate von $(x_{\text{H}_2})_{\text{nV}} = 2,7\%$ erreicht worden.

4.3.3 Kombination aus Zündfunkendauer und Wasserstoffanreicherung

Wie gezeigt, gelingt es sowohl mit einer verlängerten Zündfunkendauer als auch mit der Wasserstoffanreicherung, die Verbrennungsaussetzer wirkungsvoll zu vermeiden. Eine Kombination beider Verfahren erscheint dann sinnvoll, wenn es gelingt, die Verbrennungsaussetzer allein mit Hilfe des Zündsystems zu vermeiden und den Wasserstoff nur für die Verringerung des Brennverzuges einzusetzen. Auf diese Weise könnten die Ladungswechselverluste mit einer deutlich verringerten Wasserstoffrate reduziert werden. Das Potential erhöht sich dadurch gleichzeitig, da der Anfettungsbedarf zur Wasserstofferzeugung gesenkt wird.

In dieser Versuchsreihe wird daher zunächst die volumetrische Wasserstoffrate auf dem zuvor ermittelten Maximalwert von $(x_{\text{H}_2})_{\text{nV}} = 1,0\%$ konstant gehalten. Gleichzeitig wird eine Zündfunkendauer von $t_z = 5,2$ ms eingestellt. Die Restgasrate wird dabei, analog zu den vorhergehenden Messreihen, schrittweise erhöht. Der Einlassventilhub beträgt $h_{\text{EV}} = 5,6$ mm. Die Messreihe endet bei Überschreiten der zulässigen Standardabweichung des indizierten Mitteldrucks bei einer AGR-Rate von $x_{\text{AGR}} \approx 35\%$. Dieses Ergebnis entspricht zwar nicht dem maximal möglichen Potential, wohl aber einem realitätsnahen Grenzpotential, bei dem die Forderung nach einer maximalen volumetrischen Wasserstoffrate von 1% erfüllt ist.

Tabelle 4.1 zeigt schließlich den Vorteil in der Kombination beider Verfahren. Ausgehend von einer Zündfunkendauer von $t_z = 5,2$ ms und einer Wasserstoffrate von $(x_{\text{H}_2})_{\text{nV}} = 1,0\%$ kann in etwa eine AGR-Rate von $x_{\text{AGR}} \approx 35\%$ erreicht werden. Wird stattdessen eine Serienzündung verwendet, muss die Wasserstoffrate verdoppelt werden, um dieselbe AGR-Rate erreichen zu können. Mit der verlängerten Zündfunkendauer allein wird lediglich eine AGR-Rate von $x_{\text{AGR}} \approx 30\%$ erzielt.

Tabelle 4.1: Gegenüberstellung der untersuchten Verfahren zur Erhöhung der Restgasverträglichkeit im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ 1/min}$, $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$, $\Delta_{\text{ENW}} = -40^\circ\text{KW}$, $\Delta_{\text{ANW}} = 40^\circ\text{KW}$

	verlängerte Zündfunkendauer	Wasserstoff- anreicherung	Kombination
	$h_{\text{EV}} = 5,0 \text{ mm}$	$h_{\text{EV}} = 5,6 \text{ mm}$	$h_{\text{EV}} = 5,6 \text{ mm}$
Zündfunkendauer	5,2 ms	Serie (1,2 ms)	5,2 ms
vol. Wasserstoffrate	—	2 %	1 %
AGR-Rate	30 %	35 %	35 %

Zusammenfassung

Es konnte gezeigt werden, dass eine Potentialerweiterung des Brennverfahrens über die Steigerung der Restgasverträglichkeit zu erreichen ist. Die Grenze der Restgasverträglichkeit ist durch einzelne Verbrennungsaussetzer charakterisiert. Mit Hilfe einer verlängerten Zündfunkendauer gelingt es, die Verbrennungsaussetzer zu vermeiden und die Restgasverträglichkeit des Motors zu erhöhen. Das Brennverfahren wird in diesem Fall jedoch durch den langen Brennverzug begrenzt, der durch die hohe Restgasrate entsteht.

In einer weiteren Versuchsreihe ist daher die Ansaugluft des Verbrennungsmotors mit Wasserstoff angereichert worden. Damit gelingt es, neben der Vermeidung der Verbrennungsaussetzer, auch den Brennverzug deutlich zu reduzieren. Die Kombination beider Verfahren ermöglicht schließlich ein identisches Potential bei verringerter Wasserstoffrate.

4.4 Diskussion der Ergebnisse

Die Reduzierung der Ladungswechselverluste ist bei Ottomotoren ein sehr probates Mittel, den Kraftstoffverbrauch im Teillastbetrieb zu senken. Im **Bild 4.25** ist der Zusammenhang zwischen der prozentualen Reduzierung der Ladungswechselverluste und der prozentualen Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs dargestellt. Dafür sind die Messwerte von drei verschiedenen Motoren mit unterschiedlichen Konfigurationen, wie Hubraum und Kompressionsverhältnis, ausgewertet worden. Zusätzlich sind die Messwerte eines Ottomotors mit geschichteter Benzindirekteinspritzung dargestellt.

Sämtliche Messwerte führen zu einem linearen Zusammenhang. Das Diagramm belegt

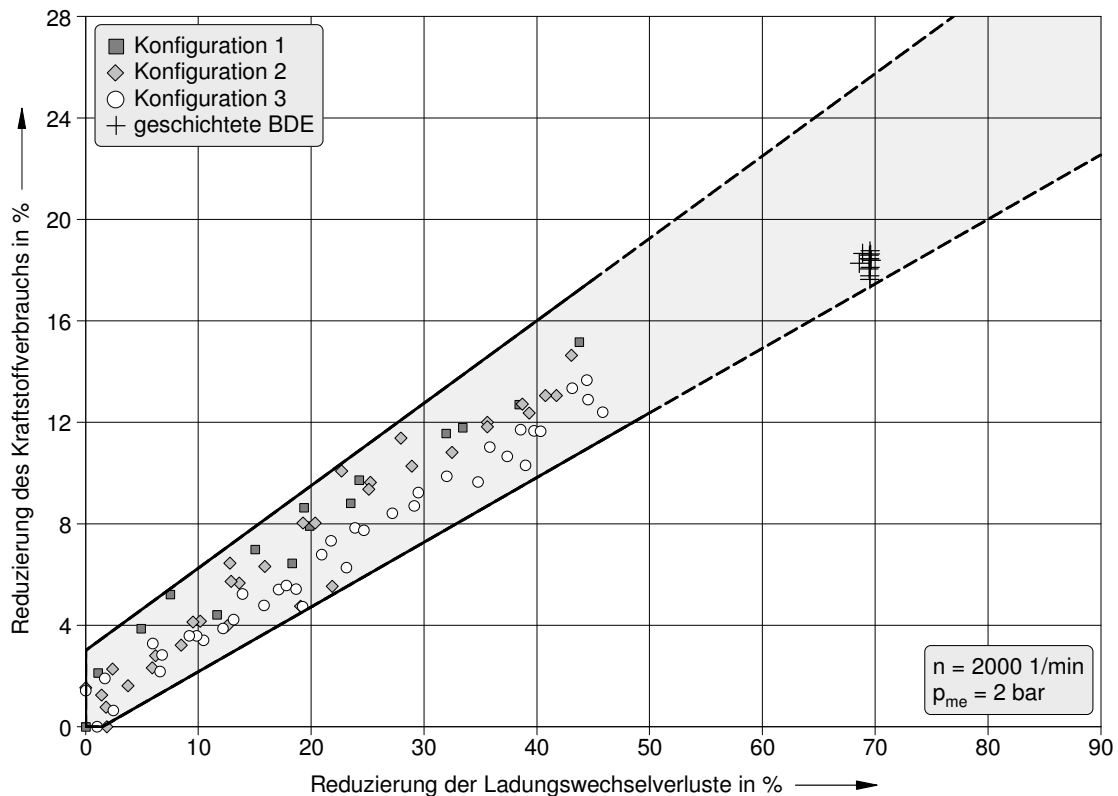


Bild 4.25: Zusammenhang zwischen der prozentualen Reduzierung der Ladungswechselverluste und der prozentualen Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs

die herausragende Bedeutung des Ladungswechsels im Arbeitsprozess des Ottomotors. Die Reduzierung der Ladungswechselverluste steht demnach im direkten Verhältnis zur erreichbaren Kraftstoffeinsparung.

Die in diesem Kapitel vorgestellten Versuchsreihen haben sich daher intensiv mit der Reduzierung der Ladungswechselverluste auseinandergesetzt. Neben der alleinigen Einlassventilhubreduzierung und der Abgasrückführung ist dabei eine aus beiden Verfahren kombinierte Betriebsstrategie erarbeitet worden.

Die Qualität dieses kombinierten Brennverfahrens wird ersichtlich, wenn der Kraftstoffverbrauch im Betriebspunkt $n = 2000 \text{ 1/min}$ und $p_{\text{me}} = 2 \text{ bar}$ dem des 1,6 l FSI-Motors in den bereits vorgestellten Verbrauchsstreubändern gegenübergestellt wird. **Bild 4.26** zeigt, dass die untere Bereichsgrenze der mechanisch entdrosselten Ventiltriebssysteme trotz erhöhter Reibung gegenüber dem Serienmotor deutlich unterboten werden kann, was die hohe Güte des ausgearbeiteten Konzeptes unterstreicht.

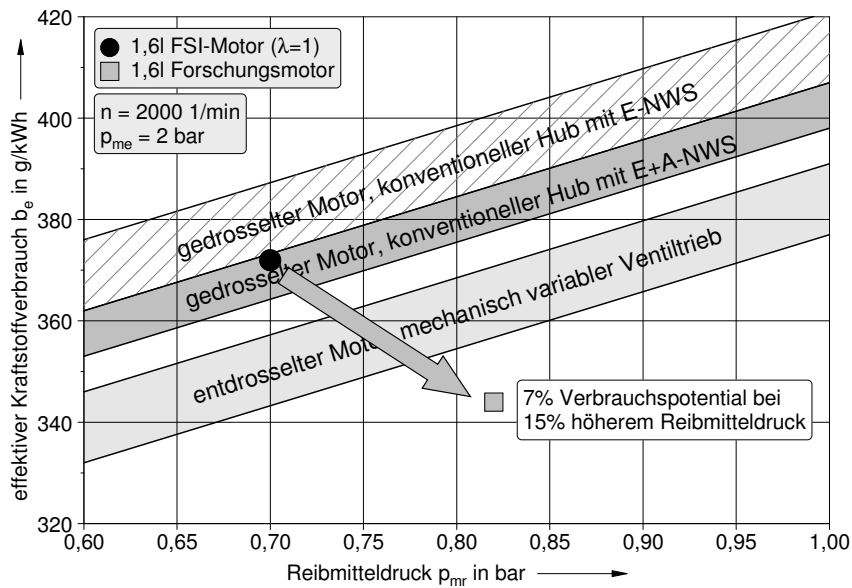


Bild 4.26: Kraftstoffverbrauchsvorteil des kombinierten Brennverfahrens gegenüber dem 1,6l FSI-Motor (in Anlehnung an [Löbber 2006])

Bild 4.27 zeigt eine Gesamtübersicht der untersuchten Konzepte. Deren Potentiale werden dabei durch die prozentuale Reduzierung der Ladungswechselverluste gegenüber dem Ausgangskonzept verdeutlicht. Dieses Ausgangskonzept, im Folgenden als Basis bezeichnet, entspricht in seiner Konfiguration der des 1,6l Saugmotors und der des 1,4l Turbomotors, d. h. ohne Abgasrückführung und ohne Einlassventilhubreduzierung.

Allein mit der Abgasrückführung lassen sich die Ladungswechselverluste um ca. 13% verringern. Die Reduzierung des Einlassventilhubes führt zu einer Einsparung von ca. 20%. Werden beide Konzepte auf die beschriebene Weise miteinander kombiniert, so ist eine deutliche Verbesserung zu erkennen. Die Ladungswechselverluste lassen sich damit um ca. 42% senken.

Eine Einsparung von ca. 46% ist möglich, wenn die Restgasverträglichkeit des Motors mittels der variablen Funkendauer erhöht wird. Eine größere Potentialausnutzung wird dabei durch den zunehmenden Brennverzug verhindert. Mit der Zugabe von 2 Vol-% Wasserstoff wird schließlich die größte Einsparung verwirklicht: eine Reduzierung der Ladungswechselverluste von ca. 51% gegenüber der Basis. Dabei ist jedoch die Problematik der Wasserstoffherzeugung zu berücksichtigen, für die ein zusätzlicher Energieaufwand erforderlich ist. Der Bedarf an Wasserstoff kann bei der Kombination mit einer langen Zündfunkendauer reduziert werden, ohne dabei das Potential zu mindern; im vorliegenden Fall kann

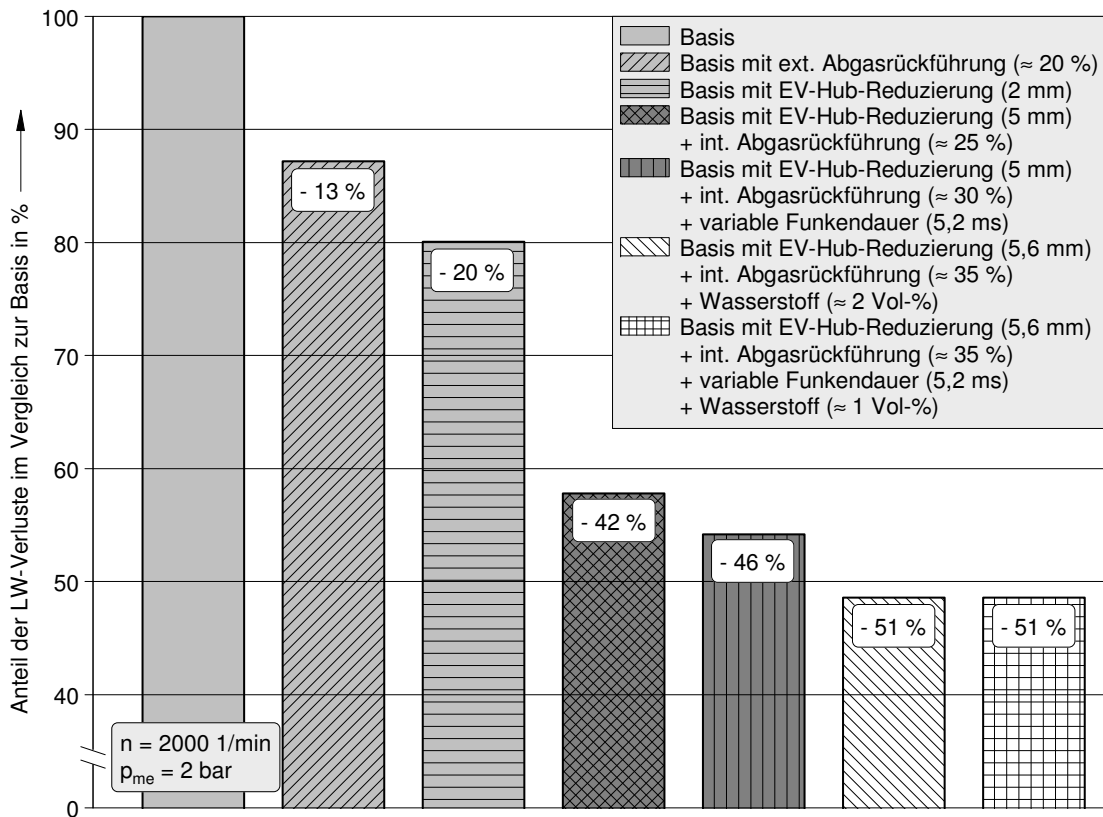
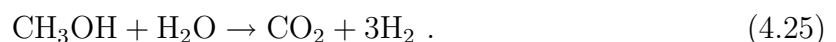


Bild 4.27: Prozentuale Reduzierung der Ladungswechselverluste aller untersuchten Konzepte gegenüber dem Ausgangskonzept

die Wasserstoffrate von 2 Vol-% auf 1 Vol-% verringert werden. Das entspricht der Menge, die unter theoretischen und wirtschaftlich sinnvollen Gesichtspunkten mit Hilfe der Wasserstoff-Shift-Katalyse an Bord eines Fahrzeuges konvertiert werden könnte.

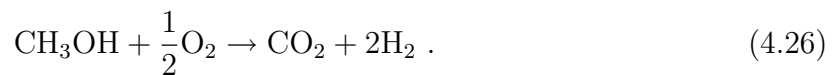
Die positiven Auswirkungen der Wasserstoffanreicherung wecken jedoch Begehrlichkeiten, eine weit größere Menge Wasserstoff an Bord des Fahrzeuges herzustellen. Der Wasserstoff könnte dabei mittels geeigneter Verfahren direkt aus dem Kraftstoff gewonnen werden.

Technisch ausgereifte Verfahren sind insbesondere bei Brennstoffzellenfahrzeugen zu finden. Daimler-Chrysler beispielsweise stellte mit dem NECAR 5 ein Elektroauto vor, das auf dem Konzept der Dampfreformierung beruht. An Bord befindet sich ein Reformer, in dem ein Methanol-Wasserdampf-Gemisch in einem speziellen Mischkatalysator gespalten wird. Das entstehende Spaltgas wird gereinigt und anschließend in eine Brennstoffzelle eingeleitet [Huntemann 1999]. Die Reaktionsgleichung mit Methanol als Kraftstoff lautet:



Bereits 1986 veröffentlichte Volkswagen einige Versuchsergebnisse eines Spaltgas-Methanolmotors, welcher sich ebenfalls diese Technik zu Nutzen machte. Dabei wird das Spaltgas über ein abgasbeheiztes Wärmetauschersystem und einen Reaktor mittels eines geeigneten Katalysators direkt aus dem Methanol an Bord erzeugt. Der Wärmebedarf der Reformierung wird dabei zum Teil aus der Abgasenthalpie gewonnen; insbesondere im relevanten Teillastbereich reicht aber die Abgastemperatur meist nicht aus, so dass zusätzlich eine geringe Menge Luft direkt in den Spaltreaktor eingeblasen wird und ein Teil des Methanols unter Wärmeabgabe verbrennt [König 1986].

Eine interessante Alternative ist der sogenannte Plasma-Kraftstoffreformer. Innerhalb eines solchen Reformers wird Luft in einen Plasmagenerator, der sich vor dem Reaktor befindet, geleitet. Der Luftstrom wird unter elektrische Hochspannung gesetzt, wodurch Plasma gebildet wird. Ein sehr fettes Kraftstoff-Luft-Gemisch strömt durch diesen Plasmabereich in den Reaktor, wodurch eine partielle Oxidationsreaktion eingeleitet wird [Beister 2005]. Für Methanol lautet diese:



Die Reaktionsgleichung für langkettige Kohlenwasserstoffe wie Benzin oder Diesel lautet:



Im Gegensatz zu den übrigen Verfahren benötigt der Plasma-Kraftstoffreformer keinen Katalysator und ist zudem von der Abgastemperatur unabhängig. Nachteilig ist der Strombedarf zur Erzeugung des Plasmas. Weitere Einzelheiten können den folgenden Veröffentlichungen entnommen werden: [Tully 2003], [Topinka 2004], [Goldwitz 2005], [Ivanič 2005], [Gerty 2006].

5 Arbeitsprozessoptimierung im Volllastbetrieb

Damit das reduzierte Hubvolumen hochaufgeladener Downsizing-Motoren nicht zu einer Verschlechterung der Drehmoment- und Leistungsreserve führt, muss der Volllastmitteldruck angehoben werden. Die Betriebspunktverlagerung zu höheren Mitteldrücken erfordert jedoch aufwändige und kostenintensive Aufladesysteme, wie beispielsweise die Kombination aus Abgasturbolader und Kompressor. Die gestiegene Belastung der Motoren im Volllastbetrieb erfordert darüber hinaus Gegenmaßnahmen, um die Klopfempfindlichkeit und die Bauteilbelastung zu reduzieren.

In diesem Kapitel werden die experimentellen Ergebnisse einer angepassten Prozessführung vorgestellt, die die Entschärfung der genannten Problembereiche zum Ziel hat. Im ersten Abschnitt wird mit Hilfe des variablen Ventiltriebs versucht, den nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder verbliebenen Restgasanteil zu minimieren. Dies erhöht insbesondere im unteren Drehzahlbereich den Liefergrad und damit das maximale Volllastdrehmoment. Dabei soll untersucht werden, ob es unter Umständen gelingt, mit Hilfe des variablen Ventiltriebs den Kompressor zu ersetzen. Im zweiten Abschnitt werden die Auswirkungen des variablen Ventiltriebs und der gekühlten externen Abgasrückführung auf die Klopfneigung im Volllastbetrieb untersucht.

5.1 Drehmomentsteigerung im unteren Drehzahlbereich

Wie Gleichung 5.1 veranschaulicht, müssen hubraumkleine Motoren mit einem höheren Mitteldruck betrieben werden, um die gleiche effektive Arbeit beziehungsweise das gleiche Drehmoment hubraumgroßer Motoren zu erreichen. Nach [Eichseder 2008] gilt:

$$W_e = p_{me} \cdot V_H = \eta_e \cdot Q_B . \quad (5.1)$$

Für den effektiven Mitteldruck ergibt sich demnach der folgende Zusammenhang:

$$p_{me} = \eta_e \cdot \frac{Q_B}{V_H} . \quad (5.2)$$

Für die Brennstoffenergie gilt:

$$Q_B = H_G \cdot \lambda_{12} \cdot V_H \quad (5.3)$$

$$\Rightarrow p_{me} = \eta_e \cdot \lambda_{12} \cdot H_G . \quad (5.4)$$

Mit der Definition des Gemischheizwertes nach Gleichung 2.9 ergibt sich für den effektiven Mitteldruck schließlich der folgende Zusammenhang:

$$p_{me} = \eta_e \cdot \lambda_{12} \cdot \rho_{EV} \cdot \frac{H_u}{\lambda \cdot L_{min}} . \quad (5.5)$$

Der letzte Term der Gleichung nimmt für homogen betriebene Ottomotoren einen konstanten Wert an, sofern nicht über eine unterstöchiometrische Gemischzusammensetzung eine Erhöhung des effektiven Mitteldrucks angestrebt wird – was im Hinblick auf den Kraftstoffverbrauch möglichst vermieden werden sollte. Neben einer höheren Ausnutzung der eingebrachten Kraftstoffenergie in Form eines verbesserten Wirkungsgrades kann der Mitteldruck demnach entweder durch einen höheren Frischgasanteil im Zylinder – beispielsweise durch einen verbesserten Ladungswechsel – oder durch eine Erhöhung der Luftdichte – beispielsweise durch Anhebung des Ladedrucks – erreicht werden.

Bei der Anhebung des Ladedrucks durch einen Abgasturbolader besteht das Problem eines unzureichenden Abgasenthalpieangebots bei niedrigen Motordrehzahlen, was zu einem geringeren Anfahrtdrehmoment (Low-end torque) führt. Die Trägheit des Turboladerlaufzeugs bewirkt darüber hinaus einen verzögerten Ladedruckaufbau bei Lastsprüngen mit entsprechenden Nachteilen im Ansprechverhalten des Motors [Golloch 2005-2]. Abhilfe schafft hier beispielsweise die Kombination mit einem mechanischen Lader [Krebs 2005] oder mit einem weiteren Abgasturbolader mit verringertem Turbinendurchmesser. Auch der Einsatz eines Abgasturboladers mit variabler Turbinenschaufelgeometrie (VTG) ist eine Option.

Die Nachteile der genannten Möglichkeiten sind die gestiegenen Systemkosten und der erhöhte Applikationsaufwand. Eine im Hinblick auf das Kosten-Nutzen-Verhältnis günstige Alternative ist der variable Ventiltrieb. Damit wird der effektive Mitteldruck nicht durch eine Erhöhung der Luftdichte vor dem Einlassventil, sondern durch einen höheren Liefergrad angehoben. Inwieweit damit der Drehmomentverlauf eines doppelt aufgeladenen Motors nachgebildet werden kann, wird im Rahmen dieser Ausarbeitung an dem 1,4l-TSI

Motor untersucht. Der in Serie verbaute Kompressor wird dafür demontiert, so dass die Unterschiede zum variablen Ventiltrieb bewertet werden können.

Als Zielwert für die gesamte Versuchsreihe dient die Volllastkurve des 1,4l-TSI Serienmotors mit Abgasturbolader und Kompressor, **Bild 5.1**. Der Motor erreicht bei $n = 1750$ 1/min sein maximales Drehmoment von $M_D = 240$ Nm und hält es bis $n = 4500$ 1/min konstant. Die untere Referenzkurve im Bild 5.1 entspricht dem Volllastverlauf des 1,4l-TSI Forschungsmotors mit Abgasturbolader und variablem Ventiltrieb aber ohne Kompressor. Sämtliche Ventiltriebssteuerzeiten entsprechen denen des Serienmotors. Die beiden Kurven bilden somit die untere und die obere Begrenzung, zwischen denen die Erfolge des variablen Ventiltriebs in Bezug auf die Steigerung des effektiven Drehmomentes verifiziert werden können.

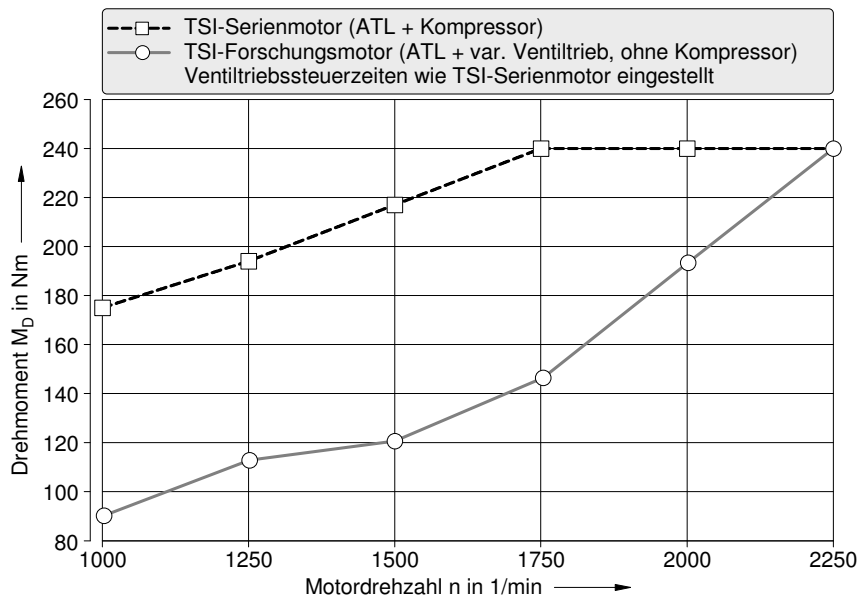


Bild 5.1: Volllast-Drehmomentverlauf des 1,4l-TSI Serienmotors mit und ohne Kompressor

Zunächst wird der Einfluss der Ventilüberschneidung diskutiert. Der Forschungsmotor verfügt im Gegensatz zum Serienaggregat über einen zusätzlichen Phasenlagenversteller für die Auslassnockenwelle und erreicht dadurch eine längere Ventilüberschneidung. Anschließend wird mit Hilfe des variablen Ventiltriebs der Einfluss der Auslassventil-Öffnungsdauer untersucht. Die Serien-Öffnungsdauer mit einer Länge von $(\varphi_{Oed})_A = 198^\circ$ KW kann dabei sowohl verringert als auch vergrößert werden. Abschließend wird der Einfluss der Ladungsbewegungsklappen erörtert.

5.1.1 Einfluss der Ventilüberschneidung

Im Vollastbetrieb aufgeladener Ottomotoren kann im unteren Drehzahlbereich ein positives Druckgefälle auftreten. Dabei liegt der Saugrohrdruck über dem Abgasgegendruck. Dieser Differenzdruck lässt sich zur Steigerung des Liefergrades nutzen; **Bild 5.2** zeigt diesbezüglich das Ergebnis einer Simulationsrechnung.

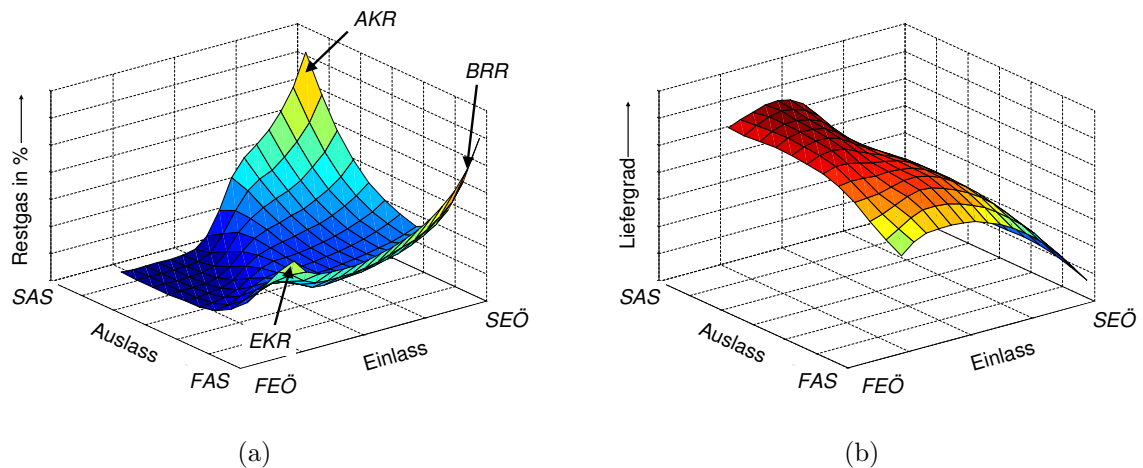


Bild 5.2: Einfluss der Ein- und Auslasssteuerzeiten in der Simulation auf den

- (a) Restgasanteil
- (b) Liefergrad [Hoffmann 2008]

Bei einem späten Schließen des Auslassventils und einem frühen Öffnen des Einlassventils – also bei maximaler Ventilüberschneidung – wird demnach ein Minimum an Restgasanteil und ein maximaler Liefergrad erreicht. Voraussetzung dafür ist die Möglichkeit einer langen Ventilüberschneidungsphase mittels einer Phasenlagenverstellung der Ein- und Auslassnockenwelle. In diesem Fall erfolgt ein Spülen des Zylinders mit Frischluft, was den internen Restgasanteil im Zylinder verringert. Neben der Erhöhung des Liefergrades ist auch die geringere Klopfneigung ein positiver Effekt.

Die experimentellen Versuchsergebnisse bestätigen die Erkenntnisse aus der Simulation, **Bild 5.3**. Dabei wird in mehreren Schritten die Phasenlage der Ein- und der Auslassnockenwelle verstellt und das daraus resultierende Drehmoment gemessen. Jedem Messpunkt wird dabei eine seiner Steuerzeit entsprechende Ventilüberschneidung $\varphi_{V\ddot{u}}$ nach

$$\varphi_{V\ddot{u}} = AS - E\ddot{O} \quad (5.6)$$

zugeordnet.

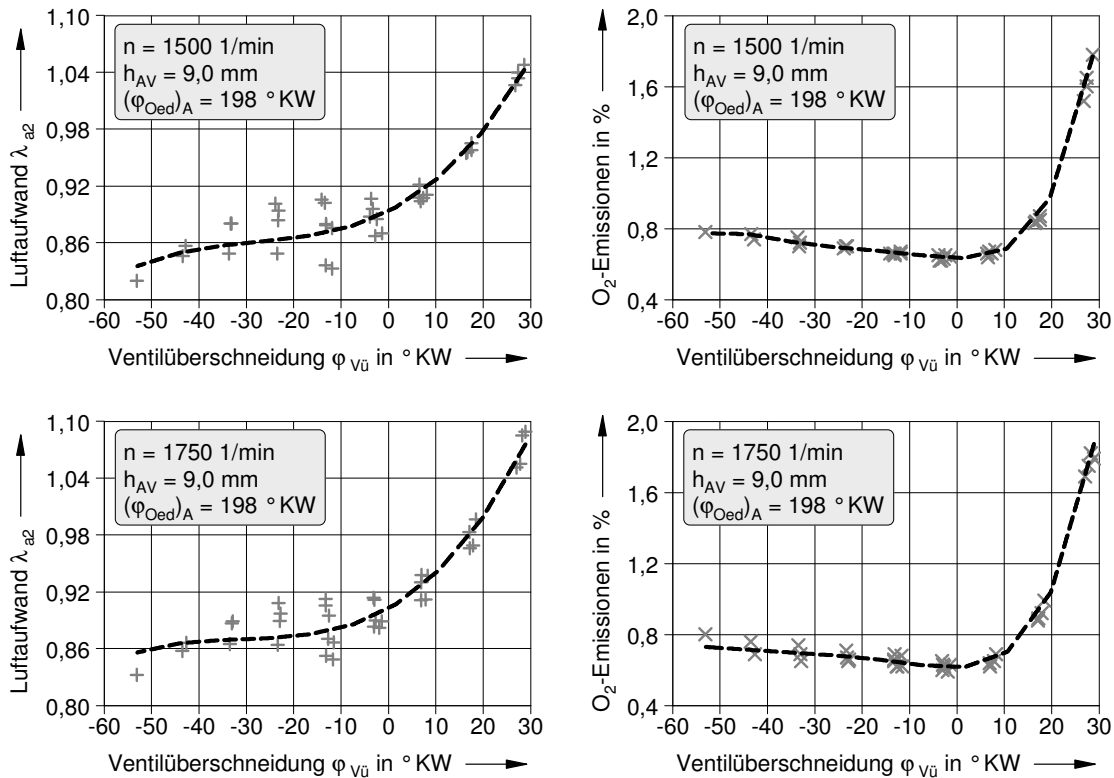


Bild 5.3: Abhängigkeit des Luftaufwandes und der Sauerstoff-Konzentration im Abgas von der Ventilüberschneidung bei zwei unterschiedlichen Drehzahlen

Da der Liefergrad messtechnisch nur sehr schwer zu erfassen ist, wird statt dessen der Luftaufwand als Gütekriterium des Ladungswechsels herangezogen. Nach Gleichung 2.16 ist der Luftaufwand der Quotient aus gesamter, pro Zyklus geförderter Ladungsmasse und der theoretisch möglichen Ladungsmasse im Zustand unmittelbar vor dem Einlassventil. Die linken Diagramme im Bild 5.3 zeigen die Auswirkung der variablen Ventilüberschneidung auf den Verlauf des Luftaufwandes jeweils für die Drehzahl $n = 1500$ 1/min und $n = 1750$ 1/min. Die Trendlinie verdeutlicht den mit länger werdender Ventilüberschneidung steigenden Luftaufwand, insbesondere im Bereich der maximalen Ventilüberschneidung.

Die rechten Diagramme im Bild 5.3 zeigen die Sauerstoffkonzentration im Abgas in Abhängigkeit von der Ventilüberschneidung und belegen den Spüleffekt in den Zylindern durch die Frischluft als Folge der positiven Druckdifferenz. Der hohe Sauerstoffanteil im Abgas kann allerdings zu einigen Problemen führen: Die Funktion und die Temperatur des Abgaskatalysators werden beeinträchtigt. Ferner ermittelt die Lambdasonde fehlerhafte

Werte bezüglich der realen Gemischzusammensetzung im Zylinder. Des Weiteren muss die Einspritzung des Kraftstoffes zwingend nach Ende der Ventilüberschneidungsphase erfolgen, um ein Ausspülen des unverbrannten Kraftstoffes zu vermeiden.

Der erhöhte Luftaufwand führt zu einer Steigerung des effektiven Drehmoments. Allein mit der Erweiterung des Motors um einen Phasenlagenversteller für die Auslassnockenwelle kann das maximale Drehmoment um bis zu 25 % erhöht werden. Die Volllastkurve des doppelt aufgeladenen Grundmotors kann dadurch bereits bei $n = 2000$ 1/min erreicht werden, **Bild 5.4**.

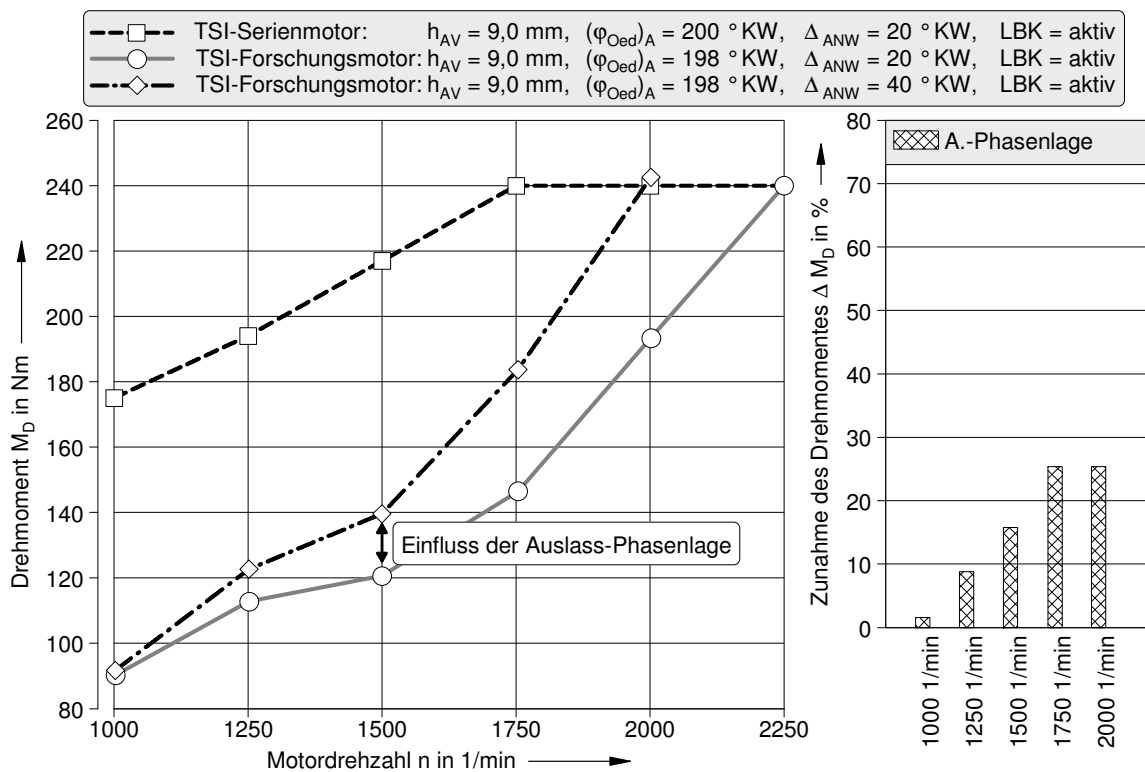


Bild 5.4: Einfluss der Auslass-Phasenlage auf den Vollast-Drehmomentverlauf des 1,4l-TSI Serienmotors ohne Kompressor

5.1.2 Einfluss der Auslassventil-Öffnungsdauer

Für einen möglichst hohen Liefergrad bei Vollast sind neben dem Einlassventilhub und der Ventilüberschneidung auch die Steuerzeiten der Auslassventile maßgebend. Mit Hilfe des an dem Forschungsmotor applizierten variablen Ventiltriebssystems lässt sich – bei

konstanter Steuerzeit Auslass Schließt – die Steuerzeit Auslass Öffnet variieren. Dabei werden entweder die Öffnungsdauer und der Auslassventilhub gegenüber der Serienkonfiguration verkürzt oder die Öffnungsdauer verlängert; in diesem Fall bleibt der Auslassventilhub konstant (siehe Ventilerhebungskurven im Bild 3.6). Die Auswirkungen dieser Variation auf das effektive Volllastdrehmoment zeigt **Bild 5.5** beispielhaft für die Drehzahl $n = 1500$ 1/min.

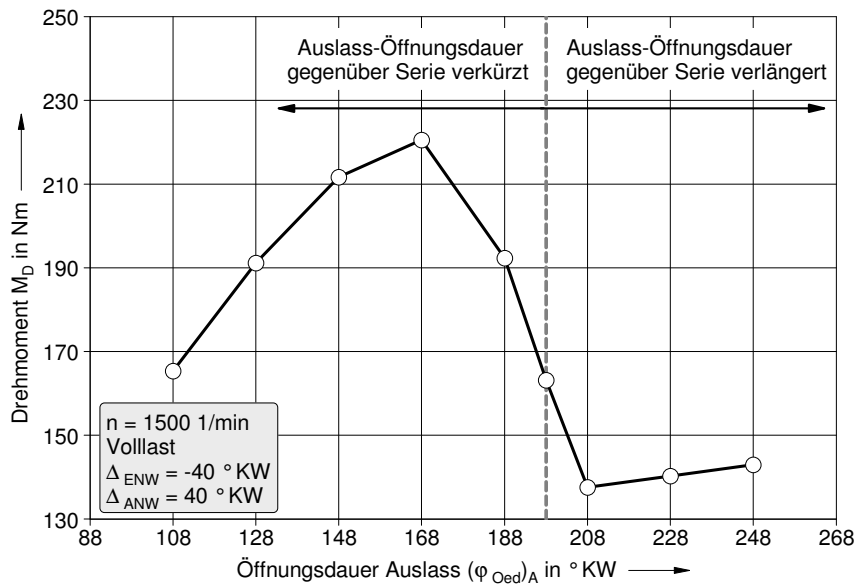


Bild 5.5: Auswirkung einer Auslassventil-Öffnungsdauervariation auf das effektive Volllastdrehmoment bei $n = 1500$ 1/min

Zunächst werden die Auswirkungen einer gegenüber der Serienkonfiguration verlängerten Auslassventil-Öffnungsdauer dargestellt. Der theoretische Vorteil gegenüber der Serien-Öffnungsdauer ist das höhere Druck- und Temperaturniveau zum Zeitpunkt Auslass Öffnet. Dem Abgasturbolader steht dadurch mehr Abgasenthalpie zur Verfügung; ein höherer Aufladegrad und ein entsprechend höheres Drehmoment sind die gewünschten Auswirkungen. Ein weiterer Vorteil ist das lange Kurbelwinkelintervall, das für die Restgasausspülung zur Verfügung steht. Je weniger Restgas nach Abschluss des Ladungswechsels im Zylinder verbleibt, umso mehr Frischluft steht der Verbrennung zur Verfügung. Des Weiteren wirkt sich ein geringer interner Restgasanteil positiv auf die Klopfempfindlichkeit aus. Dies ermöglicht ein höheres Drehmoment durch Verschiebung des Zündzeitpunkts in Richtung des Wirkungsgradoptimums. Bild 5.5 verdeutlicht hingegen, dass es trotz dieser theoretischen Vorteile nicht gelingt, das maximale Drehmoment gegenüber der Seriensteuerzeit zu erhöhen – es ist sogar eine deutliche Abnahme zu verzeichnen.

Wird hingegen die Auslassventil-Öffnungsdauer verkürzt, so ist zunächst ein steiler Anstieg im Drehmomentverlauf zu beobachten, ehe die Kurve im weiteren Verlauf wieder fällt. Die Ursache für dieses Drehmomentverhalten liegt in der variierenden internen Restgasrate infolge der variablen Steuerzeit Auslass Öffnet. Beim Öffnen jedes Auslassventils entsteht während des Ausströmens der Abgase eine Überdruckwelle, die sich durch den Abgaskrümmen fortbewegt. Da die Auslasskanäle aller Zylinder untereinander in Verbindung stehen, gelangt die Überdruckwelle auch vor die Auslassventile der anderen Zylinder. Ist die Auslassventil-Öffnungsdauer länger als der Zündabstand, so ist zu dem Zeitpunkt, in dem die Überdruckwelle den Zylinder erreicht, das Auslassventil des entsprechend der Zündfolge vorherigen Zylinders noch geöffnet. Die zurücklaufende Abgasüberdruckwelle gelangt so in den Brennraum und erhöht den internen Restgasanteil im Zylinder. Bei einem Vierzylinder-Motor beträgt der Zündabstand 180°KW und die in Serie verwendete Auslassventil-Öffnungsdauer $(\varphi_{\text{Oed}})_A = 198^\circ\text{KW}$. Die Zündfolge ist 1-3-4-2. Folglich muss die verkürzte Öffnungsdauer weniger als $(\varphi_{\text{Oed}})_A = 180^\circ\text{KW}$ betragen, damit die beim Öffnen des Auslassventils des dritten Zylinders entstehende Überdruckwelle nicht in den Brennraum des ersten Zylinders gelangt usw.

Bild 5.6 zeigt den beschriebenen Effekt. Im oberen Diagramm sind für die originale Auslassventil-Öffnungsdauer von $(\varphi_{\text{Oed}})_A = 198^\circ\text{KW}$ der Zylinderdruckverlauf des vierten Zylinders, die Niederdruckverläufe vor dem Ein- und Auslassventil sowie die Ventilerhebungskurven dargestellt. Im mittleren Diagramm sind die gleichen Messwerte für eine um 30°KW verkürzte Öffnungsdauer und im unteren Diagramm die Messwerte für eine um 30°KW verlängerte Öffnungsdauer abgebildet.

Die entsprechend der geänderten Öffnungsdauer um jeweils 30°KW verschobene Überdruckwelle im Auslasskanal ist deutlich zu erkennen (1 im Bild 5.6). Die verkürzte Öffnungsdauer führt dazu, dass das Auslassventil des vierten Zylinders bereits geschlossen ist, wenn die Überdruckwelle diesen erreicht (2 im Bild 5.6). Damit gelingt es, den Restgasanteil entscheidend zu reduzieren und den Liefergrad zu erhöhen.

Die Verlängerung der Öffnungsdauer führt zu einem exakt gegenläufigen Effekt. Die Abgasüberdruckwelle erreicht den vierten Zylinder gegenüber der Serienkonfiguration um 30°KW früher, zu einem Zeitpunkt, in dem das Auslassventil noch geöffnet ist (3 im Bild 5.6). Eine deutliche Zunahme der internen Restgasmasse ist die Folge, so dass mit dieser Konstellation keine Verbesserung erzielt werden kann.

Nach Bild 5.5 führt eine weitere Verkürzung der Öffnungsdauer über 30°KW hinaus wieder zu einer Reduzierung des Vollastdrehmomentes. Das liegt zum einen an der Tatsache, dass der interne Restgasanteil nicht weiter reduziert werden kann und zum anderen dar-

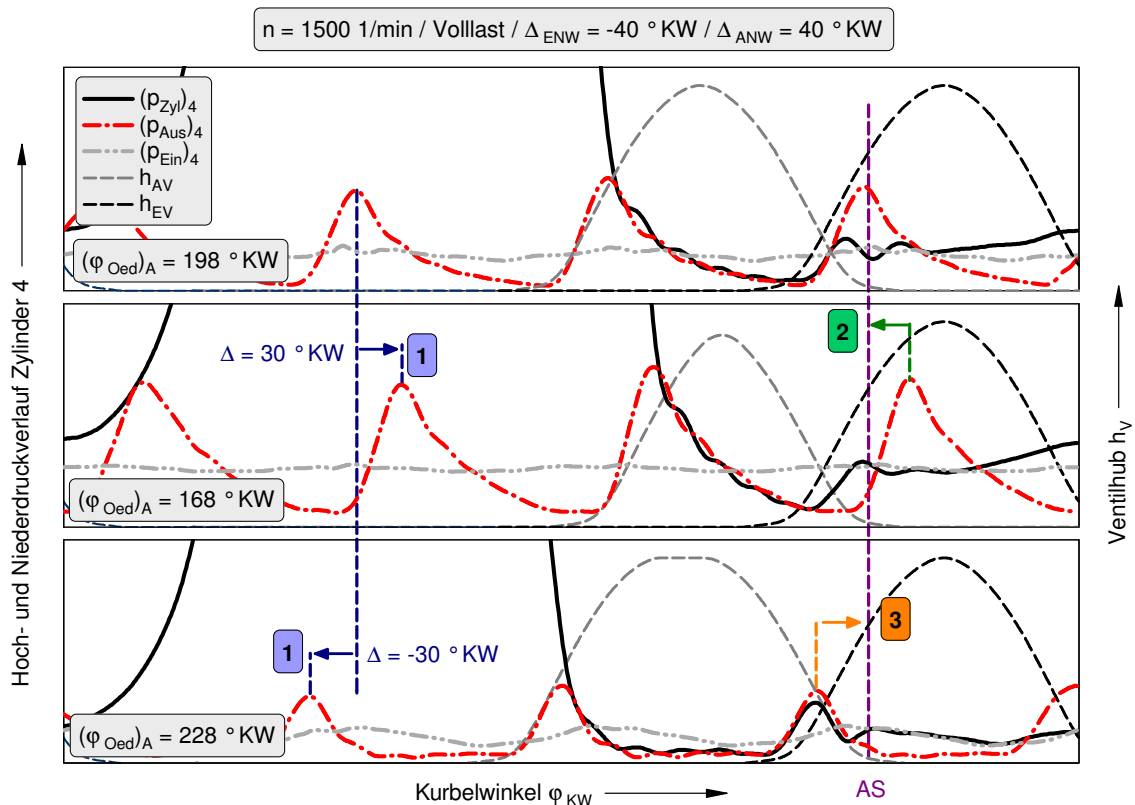


Bild 5.6: Einfluss einer verkürzten und einer verlängerten Auslassventil-Öffnungsdauer auf den Druckverlauf vor dem Auslassventil und im Brennraum während des Ladungswechsels

an, dass das späte Öffnen des Auslassventils – deutlich nach dem unteren Totpunkt – zu einer erheblichen Zunahme der Ladungswechselverluste führt, da der Kolben das Abgas bereits wieder verdichtet.

Für ein maximales Drehmoment sollte die Auslassventil-Öffnungsdauer demnach nicht länger als $(\varphi_{\text{Oed}})_A = 180^\circ \text{KW}$ sein, aber auch nicht wesentlich kürzer. Bei den Untersuchungen wird mit einer Auslassventil-Öffnungsdauer von $(\varphi_{\text{Oed}})_A = 168^\circ \text{KW}$ das höchste Drehmoment erreicht, **Bild 5.7**.

In Kombination mit dem Phasenlagenversteller für die Auslassnockenwelle kann das Drehmoment damit gegenüber der Serienkonfiguration ohne Kompressor um über 60 % gesteigert werden. Das Volllastdrehmoment des doppelt aufgeladenen Serienmotors kann somit bereits ab einer Drehzahl von $n = 1750 \text{ 1/min}$ erreicht werden.

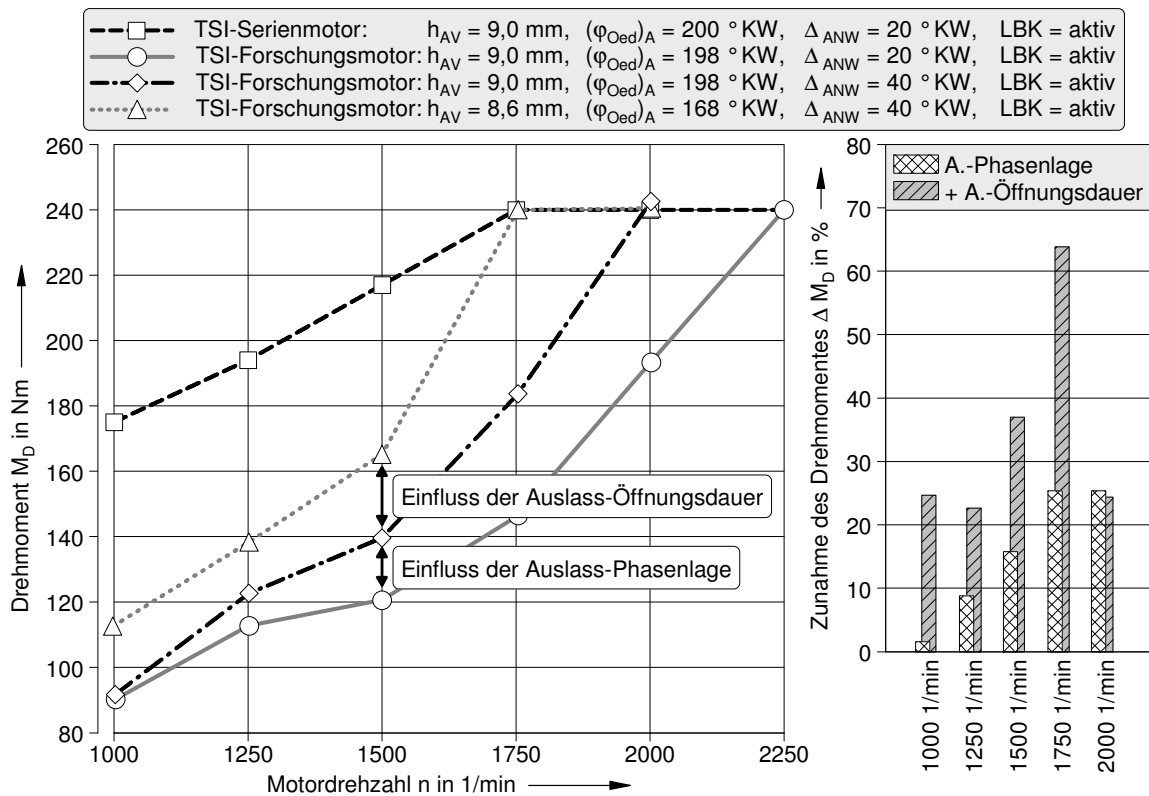


Bild 5.7: Einfluss der Auslassventil-Öffnungsdauer auf den Volllastdrehmomentverlauf des 1,4l-TSI Serienmotors ohne Kompressor mit variabler Auslass-Phasenlage

5.1.3 Einfluss der Ladungsbewegungsklappen

Neben den beschriebenen Möglichkeiten, den Liefergrad mit Hilfe des variablen Ventiltriebs zu erhöhen, bietet der verwendete Serienmotor eine weitere Option: im unteren Drehzahlbereich sind die Ladungsbewegungsklappen aktiviert, um die Homogenisierung des Gemisches zu verbessern. Das ist insbesondere bei erhöhten Rußemissionen von Vorteil, die in diesem Betriebsbereich durchaus unzulässige Werte aufweisen können (siehe hierzu auch Bild 2.9). Den Nachteil des geringeren Durchflusses hebt der Serienmotor durch einen höheren Aufladegrad des Kompressors auf.

Um einen möglichst hohen Liefergrad zu erreichen, können die Ladungsbewegungsklappen deaktiviert werden. Dies hat einen höheren Luftdurchfluss zur Folge; der erhöhte Volumenstrom führt zu einer weiteren Steigerung des Drehmomentes im unteren Drehzahlbereich, **Bild 5.8**. Die Rußemissionen sind dabei leicht erhöht, überschreiten aber zu keiner Zeit einen kritischen Wert.

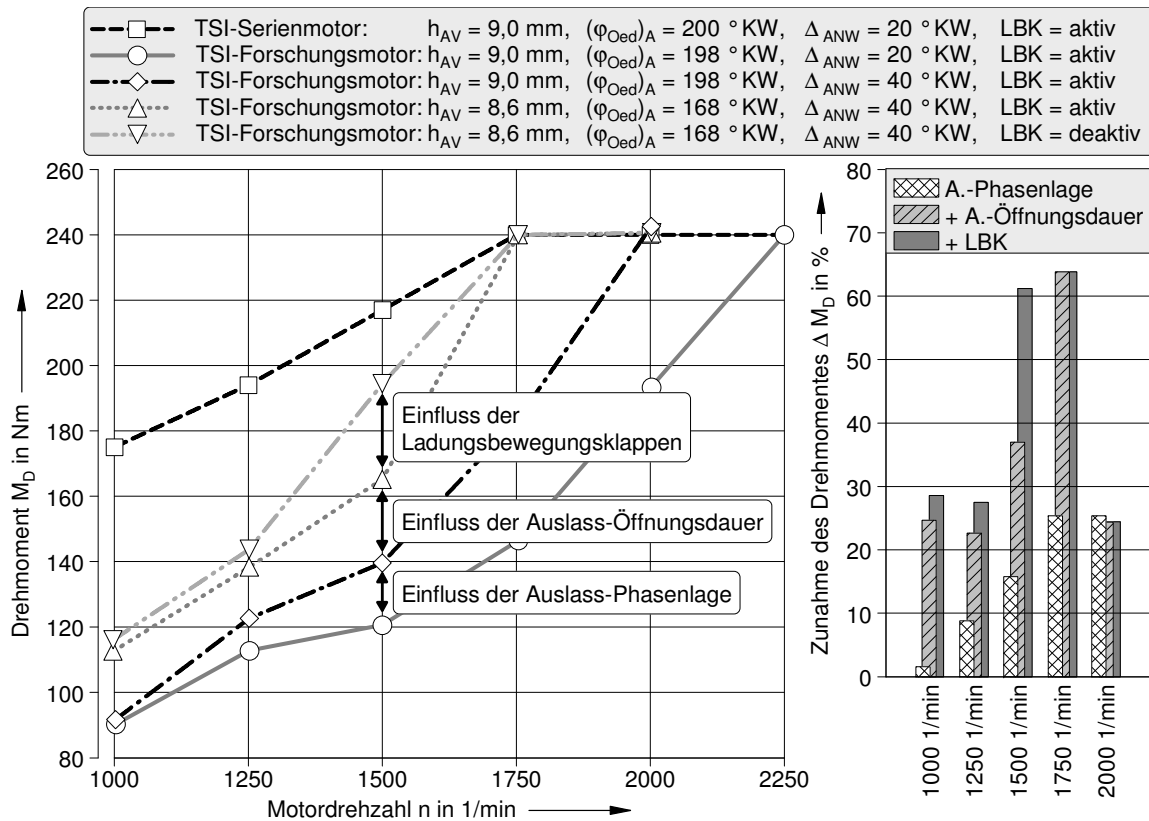


Bild 5.8: Einfluss der Ladungsbewegungsklappen auf den Volllastdrehmomentverlauf des 1,4l-TSI Serienmotors ohne Kompressor mit variabler Auslass-Phasenlage und -Öffnungsdauer

Zusammenfassung

Damit das reduzierte Hubvolumen der Downsizing-Motoren nicht zu einer Verschlechterung des Drehmomentverlaufs im unteren Drehzahlbereich führt, muss der Volllastmitteldruck angehoben werden. Downsizing-Motoren werden daher mit aufwändigen und kostenintensiven Aufladesystemen, beispielsweise einer Kombination aus Abgasturbolader und Kompressor, versehen. Mit Hilfe des variablen Ventiltriebs ist daher versucht worden, den Liefergrad im unteren Drehzahlbereich zu erhöhen und dessen Potentiale als Alternative zu den aufwändigen Aufladesystemen zu bewerten.

Die Verwendung eines Phasenlagenverstellers für die Auslassnockenwelle ermöglicht eine lange Ventilüberschneidung. Damit kann ein Spülen des Zylinders mit Frischluft und eine Reduzierung der internen Restgasmasse erreicht werden. Die Verwendung einer verkürzten Auslassventil-Öffnungsdauer verhindert das Eindringen zurücklaufender Abgasüberdruckwellen durch die noch geöffneten Auslassventile benachbarter Zylinder. Dadurch

kann der Restgasanteil im Brennraum weiter reduziert und der Liefergrad erhöht werden. Schließlich bewirkt die Deaktivierung der Ladungsbewegungsklappen einen erhöhten Luftdurchfluss, ohne dabei die Verbrennung und die Emissionen in unzulässiger Weise zu verschlechtern.

Mit den beschriebenen Maßnahmen gelingt es schließlich, das Drehmoment gegenüber der Serienkonfiguration ohne Kompressor um über 60 % zu erhöhen. Die Vollastkurve des Serienmotors mit Kompressor kann ab einer Drehzahl von $n = 1750$ 1/min erreicht werden.

5.2 Reduzierung der Klopfneigung

Der hohe effektive Mitteldruck bei Downsizing-Motoren führt zu einer erhöhten Klopfproblematik im Vollastbetrieb durch unzulässig hohe Spitzendrücke und Druckgradienten. Beim Klopfen handelt es sich um eine anormale Verbrennung, welche hochfrequente Druckschwankungen im Zylinder erzeugt und im Extremfall eine Schädigung im Brennraum des Motors nach sich zieht [Pischinger 2001].

Eine häufig angewandte Maßnahme zur Unterdrückung der klopfenden Verbrennung ist die Spätverstellung des Zündwinkels. Damit wird erreicht, dass die Hauptenergieumsetzung erst deutlich nach dem oberen Totpunkt erfolgt. Zu diesem Zeitpunkt sind das Druck- und Temperaturniveau im Zylinder durch das größer werdende Brennraumvolumen derart reduziert, dass die Gefahr einer klopfenden Verbrennung beseitigt ist. Dieses Verfahren bringt jedoch auch Nachteile mit sich. Neben dem Wirkungsgradnachteil der späten Energieumsetzung wirkt sich auch die gestiegene Abgastemperatur nachteilig aus. Überschreitet sie einen kritischen Wert, müssen Maßnahmen ergriffen werden, um eine thermische Beschädigung angrenzender Bauteile zu verhindern. Dies geschieht zumeist durch eine zusätzlich zugeführte Kraftstoffmenge, die sich kühlend auf die Prozesstemperatur auswirkt.

An dem Forschungsmotor sollen alternative Maßnahmen zur Reduzierung der Klopfneigung zur Vermeidung der zuvor genannten Nachteile untersucht werden. Zunächst wird die Auswirkung einer Auslassventil-Öffnungsdauervariation und anschließend die Wirkung der externen Abgasrückführung diskutiert.

5.2.1 Variation der Auslassventil-Öffnungsdauer

Eine klopfende Verbrennung entsteht zumeist an bestimmten Punkten im Brennraum. Diese haben, bedingt durch ihre Lage im Brennraum oder durch ihre Geometrie, eine höhere Temperatur als die unmittelbare Umgebung und fördern damit die Selbstzündungsneigung des Gemisches an dieser Stelle. Das während des Ladungswechsels nicht ausgeschobene Restgas hat durch den Temperaturunterschied gegenüber dem Frischgasgemisch denselben Effekt. Eine wichtige innermotorische Maßnahme zur Reduzierung der Klopfneigung ist demnach der möglichst vollständige Ladungswechsel. Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, gelingt eine effiziente Restgasreduzierung durch eine Verkürzung der Auslassventil-Öffnungsdauer. Damit lässt sich der variable Ventiltrieb nicht nur im unteren Drehzahlbereich zur Steigerung des Liefergrades, sondern auch zur Reduzierung der Klopfneigung im weiteren Drehzahlbereich nutzen.

Stellvertretend für die gesamte Versuchsreihe sind die Ergebnisse einer Auslassventil-Öffnungsdauervariation bei einer Drehzahl von $n = 3000$ 1/min dargestellt. Der Vollständigkeit halber wird auch eine verlängerte Auslassventil-Öffnungsdauer untersucht, obwohl damit – wie der vorherige Abschnitt gezeigt hat – keine Vorteile zu erwarten sind.

Bild 5.9 zeigt eine Gegenüberstellung der drei verschiedenen Auslassventil-Öffnungsdauern anhand der Ergebnisse einer thermodynamischen Druckverlaufsanalyse. Erwartungsgemäß ist bei der langen Öffnungsdauer die höchste interne Restgasmasse im Brennraum vorhanden, so dass zur Vermeidung der klopfenden Verbrennung die Hauptenergieumsetzung sehr spät erfolgen muss. Damit sinken die Prozesstemperatur und die Wandwärmeverluste; es gelingt jedoch nicht, die Nachteile der verschleppten Verbrennung zu kompensieren. Bei der kurzen Öffnungsdauer ist aufgrund des etwas geringeren Restgasanteils eine frühere maximale Energieumsatzrate gegenüber der Serien-Öffnungsdauer zu erkennen; die Unterschiede sind jedoch marginal.

Eine ausführlichere Analyse der drei Steuerzeiten und deren Einfluss auf den Arbeitsprozess ermöglicht die Verlustteilung. Dabei werden, ausgehend von dem Wirkungsgrad des Gleichraumprozesses η_{GR} , eine Reihe von Einzelverlusten $\Delta\eta$ bestimmt, die nacheinander von dem Vergleichswirkungsgrad subtrahiert werden. Auf diese Weise ergeben sich nacheinander der indizierte Hochdruckwirkungsgrad $\eta_{i,HD}$, der indizierte Wirkungsgrad η_i und der effektive Wirkungsgrad η_e . Aus dem Verhältnis zweier aufeinander folgender Wirkungsgrade berechnet sich der Gütegrad; dieser ist ein Maß für die Güte des jeweiligen Teilprozesses. Es ergeben sich der Gütegrad des Hochdruckprozesses $\eta_{g,HD}$, der Gütegrad des Ladungswechsels $\eta_{g,LW}$ und der mechanische Gütegrad $\eta_{g,M}$ (siehe Kapitel 2.1.2).

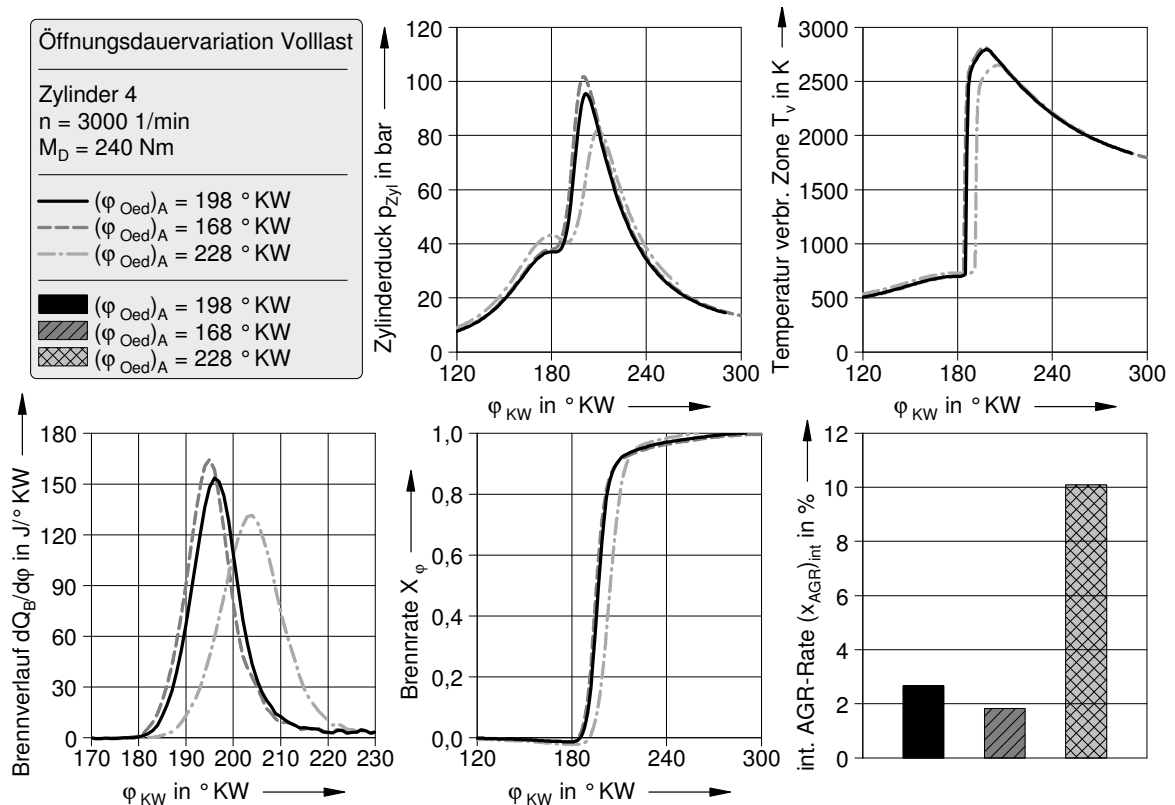


Bild 5.9: Gegenüberstellung dreier verschiedener Auslassventil-Öffnungsdauern in einem Volllast-Betriebspunkt anhand der Ergebnisse einer thermodynamischen Druckverlaufsanalyse

Bild 5.10 zeigt eine Gegenüberstellung der drei Öffnungsdauern anhand der Verlustteilung. Zunächst werden die Unterschiede zwischen der kurzen und der originalen Öffnungsdauer diskutiert. Die Einzelverluste des Hochdruckprozesses spiegeln den Einfluss der geringeren Restgasmasse wider. Die – als Folge der verringerten Klopfneigung – frühere Winkellage der Hauptenergieumsetzung führt zu einem geringeren Einzelverlust der realen Schwerpunktlage $\Delta\eta_{\text{RS}}$. Nachteilig wirken sich die erhöhten Wandwärmeverluste aus, die die bisherigen Vorteile aufzehren. In der Summe erreicht die kürzere Öffnungsdauer trotz geringerer Klopfneigung keinen höheren Hochdruckwirkungsgrad als die Serien-Öffnungsdauer.

Auffällig hingegen ist der Gütegrad des Ladungswechsels. Er ist deutlich geringer als bei der Serien-Öffnungsdauer. Die gestiegenen Ladungswechselverluste entstehen durch die erhöhte Ausschleubarbeit des Kolbens als Folge der nach spät verlagerten Steuerzeit Auslass öffnet. Diese Arbeit wird bei der UT-UT-Methode den Kompressionsverlusten zugerech-

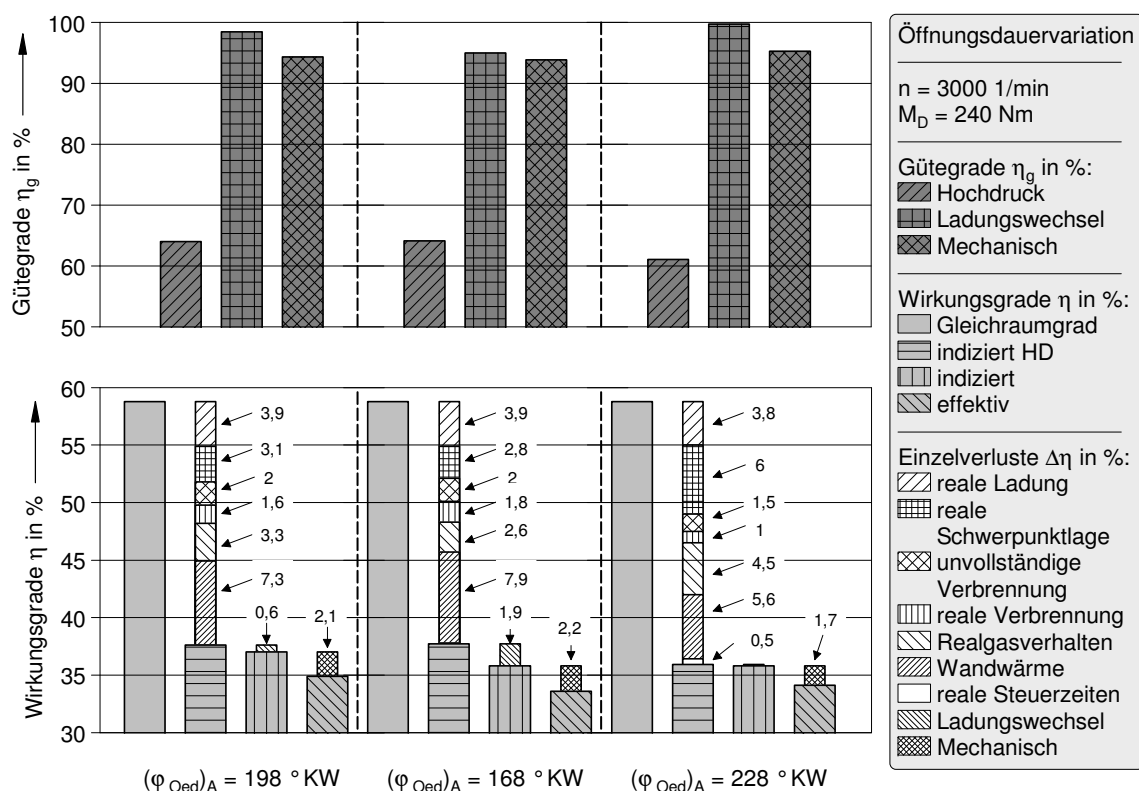


Bild 5.10: Gegenüberstellung dreier verschiedener Auslassventil-Öffnungsdauern in einem Volllast-Betriebspunkt anhand der Ergebnisse einer thermodynamischen Verlustanalyse

net. Das führt letztlich zu einem geringeren indizierten und effektiven Wirkungsgrad der kurzen Öffnungsdauer gegenüber der Serien-Öffnungsdauer – obwohl die geringere Klopfneigung eine wirkungsgradverbesserte Winkellage der Hauptenergieumsetzung erlaubt. Die Ladungswechselverluste fallen im weiteren Drehzahlverlauf umso stärker ins Gewicht, da die Ausschbearbeit einen zunehmenden Kurbelwinkelintervall benötigt.

Durch die hohe interne Restgasmenge weist die lange Öffnungsdauer erwartungsgemäß die höchsten Verluste im Hochdruckprozess auf – trotz der geringsten Wandwärmeverluste als Folge der späten Energieumsetzung. Dennoch verbleibt ein leicht höherer effektiver Wirkungsgrad gegenüber der kurzen Öffnungsdauer, da nahezu keine Ladungswechselarbeit zu verrichten ist.

Im Ergebnis wird mit der Serien-Öffnungsdauer der beste Kompromiss erreicht. Mit der kurzen Öffnungsdauer ist die früheste Hauptenergieumsetzung zu erzielen, die erhöhten Wandwärme- und vor allem die erhöhten Ladungswechselverluste zehren das Potential

jedoch auf. Die lange Öffnungsdauer erreicht den höchsten Ladungswechselgütegrad; mit der hohen internen Restgasmasse ist jedoch keine zufrieden stellende Verbrennung zu verwirklichen.

5.2.2 Externe Abgasrückführung

Wie eingangs erwähnt, sind für die Vermeidung der klopfenden Verbrennung zwei innermotorische Maßnahmen üblich: Das Verlagern der Hauptenergieumsetzung in einen späteren Kurbelwinkelbereich durch Anpassen des Zündwinkels sowie das Einbringen einer zusätzlichen Kraftstoffmasse zur Reduzierung der Abgastemperatur. Die Folge ist eine „weichere“ Verbrennung in einem größeren Brennraumvolumen und mit geringeren Druckgradienten. Auch die gekühlte externe Abgasrückführung kann – im Gegensatz zu der heißen internen Abgasrückführung – die Klopfempfindlichkeit reduzieren. Die inerte Restgasmasse nimmt nicht an der Verbrennung teil, muss aber zusätzlich aufgeheizt werden. Die Folge dieses kühlenden Effekts ist eine geringere Prozesstemperatur. Des Weiteren behindert das Abgas die Flammenausbreitung und reduziert dadurch die laminare Flammengeschwindigkeit; sowohl die Brenndauer als auch der Brennverzug nehmen dadurch zu. Wie bei der Spätverstellung des Zündwinkels ist eine Verbrennung mit reduzierten Druckgradienten die Folge. Der entscheidende Vorteil gegenüber der Zündwinkelverstellung besteht darin, dass die Hauptenergieumsetzung nicht in wirkungsgradungünstige Kurbelwinkelbereiche verlagert wird.

An dem 1,4l-TSI Forschungsmotor sind mehrere Leitungen zur externen Abgasrückführung verbaut, mit denen sowohl die AGR-Entnahmestellen als auch die Einleitstellen des Abgases variabel gestaltet werden können (siehe hierzu auch Bild 3.9). Damit lassen sich drei Rückführungsstrategien darstellen: die Hochdruck-Abgasrückführung, bei der das Abgas vor der Turbine entnommen und hinter dem Verdichter wieder eingeleitet wird, die Niederdruck-Abgasrückführung, bei der das Abgas hinter der Turbine entnommen und vor dem Verdichter zugeführt wird sowie die Hoch-/Niederdruck-Abgasrückführung, einer Kombination der beiden Standardverfahren, bei der das Abgas vor der Turbine entnommen und vor dem Verdichter eingeleitet wird.

Das Abgas wird zunächst in einem AGR-Kühler vorgekühlt, ehe anschließend der Ladeluftkühler das Frischluft-AGR-Gemisch auf eine Saugrohrtemperatur von 60 °C regelt. Für den Schutz des Verdichters gegen Verschmutzung ist in der AGR-Strecke zudem ein spezieller AGR-Filter integriert.

Zunächst werden anhand eines Betriebspunktes die generellen Vorteile der gekühlten ex-

ternen Abgasrückführung aufgezeigt. **Bild 5.11** zeigt hierfür die Ergebnisse einer Druckverlaufsanalyse. Dargestellt ist bei einer Drehzahl von $n = 3000$ 1/min ein Volllast-Betriebspunkt einmal ohne AGR und einmal mit einer AGR-Rate von $(x_{\text{AGR}})_{\text{ext}} = 12,5\%$.

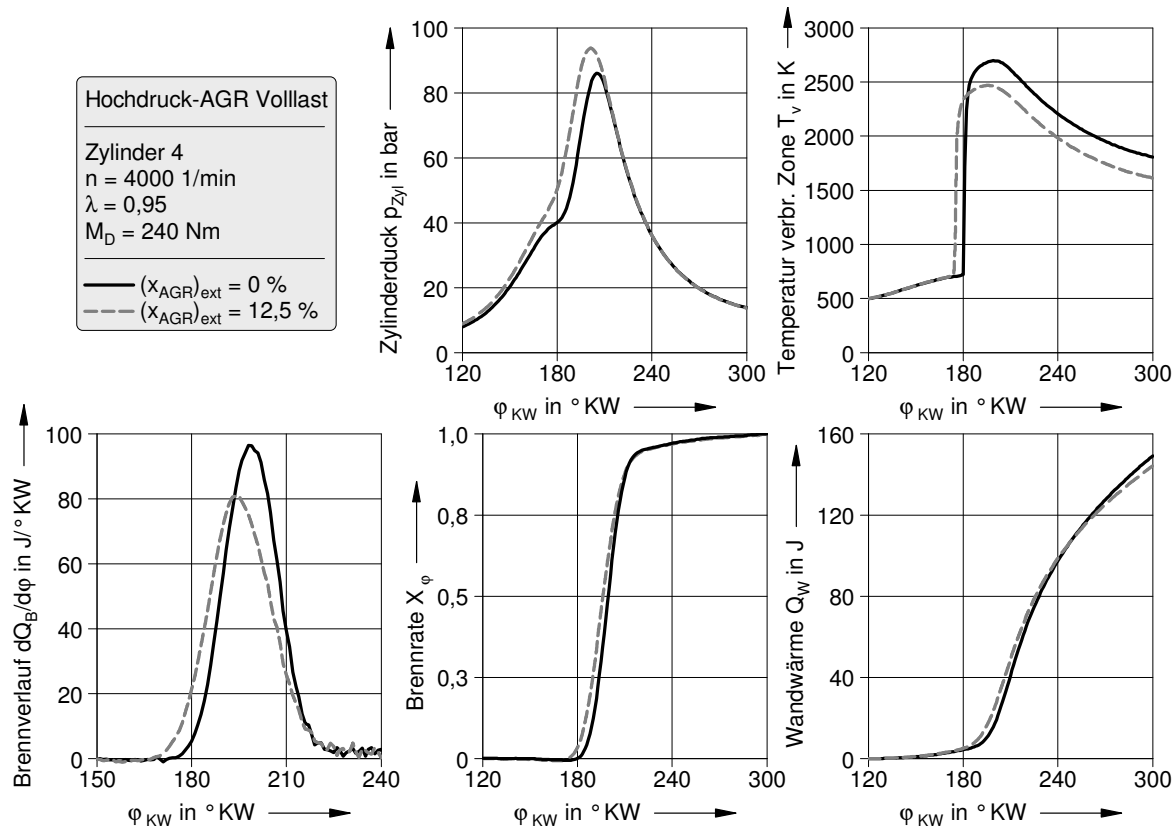


Bild 5.11: Gegenüberstellung zweier Volllast-Betriebspunkte, einmal mit und einmal ohne externe Abgasrückführung anhand der Ergebnisse einer thermodynamischen Druckverlaufsanalyse

Da die gesamte Gemischmasse bei der Variante mit externer AGR um die Masse des zurückgeführten Abgases erhöht ist, fällt auch der Zylinderspitzenruck höher aus. Vorteilhaft wirkt sich die verringerte Verbrennungstemperatur aus. Wie dem Verlauf zu entnehmen ist, senkt das zurückgeführte Abgas die Prozesstemperatur, da es zusätzlich aufgeheizt werden muss. Außerdem führt die längere Brenndauer des mit dem Abgas verdünnten Gemisches zu einem Brennverlauf mit verringertem maximalen Energieumsatz pro Grad Kurbelwinkel. Beide Effekte reduzieren die Klopfneigung und ermöglichen eine wirkungsgradverbesserte Winkellage der Hauptenergieumsetzung, erkennbar an dem früheren Brennbeginn durch Frühverstellung des Zündwinkels.

Die positiven thermodynamischen Auswirkungen der externen Abgasrückführung bei Voll-

last können auch mit Hilfe einer Verlustteilung kenntlich gemacht werden, **Bild 5.12**. Weder der Gütegrad des Ladungswechsels noch der mechanische Gütegrad lassen Unterschiede zu den Gütegraden des Betriebspunktes ohne Abgasrückführung erkennen. Der geringere Kraftstoffverbrauch bei der externen Abgasrückführung resultiert demnach aus dem Hochdruckprozess. Bei der Betrachtung der Einzelverluste ist ersichtlich, dass insbesondere die Verlagerung der Hauptenergieumsetzung in Richtung des oberen Totpunktes ursächlich für den Wirkungsgradgewinn ist. Die in der Literatur häufig beschriebene Reduzierung der Wandwärmeverluste bei der Abgasrückführung kann nicht beobachtet werden. Die Ursache liegt in der Kompensation zweier Effekte: Die geringere Prozesstemperatur reduziert die Wandwärmeverluste; die frühere Hauptenergieumsetzung erhöht sie.

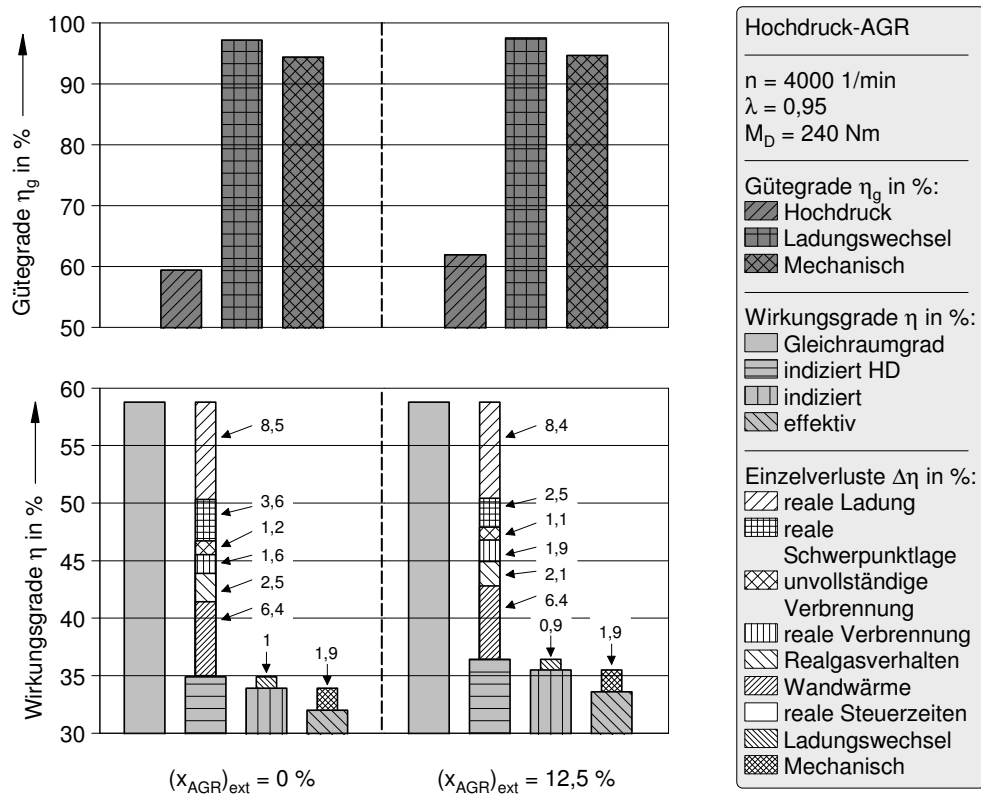


Bild 5.12: Gegenüberstellung zweier Volllast-Betriebspunkte, einmal mit und einmal ohne externe Abgasrückführung anhand der Ergebnisse einer thermodynamischen Verlustanalyse

Im Folgenden wird diskutiert, welche der möglichen Rückführungsstrategien für die externe Abgasrückführung bei Volllast vorzuziehen ist. Voraussetzung für die Abgasrückführung ist ein positives Druckgefälle von der Abgasentnahmestelle zu der Einleitstelle auf

der Saugseite. Die verschiedenen Rückführungsstrategien unterscheiden sich in der Höhe des Druckgefälles erheblich voneinander.

Bild 5.13 zeigt das Druckgefälle in Abhängigkeit von der Drehzahl. Erst ab einer Drehzahl von $n = 2500$ 1/min kann mit der Niederdruck-Abgasrückführung ein ausreichend positives Druckgefälle erreicht werden, bei der Hochdruck-Abgasrückführung erst ab einer Drehzahl von $n = 3000$ 1/min. Auch die Hoch-/Niederdruck-Abgasrückführung lässt sich bis zu einer Drehzahl von $n = 2000$ 1/min nicht anwenden. Die Ursache ist jedoch nicht das fehlende Druckgefälle, sondern das geschlossene Wastegate des Abgasturboladers. Folglich könnte die um das Maß des zurückgeführten Abgases reduzierte Luftmenge nicht durch einen höheren Aufladegrad kompensiert werden. Somit kann der ursprüngliche Volllastdrehmomentverlauf nicht mehr erreicht werden.

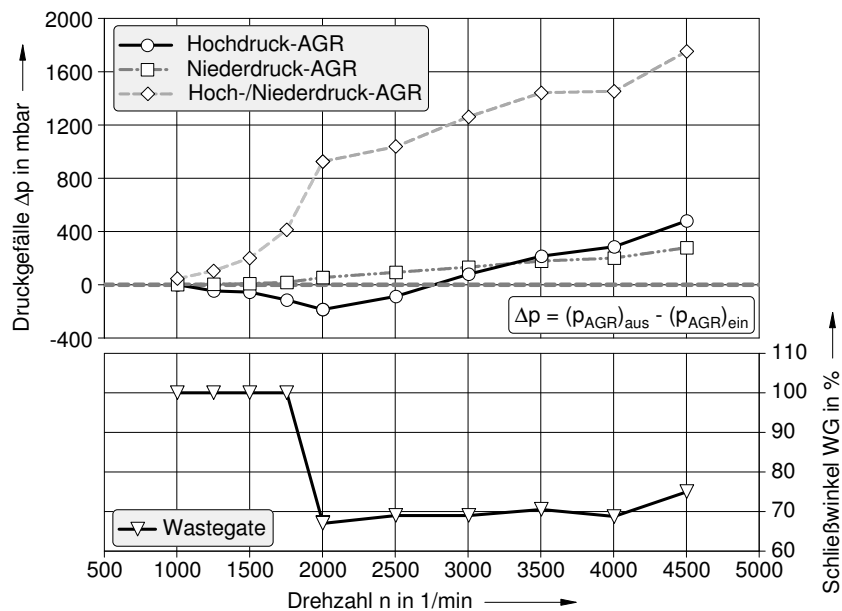


Bild 5.13: Druckgefälle bei den verschiedenen Abgasrückführungsstrategien sowie der Schließwinkel des Wastegate-Ventils jeweils in Abhängigkeit von der Drehzahl bei Volllast

Die Versuchsreihe zur externen Abgasrückführung beginnt daher erst ab einer Drehzahl von $n = 2500$ 1/min. Als problematisch bei den experimentellen Untersuchungen erweist sich das zu hohe Druckgefälle bei der Hoch-/Niederdruck-Abgasrückführung. Bereits kleinste Öffnungswinkel des AGR-Ventils bewirken eine derart hohe AGR-Rate, dass selbst bei geschlossenem Wastegate das Nenndrehmoment nicht erreicht werden kann. Ferner wäre eine Verbrennungsregelung durch den sprunghaften Anstieg der AGR-Rate unter seriennahen Bedingungen nur sehr ungenügend zu realisieren. Dieses Konzept wird daher

als nicht zielführend eingestuft und deshalb nicht weiter verfolgt.

Bild 5.14 zeigt den Einfluss der externen Abgasrückführung auf den effektiven Kraftstoffverbrauch bei verschiedenen Drehzahlen. Dargestellt sind sowohl die Ergebnisse der Hochdruck- als auch der Niederdruck-Abgasrückführung. Unabhängig von der Drehzahl und der gewählten Rückführungsstrategie ist eine kontinuierliche Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs zwischen 4–8 % zu erkennen.

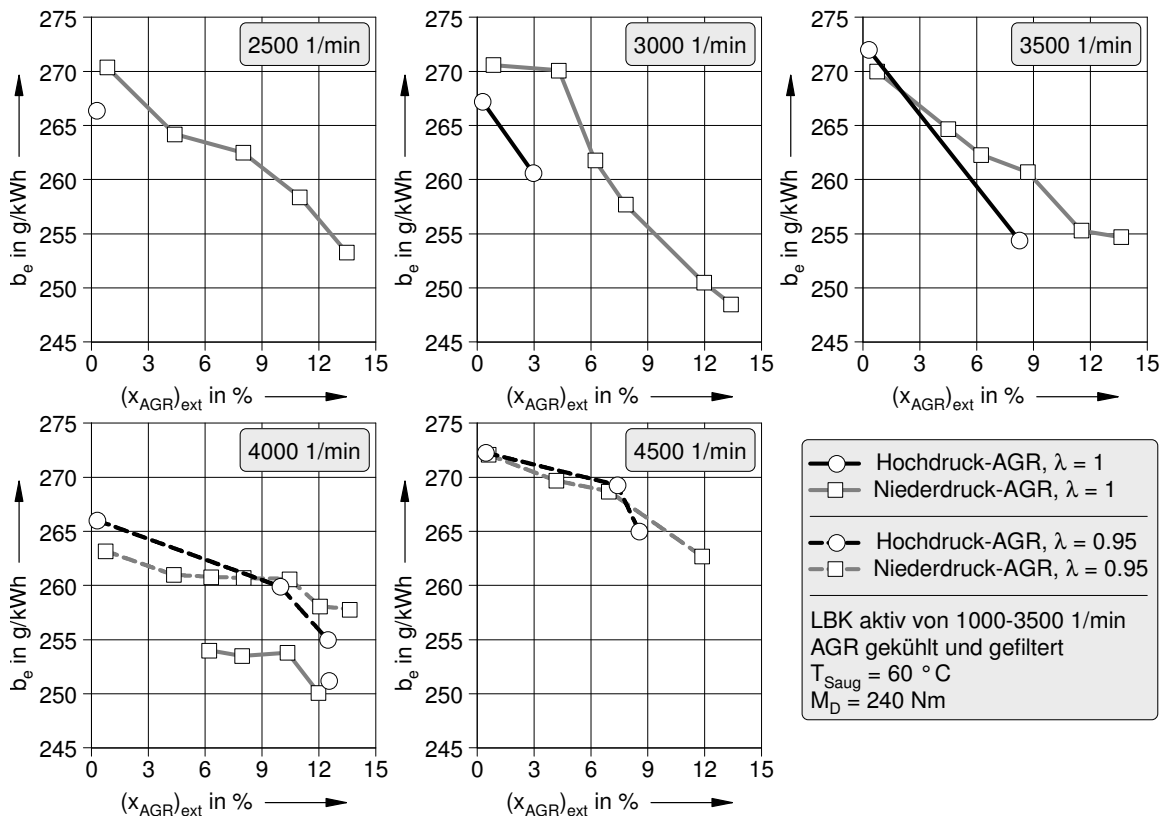


Bild 5.14: Effektiver Kraftstoffverbrauch in Abhängigkeit von der AGR-Rate bei einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung in verschiedenen Vollast-Betriebspunkten

Es ist auffällig, dass mit der Niederdruck-Abgasrückführung stets eine höhere Restgasmenge gegenüber der Hochdruck-Abgasrückführung zurückgeführt werden kann. Die Gründe dafür sind drehzahlabhängig: Im unteren Drehzahlbereich verhindert das fehlende Druckgefälle eine ausgeprägte Hochdruck-Abgasrückführung. Im oberen Drehzahlbereich begrenzt das Überschreiten der zulässigen Standardabweichung des Motors die maximale AGR-Rate. Die durch die zusätzliche Verwirbelung im Verdichter bessere Homogenisierung des Frischluft-AGR-Gemisches bei der Niederdruck-Abgasrückführung bewirkt in

diesem Fall die höhere Restgasverträglichkeit dieser Rückführungsstrategie.

Des Weiteren fällt auf, dass bei konstanter AGR-Rate die Hochdruck-Abgasrückführung einen geringeren effektiven Kraftstoffverbrauch gegenüber der Niederdruck-Abgasrückführung aufweist. Die Erklärung hierfür liefert **Bild 5.15**.

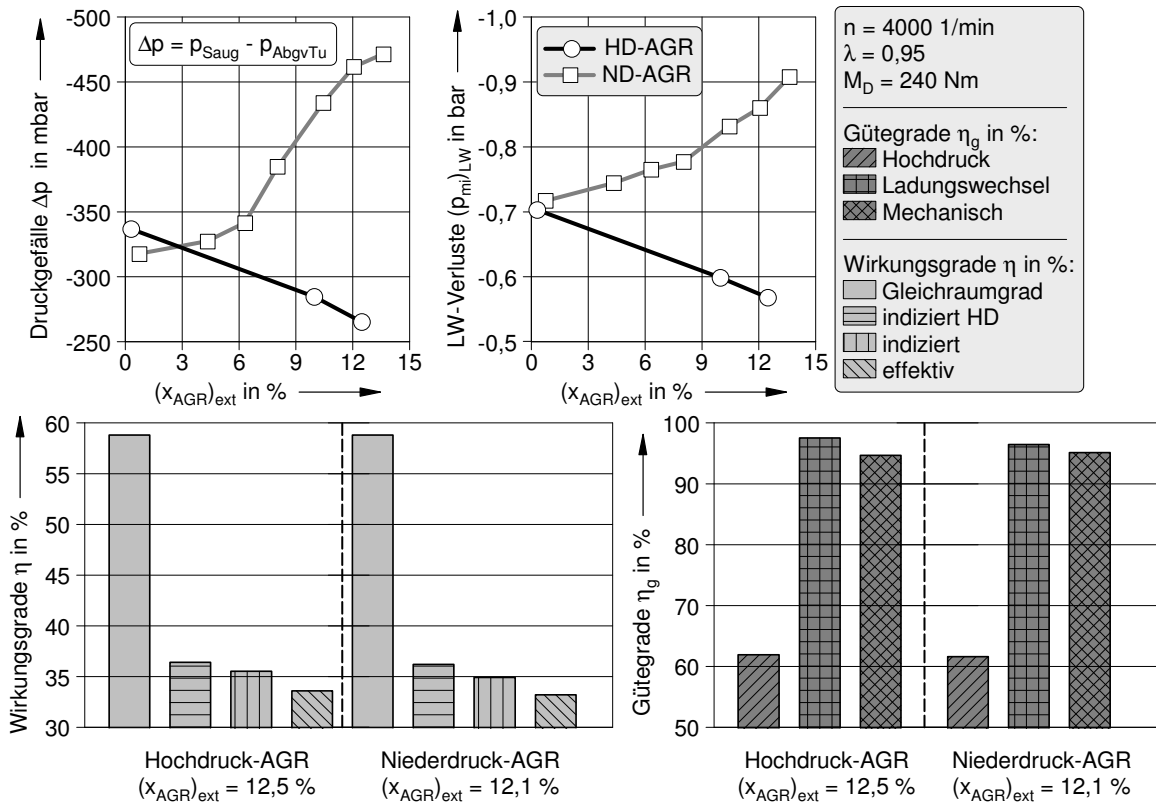


Bild 5.15: Vergleich der Hochdruck- mit der Niederdruck-Abgasrückführung in einem Vollast-Betriebspunkt anhand des Druckgefälles und der Ergebnisse einer Verlustanalyse

Mit steigender AGR-Rate nehmen die Ladungswechselperluste bei der Hochdruck-Abgasrückführung ab, während sie bei der Niederdruck-Abgasrückführung zunehmen. Bei der Niederdruck-Abgasrückführung wird das Abgas hinter der Turbine entnommen. Mit steigender AGR-Rate wird somit auch der Massenstrom durch die Turbine immer größer, und der Abgasgegendruck nimmt zu. Bei der Hochdruck-Abgasrückführung wird das Abgas vor der Turbine entnommen, so dass der Abgasgegendruck weniger stark zunimmt. Wird das Druckgefälle zwischen dem Saugrohrdruck und dem Druck vor der Turbine in Abhängigkeit von der AGR-Rate ermittelt, ergibt sich ein mit den Ladungswechselperlusten korrespondierender Verlauf. Während bei der Hochdruck-Abgasrückführung der Saugrohrdruck mit steigender AGR-Rate und steigendem Aufladegrad stärker zunimmt

als der Abgasgegendruck, verhält es sich bei der Niederdruck-Abgasrückführung entgegengesetzt. Der höhere effektive Wirkungsgrad der Hochdruck-Abgasrückführung gegenüber der Niederdruck-Abgasrückführung resultiert demzufolge aus dem besseren Ladungswechselgütegrad.

Ein weiteres Problem bei Vollast – insbesondere bei höheren Drehzahlen – stellt die Abgastemperatur dar. Die Spätverstellung des Zündwinkels zur Vermeidung der klopfenden Verbrennung führt nicht nur zu einer späten Hauptenergieumsetzung, sondern in der Folge auch zu einem Anstieg der Abgastemperatur. Häufig wird dieses Problem durch das Einbringen einer zusätzlichen, sich kühlend auf die Prozesstemperatur auswirkenden Kraftstoffmasse gelöst. **Bild 5.16** zeigt, dass die gekühlte externe Abgasrückführung auch einen positiven Einfluss auf die Abgastemperatur hat, wodurch sich weitere Potentiale im Bestreben nach reduziertem Kraftstoffverbrauch ergeben.

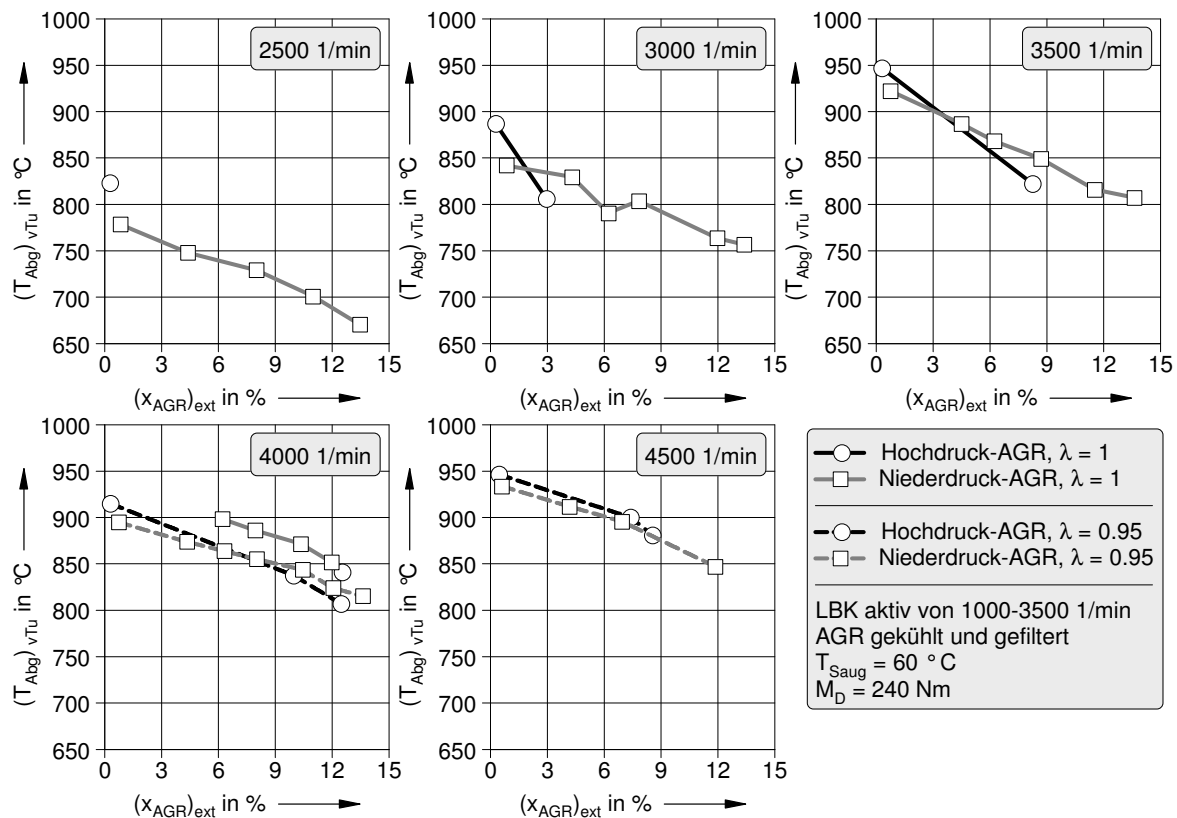


Bild 5.16: Abgastemperatur in Abhängigkeit von der Drehzahl bei einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung bei Vollast

Bei einer Drehzahl von $n = 4000 \text{ 1/min}$ ist zudem die Abhängigkeit der Abgastemperatur von der AGR-Rate für zwei verschiedene Luftverhältnisse dargestellt. Mit einer AGR-

Rate von $(x_{AGR})_{ext} = 6\%$ und einem Luftverhältnis von $\lambda = 1$ kann in diesem Vollast-Betriebspunkt eine Abgastemperatur von $(T_{Abg})_{vTu} = 900\text{ °C}$ eingestellt werden. Ohne Abgasrückführung ist dafür ein Luftverhältnis von $\lambda = 0,95$ notwendig – mit entsprechend negativen Auswirkungen auf den Kraftstoffverbrauch.

Die Auswirkungen der externen Abgasrückführung auf die drei Rohemissionen Kohlenstoffmonoxid (CO), unverbrannte Kohlenwasserstoffe (C_3H_8) und Stickoxide (NO_X) können dem Anhang A.3 entnommen werden. Auffällig ist hier das stets niedrigere Rohemissionsniveau der Niederdruck-Abgasrückführung gegenüber der Hochdruck-Abgasrückführung.

Zusammenfassung

Zur Reduzierung der Klopfneigung im Vollastbetrieb hochaufgeladener Ottomotoren sind zwei Konzepte untersucht worden: Die variable Auslassventil-Öffnungsdauer und die gekühlte externe Abgasrückführung.

Die Verkürzung der Auslassventil-Öffnungsdauer zur Reduzierung der internen Restgasmenge kann zwar die Klopfneigung etwas reduzieren, dieser Vorteil wird jedoch durch die gleichzeitige Erhöhung der Ladungswechselverluste überkompensiert.

Die externe Abgasrückführung ist wesentlich effizienter – mit ihr gelingt eine deutliche Verringerung der Klopfneigung. Dadurch kann eine wirkungsgradverbesserte Winkellage der Hauptenergieumsetzung eingestellt werden, was sowohl den Kraftstoffverbrauch als auch die Abgastemperatur senkt. Die Niederdruck-Abgasrückführung hat gegenüber der Hochdruck-Abgasrückführung Vorteile aufgrund der höheren Restgasverträglichkeit, der geringeren Rohemissionen und des größeren Betriebsbereiches. Nachteilig wirken sich allerdings die höheren Ladungswechselverluste aus.

6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Dissertation sind verschiedene Maßnahmen an einem hochaufgeladenen Ottomotor untersucht und deren Möglichkeiten und Potentiale zur Arbeitsprozessoptimierung bewertet worden. Dabei standen die Reduzierung der Ladungswechselverluste im Teillastbetrieb und die Problembereiche bei Volllast – das geringe Drehmoment im unteren Drehzahlbereich sowie die Klopfneigung – im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchungen.

Ein 1,4l TSI-Motor (125 kW) mit Benzindirekteinspritzung und Doppelaufladung der Firma Volkswagen diente als Basisaggregat für die Versuche. Dieser ist um ein mechanisch variables Ventiltriebssystem und eine Brennraummaskierung erweitert worden. Mehrere Leitungen zur externen Abgasrückführung erlaubten verschiedene Rückführungsstrategien bei Volllast. Ferner bestand die Option, ein in der Funkendauer variables Zündsystem einzusetzen und die Ansaugluft mit Wasserstoff anzureichern. Der in Serie verbaute Kompressor ist demontiert worden, um die Auswirkungen des variablen Ventiltriebs im Betriebsbereich des mechanischen Laders zu untersuchen. Für die Inbetriebnahme des neu entwickelten Ventiltriebssystems und für einige Untersuchungen im Teillastbetrieb kam darüber hinaus ein 1,6l FSI-Motor (85 kW) mit Benzindirekteinspritzung zum Einsatz.

Die Teillast ist, bedingt durch die quantitative Lastregelung stöchiometrisch betriebener Ottomotoren, durch hohe Ladungswechselverluste gekennzeichnet. Teure und aufwändige Teillast-Brennverfahren – wie beispielsweise die geschichtete Benzindirekteinspritzung – rentieren sich allerdings nur bei Motoren mit großem Hubraum. Bei Downsizing-Motoren sind die Einlassventilhubreduzierung und die interne Abgasrückführung wirkungsvollere Ansätze für die Reduzierung der Ladungswechselverluste.

Es konnte durch umfangreiche und systematische Untersuchungen nachgewiesen werden, dass es unter thermodynamischen Gesichtspunkten nicht sinnvoll ist, die Ladungswechselverluste nur über den Einlassventilhub zu reduzieren. Die Abgasrückführung besitzt das weit größere Potential, sofern es gelingt, den Ansaugvorgang damit vollständig zu entdrosseln. Diesem theoretischen Optimum steht allerdings die Restgasverträglichkeit des Motors entgegen. Das beste Ergebnis wird mit einem kombinierten Brennverfahren

erreicht, bei dem zunächst die maximale Restgasmenge zurückgehalten und erst im Anschluss der Einlassventilhub reduziert wird.

Eine Potentialerweiterung des kombinierten Brennverfahrens gelingt mit einer Erhöhung der Restgasverträglichkeit. Die Grenze der Restgasverträglichkeit ist durch einzelne Verbrennungsaussetzer charakterisiert, so dass das Hauptaugenmerk der Untersuchungen darauf gerichtet worden ist, die Entflammung des ladungsverdünnten Gemisches sicherzustellen. Zunächst ist dafür ein Zündsystem zum Einsatz gekommen, mit dem die Funkendauer stufenweise bis auf $t_z = 5,2$ ms verlängert werden konnte. Damit gelingt es, die Verbrennungsaussetzer zu vermeiden und die Restgasverträglichkeit des Motors zu erhöhen. Das Brennverfahren wird fortan durch den langen Brennverzug begrenzt, der sich durch die hohe Ladungsverdünnung einstellt. In einer weiteren Versuchsreihe ist daher die Ansaugluft des Verbrennungsmotors mit Wasserstoff aus einer externen Druckgasflasche angereichert worden. Damit gelingt es, neben der Vermeidung der Verbrennungsaussetzer, auch den Brennverzug deutlich zu reduzieren. Für einen Serieneinsatz müsste der dafür notwendige Wasserstoff allerdings unter zusätzlichem Energieaufwand gewonnen werden, was die Verbrauchseinsparungen relativiert.

Ausgehend von dem Arbeitsprozess eines mechanisch variablen Ventiltriebs kann eine deutliche Potentialerweiterung allein durch die Kombination aus Abgasrückführung und Einlassventilhubreduzierung erreicht werden. Mit Hilfe der variablen Funkendauer und der Wasserstoffanreicherung der Ansaugluft kann darüber hinaus die Restgasverträglichkeit des Motors erhöht und so das Potential abermals erweitert werden. Die Ladungswechselverluste können auf diese Weise gegenüber dem Ausgangskonzept um über 50 % verringert werden, wohingegen mit der Einlassventilhubreduzierung allein lediglich eine Reduzierung von ca. 20 % zu erreichen ist. Mit der kombinierten Betriebsstrategie können zudem der Kraftstoffverbrauch und die NO_x -Rohemissionen deutlicher reduziert werden, als es mit der alleinigen Einlassventilhubreduzierung gelingt.

Sowohl ein reduzierter Einlassventilhub als auch eine hohe Restgasrate erfordern eine hohe Ladungsbewegung während der Gemischbildung und zum Zündzeitpunkt. An dem Forschungsmotor kamen daher zwei Systeme zur Erzeugung der Ladungsbewegung zum Einsatz: eine Brennraummaskierung und Ladungsbewegungsklappen. Mit Hilfe von Prüfstandsuntersuchungen und umfangreichen Messungen an einem Strömungsprüfstand konnte die Wechselwirkung beider Konzepte mit unterschiedlichen Einlassventilhüben gezeigt werden: Die Brennraummaskierung erzeugt bei kleinen Einlassventilhüben ein sehr hohes Maß an Ladungsbewegung – jedoch nur solange ihr Wirkungsbereich nicht überschritten ist. Ab diesem Zeitpunkt kann nur noch die Ladungsbewegungsklappe die

Ladungsbewegung erzeugen. Sie hat hingegen bei kleinen Einlassventilhüben keine Wirkung.

Für den Volllastbetrieb stand die Beseitigung der Problembereiche im Mittelpunkt der experimentellen Untersuchungen. Damit das reduzierte Hubvolumen der Downsizing-Motoren nicht zu einer Verschlechterung der Drehmoment- und Leistungsreserve führt, muss der Volllastmitteldruck angehoben werden. Downsizing-Motoren werden daher mit aufwändigen und kostenintensiven Aufladesystemen, beispielsweise einer Kombination aus Abgasturbolader und Kompressor, versehen. Die gestiegene Belastung der Motoren bei Volllast erfordert Gegenmaßnahmen, um die Klopfempfindlichkeit und die Bauteilbelastung zu reduzieren. Dies geschieht meist durch zusätzliche Kraftstoffzugabe und durch eine späte Hauptenergieumsetzung – beides wirkt sich nachteilig auf den Kraftstoffverbrauch aus.

Der zusätzliche Einsatz eines Phasenlagenverstellers für die Auslassnockenwelle ermöglicht eine lange Ventilüberschneidung. Damit kann ein Spülen des Zylinders mit Frischluft und eine Reduzierung der internen Restgasmasse erreicht werden. Die Verwendung der verkürzten Auslassventil-Öffnungsdauer verhindert das Eindringen zurücklaufender Abgasüberdruckwellen in die Brennräume benachbarter Zylinder durch die noch geöffneten Auslassventile. Damit kann der Restgasanteil im Brennraum weiter reduziert und der Liefergrad erhöht werden. Schließlich bewirkt die Deaktivierung der Ladungsbewegungskappen einen erhöhten Luftvolumenstrom, ohne dabei die Verbrennung und die Emissionen in unzulässiger Weise zu verschlechtern. Mit den beschriebenen Maßnahmen gelingt es, das Drehmoment gegenüber der Serienkonfiguration ohne Kompressor um über 60 % zu erhöhen. Die Volllastkurve des Serienmotors mit Kompressor kann auf diese Weise ab einer Drehzahl von $n = 1750$ 1/min erreicht werden. Damit ließe sich die wesentlich kostenintensivere zweistufige Aufladung ersetzen.

Das maximale Drehmoment hochaufgeladener Ottomotoren wird durch unkontrollierte Selbstzündungen und zu hohe Abgastemperaturen begrenzt. Die Verkürzung der Auslassventil-Öffnungsdauer zur Reduzierung der internen Restgasmenge kann zwar die Klopfneigung etwas reduzieren, der Vorteil wird jedoch durch die gleichzeitige Erhöhung der Ladungswechselverluste überkompensiert. Die externe Abgasrückführung ist wesentlich effizienter – damit gelingt eine deutliche Verringerung der Klopfneigung. Folglich kann eine wirkungsgradverbesserte Winkellage der Hauptenergieumsetzung eingestellt werden, was sowohl den Kraftstoffverbrauch als auch die Abgastemperatur senkt. Die Niederdruck-Abgasrückführung hat gegenüber der Hochdruck-Abgasrückführung Vorteile aufgrund der höheren Restgasverträglichkeit, der geringeren Rohemissionen und des größeren Betriebs-

bereiches. Nachteilig wirken sich allerdings die höheren Ladungswechselverluste aus.

Basierend auf den Ergebnissen der experimentellen Untersuchungen für den Teillast- und Volllastbetrieb, können schließlich folgende Empfehlungen und Hinweise zur Arbeitsprozessoptimierung hochaufgeladener Ottomotoren gegeben werden:

1. Die Entdrosselung des Ansaugvorgangs im Teillastbetrieb sollte nicht nur durch die Einlassventilhubreduzierung, sondern hauptsächlich mittels Abgasrückführung erfolgen. Für die Reduzierung der Ladungswechselverluste ist daher kein stufenlos verstellbares Einlassventilhubsystem notwendig. Ein zweistufiges Verstellsystem mit einem mittleren Einlassventilhub für die Teillast ($h_{EV} \approx 5 \text{ mm}$) und einem Vollhub für den oberen Lastbereich ist ausreichend.
2. Bei der Potentialerweiterung des Brennverfahrens kommt der Erhöhung der Restgasverträglichkeit eine entscheidende Bedeutung zu. Verbrennungsaussetzer infolge zu hoher Ladungsverdünnung können mit Hilfe einer verlängerten Funkendauer wirkungsvoll verhindert werden. Die Anreicherung der Ansaugluft mit Wasserstoff ermöglicht zudem eine Reduzierung des Brennverzuges; ein zeitnaher Serieneinsatz einer solchen Technologie ist allerdings nicht zu erwarten.
3. Eine hohe Abgasrückführungsrate setzt eine intensive Ladungsbewegung voraus. Hierfür können Ladungsbewegungsklappen oder eine Brennraummaskierung verwendet werden. Bis zu einem Einlassventilhub von $h_{EV} \approx 4 \text{ mm}$ ist die Maskierung vorzuziehen, darüber die Ladungsbewegungsklappen.
4. Die Auslassnockenwelle sollte um einen Phasenlagenversteller erweitert werden. In Zusammenspiel mit der Einlassnockenwelle – die bereits serienmäßig mit einem Phasenlagenversteller ausgestattet ist – ergibt sich eine längere Ventilüberschneidung, die eine ausgeprägte interne Abgasrückführung bei Teillast ermöglicht. Im Volllastbetrieb wird im unteren Drehzahlbereich eine Steigerung des Liefergrades durch ein nahezu vollständiges Ausspülen des Restgases erreicht.
5. Der Kompressor könnte ersetzt werden, wenn neben den Phasenlagenverstellern ein variables Ventiltriebssystem zur Regelung der Auslassventil-Öffnungsdauer zum Einsatz kommt. Ein zweistufiges System ist hierfür ausreichend. Für den unteren Volllast-Drehzahlbereich wird die Auslassventil-Öffnungsdauer auf unter 180°KW verkürzt, für den restlichen Drehzahlbereich empfiehlt sich eine Öffnungsdauer von ca. $(\varphi_{Oed})_A \approx 200^\circ \text{KW}$.
6. Für die Reduzierung der Klopfneigung kann die verkürzte Auslassventil-Öffnungsdauer nur unzureichend genutzt werden. Wesentlich effizienter ist die gekühlte externe Abgasrückführung. Die reduzierte Klopfneigung ermöglicht eine wirkungsgradverbesserte

Winkellage der Hauptenergieumsetzung und dadurch eine Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs und der Abgastemperatur. Die Niederdruck-Abgasrückführung ist gegenüber der Hochdruck-Abgasrückführung vorzuziehen.

Für zukünftige, an die Erkenntnisse der vorliegenden Ausarbeitung anknüpfende Versuche, sind Untersuchungen insbesondere zur Ausweitung des ladungsverdünnten Betriebsbereichs sowohl für den Teillast- als auch den Volllastbetrieb vielversprechend. Dabei sind im Wesentlichen die drei folgenden Themenkomplexe von Bedeutung:

- die Erhöhung der Ladungsbewegung,
- Maßnahmen zur sicheren Entflammung und
- die Wahl des Inertgases.

Eine Erhöhung der Ladungsbewegung könnte durch den Einsatz von Lufttaktventilen erreicht werden. Neben der Möglichkeit, die Zylinderinnenströmung zu beeinflussen, bestünde auch die Option, die Laststeuerung über die Lufttaktventile zu regeln; auf den variablen Ventiltrieb könnte in diesem Fall verzichtet werden [Elsäßer 2007].

Für die sichere Entflammung hochverdünnter Frischgasgemische sind Verbesserungen durch in der Entwicklung befindliche Zündsysteme zu erwarten. Dabei sind sogenannte Raumzündverfahren, wie beispielsweise die Plasma- oder Laserzündung, hervorzuheben, mit denen es gelingt, den Zündbereich deutlich zu vergrößern und das magere Gemisch an mehreren Stellen gleichzeitig zu entzünden [Kratzsch 2011], [Gross 2010], [Brüggeman 2009].

Statt Abgas kann auch Luft mit reduziertem Sauerstoffgehalt als Inertgas verwendet werden. Insbesondere im Volllastbetrieb könnten Verbesserungen gegenüber der externen Abgasrückführung erreicht werden, da keine Abhängigkeit von dem Druckgefälle bestünde und die Ansaugstrecke nicht mit dem partikelhaltigen Abgas verschmutzen würde.

Literaturverzeichnis

- Alger 2007** ALGER, Terry ; GINGRICH, Jess ; MANGOLD, Barrett: *The effect of hydrogen enrichment on EGR tolerance in spark ignited engines*. SAE-Paper 2007-01-0475, 2007
- Bargende 2001** BARGENDE, Michael ; BURKHARDT, Christine ; FROMMELT, Alfred: Besonderheiten der thermodynamischen Analyse von DE-Ottomotoren. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 62 (2001-01), S. 56–68
- Basshuysen 2008** VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *effektive Verdichtung*. <http://www.motorlexikon.de>. - Juni 2008
- Beister 2005** BEISTER, Utz-Jens ; SMALING, Rudy: Verbesserte Verbrennung durch Wasserstoffanreicherung – Ein vielversprechendes Konzept für den homogenen Magerbetrieb. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 66 (2005-10), S. 784–791
- Bosch 2003** BOSCH (Hrsg.): *Ottomotor-Management. Kraftfahrzeugtechnik*. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg, 2003. - ISBN 3-528-13877-7
- Brüggeman 2009** BRÜGGEMAN, Dieter ; HÜTTL, Christian: Stand der Entwicklung bei Laserzündung. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 70 (2009-03), S. 228–231
- Eichlseder 2008** EICHLSEDER, Helmut ; KLÜTING, Manfred ; PIOCK, Walter F. ; LIST, Helmut (Hrsg.): *Grundlagen und Technologien des Ottomotors. Der Fahrzeugantrieb*. Wien/New York : Springer, 2008. - ISBN 978-3-211-25774-6
- Elsässer 2007** ELSÄSSER, Alfred: Der Motor mit Lufttaktventil: Flexibler Ladungswechsel mit konventionellem Ventiltrieb. In: *MTZ-Konferenz Motor 2007 „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor“*. Stuttgart 2007
- Gerty 2006** GERTY, Michael D. ; HEYWOOD, John B.: *An Investigation of Gasoline Engine Knock Limited Performance and the Effects of Hydrogen Enhancement*. SAE-Paper 2006-01-0228, 2006
- Goldwitz 2005** GOLDWITZ, Joshua A. ; HEYWOOD, John B.: *Combustion*

Optimization in a Hydrogen-Enhanced Lean-Burn SI Engine. SAE-Paper 2005-01-0251, 2005

Golloch 2005 GOLLOCH, Rainer: *Downsizing bei Verbrennungsmotoren*. Berlin/Heidelberg/New York : Springer, 2005. - ISBN 3-540-23883-2

Golloch 2005-2 GOLLOCH, Rainer ; MERKER, Günter: Downsizing bei Verbrennungsmotoren – Grundlagen, Stand der Technik und zukünftige Konzepte. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 66 (2005-02), S. 126 – 131

Gross 2010 GROSS, Volker ; KUBACH, Heiko ; SPICHER, Ulrich ; SCHIESSL, Robert ; MAAS, Ulrich: Laserzündung und Verbrennung im Ottomotor mit Direkteinspritzung. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 71 (2010-07-08), S. 532 – 539

Hiereth 2003 HIERETH, Hermann ; PRENNINGER, Peter ; LIST, Helmut (Hrsg.): *Aufladung der Verbrennungskraftmaschine. Der Fahrzeugantrieb*. Wien/New York : Springer, 2003. - ISBN 3-211-83747-7

Hoffmann 2007 HOFFMANN, Hermann ; FRITZ, Oliver ; SENJIC, Sascha ; BUNSEN, Eike ; GROTE, Andreas ; WILLAND, Jürgen: Verbrauchspotenziale durch Einlassventilhub- und Steuerzeitenvariation – ein mechanisch vollvariables Ventiltriebssystem an einem 1.6l Motor mit Benzindirekteinspritzung. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; BRILL, Ulrich (Hrsg.): *Variable Ventilsteuerung*. Aachen : Shaker, 2007 (HdT Fachbuch). - ISBN 978-3-8322-5910-5, S. 263 – 284

Hoffmann 2008 HOFFMANN, Vadim: *Ladungswechsel-Simulation beim Ottomotor mit vollvariablem Ventiltrieb*. Hannover, Fachhochschule, Diplomarbeit, 2008

Huntemann 1999 HUNTEMANN, Heike ; HONKOMP, Holger ; PARCHMANN, Ilka ; JANSEN, Walter: *Die Wasserstoff/Luft-Brennstoffzelle mit Methanolsplaltung zur Gewinnung des Wasserstoffs – der Fahrzeugantrieb der Zukunft?*. 1999

Ivanič 2005 IVANIČ, Žiga ; AYALA, Ferrán ; GOLDWITZ, Joshua A. ; HEYWOOD, John B.: *Effects of Hydrogen Enhancement on Efficiency and NO_x Emissions of Lean and EGR-Diluted Mixtures in a SI Engine*. SAE-Paper 2005-01-0253, 2005

Joos 2006 JOOS, Franz: *Technische Verbrennung – Verbrennungstechnik, Verbrennungsmodellierung, Emissionen*. Berlin/Heidelberg/New York : Springer, 2006. - ISBN 103-540-34333-4

König 1986 KÖNIG, A. ; ELLINGER, K.-W.: Betriebsergebnisse mit einem Spaltgas-Methanolmotor. In: *XXI Fisita Congress*. Belgrad : 1986

-
- Königstein 2008** KÖNIGSTEIN, A. ; LARSSON, P.-I. ; GREBE, U.D. ; WU, K.-J.:
Differenzierte Analyse von Downsizing-Konzepten. In: LENZ, Hans P. (Hrsg.): *29. Internationales Wiener Motorensymposium*. Band Nr. 672. Wien : VDI, 2008. - ISBN 978-3-18-367212-7, S. 374 – 389
- Kratzsch 2011** KRATZSCH, M. ; GÜNTHER, M. ; NICKLITZSCH, S. ; MEDICKE, M.:
Der Qualitätsgeregelte Ottomotor – ein konsequenter Weg mit Zukunftspotenzialen. In: LENZ, Hans P. (Hrsg.): *32. Internationales Wiener Motorensymposium*. Band Nr. 735. Wien : VDI, 2011. - ISBN 978-3-18-373512-9, S. 328 – 349
- Krebs 2005** KREBS, Rudolf ; SZENDEL, Rüdiger ; MIDDENDORF, Hermann ; SPERLING, Helmut ; SIEBERT, Werner ; THEOBALD, Jörg ; MICHELS, Karsten:
Neuer Ottomotor mit Direkteinspritzung und Doppelaufladung von Volkswagen : Teil 2: Thermodynamik. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 66 (2005-12), S. 978 – 986
- Kröner 2007** KRÖNER, Andreas: Das Weltklima im Visier. In: *ADAC Motorwelt* Heft 4 (2007), S. 69
- Lauer 2008** LAUER, Thomas ; GERINGER, Bernhard: Bewertung der Restgastoleranz bei homogenen Brennverfahren für hohe Abgasrückführraten. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 69 (2008-02), S. 154 – 161
- Löbbert 2006** LÖBBERT, Philipp: *Möglichkeiten und Grenzen der Teillaststeuerung von Ottomotoren mit vollvariablem Ventilhub*. Dresden, Technische Universität, Diss., 2006
- Manz 2000** MANZ, Peter-Wolfgang: *Indizierttechnik an Verbrennungsmotoren*. Braunschweig, Technische Universität, Vorlesungsumdruck, 2000
- Merker 2006** MERKER, Günter ; SCHWARZ, Christian ; STIESCH, Gunnar ; OTTO, Frank: *Verbrennungsmotoren – Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung*. Wiesbaden : B. G. Teubner, 2006. - ISBN 103-8351-0080-7
- Mohr 2005** MOHR, Uwe ; HOFFMANN, Hermann ; LANCEFIELD, Tim: *Modularität im Ventiltrieb*. Stuttgart, unveröffentlichter Bericht, 2005
- Naumann 2007** NAUMANN, Bernd: *Simulation und Messung der Zylinderinnenströmung für Zylinderköpfe von Ottomotoren*. Magdeburg, Otto-von-Guericke-Universität, Institut für Mobile Systeme, unveröffentlichter Abschlussbericht, 2007

- Pischinger 2001** PISCHINGER, Franz: *Sonderforschungsbereich 224 „Motorische Verbrennung“*. Aachen, Abschlussbericht, 2001
- Pischinger 2002** PISCHINGER, Rudolf ; KLELL, Manfred ; SAMS, Theodor ; LIST, Helmut (Hrsg.): *Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine*. Bd.1. 2. Aufl. : *Der Fahrzeugantrieb*. Wien/New York : Springer, 2002. - ISBN 3-211-83679-9
- Pischinger 2002-2** PISCHINGER, Rudolf: *Indizieren am Verbrennungsmotor*. Graz 2002
- Scharrer 2005** SCHARRER, Otmar Franz: *Einflusspotenzial Variabler Ventiltriebe auf die Teillast-Betriebswerte von Saug-Ottomotoren – eine Studie mit der Motorprozess-Simulation*. Berlin, Technische Universität, Diss., 2005
- Schneider 2008** SCHNEIDER, Falk ; LETTMANN, Markus: Variable Ventilsteuerzeiten für jedes Motorenkonzept. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 69 (2008-05), S. 414–419
- Schreiber 2006** SCHREIBER, Gert: *Untersuchung von Verbesserungspotentialen hinsichtlich Verbrauch und Drehmoment bei Ottomotoren mit Hilfe 1-dimensionaler Simulationsrechnung*. Kaiserslautern, Technische Universität, Diss., 2006
- Spicher 2002** SPICHER, Ulrich: Kenngrößen. In: VAN BASSHUYSEN, Richard (Hrsg.) ; SCHÄFER, Fred (Hrsg.): *Handbuch Verbrennungsmotor*. 2. Aufl. Braunschweig/Wiesbaden : Vieweg, 2002. - ISBN 3-528-13933-1, S. 15–26
- Szengel 2007** SZENGEL, Rüdiger ; MIDDENDORF, Hermann ; VOELTZ, Stefan ; LAUMANN, Alfons ; TILCHNER, Lutz ; THEOBALD, Jörg ; ETZRODT, Thomas ; KREBS, Rudolf: Der TSI-Motor mit 90 kW – Erweiterung der verbrauchsgünstigen Ottomotoren-Baureihe von Volkswagen. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 68 (2007-07/08), S. 538–545
- Tokuda 2006** TOKUDA, Hiromi ; YOSHINAGA, Toru ; NAKASHIMA, Tatsushi ; SUGIURA, Shinji ; SAITOH, Kimitaka ; OKABE, Shinichi: Flexible Design of Fuel Injection and Ignition Systems for Gasoline Direct Injection Engines. In: LENZ, Hans P. (Hrsg.): *27. Internationales Wiener Motorensymposium*. Band Nr. 622. Wien : VDI, 2006. - ISBN 3-18-362212-2, S. 364–387
- Topinka 2004** TOPINKA, Jennifer A. ; GERTY, Michael D. ; HEYWOOD, John B. ; KECK, James C.: *Knock Behavior of a Lean-Burn, H₂ and CO Enhanced, SI Gasoline Engine Concept*. SAE-Paper 2004-01-0975, 2004

-
- Tully 2003** TULLY, Edward J. ; HEYWOOD, John B.: *Lean-Burn Characteristics of a Gasoline Engine Enriched with Hydrogen from a Plasmatron Fuel Reformer*. SAE-Paper 2003-01-0630, 2003
- VW 2003** VOLKSWAGEN (Hrsg.): *Der 1,4l und 1,6l FSI-Motor mit Steuerkette*. Wolfsburg, Selbststudienprogramm Nr. 296, 2003
- VW 2006** VOLKSWAGEN (Hrsg.): *Der 1,4l TSI-Motor mit Doppelaufladung*. Wolfsburg, Selbststudienprogramm Nr. 359, 2006
- Weberbauer 2005** WEBERBAUER, Frank ; RAUSCHER, Martin ; KULZER, André ; KNOPF, Martin ; BARGENDE, Michael: Allgemein gültige Verlustteilung für neue Brennverfahren. In: *Motortechnische Zeitschrift* Jahrgang 66 (2005-02), S. 120–124
- Wissmann 2007** WISSMANN, Matthias: Vorwort. In: VDA (Hrsg.): *Auto Jahresbericht 2007*. Frankfurt am Main, 2007. - ISSN 0171-4317, S. 3–7
- Witt 1999** WITT, Andreas: *Analyse der thermodynamischen Verluste eines Ottomotors unter den Randbedingungen variabler Steuerzeiten*. Graz, Technische Universität, Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Diss., 1999
- Wurms 2006** WURMS, Rainer ; DENGLER, Stefan ; BUDACK, Ralf ; MENDEL, Günther ; DICKE, Thomas ; EISER, Axel: Audi valvelift system – ein neues innovatives Ventiltriebssystem von Audi. In: PISCHINGER, Stefan (Hrsg.) ; WALLENTOWITZ, Henning (Hrsg.): *15. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik*. Aachen, 2006, S. 1069–1093

A Anhang

A.1 Übersicht der Ventiltriebsparameter

Tabelle A.1: Ventiltriebsdaten der 1,6l Motoren

		1,6l FSI-Motor	1,6l Forschungsmotor
AUSLASS			
Phasenlagenvariation	Δ_{ANW}	—	0–40 °KW
Phasenlage	$(\varphi_{Pha})_A$	108 °KW	88–128 °KW
Steuerzeit AS	AS	349 °KW	332–372 °KW
Öffnungsdauer	$(\varphi_{Oed})_A$	194 °KW	198 °KW
Ventilhub	h_{AV}	9 mm	9, 2 mm
EINLASS			
Phasenlagenvariation	Δ_{ENW}	–40–0 °KW	–40–0 °KW
Phasenlage	$(\varphi_{Pha})_E$	85–125 °KW	84–124 °KW
Steuerzeit EÖ	$EÖ$	346–386 °KW	345–385 °KW
Öffnungsdauer	$(\varphi_{Oed})_E$	194 °KW	23–198 °KW
Ventilhub	h_{EV}	9 mm	1, 2–9, 2 mm

Tabelle A.2: Ventiltriebsdaten der 1,4l Motoren

		1,4l TSI-Motor	1,4l Forschungsmotor
AUSLASS			
Phasenlagenvariation	Δ_{ANW}	—	0–40 °KW
Phasenlage	$(\varphi_{Pha})_A$	108 °KW	86–126 °KW
Steuerzeit AS	AS	352 °KW	334–374 °KW
Öffnungsdauer	$(\varphi_{Oed})_A$	200 °KW	108–248 °KW
Ventilhub	h_{AV}	9 mm	5–9, 2 mm
EINLASS			
Phasenlagenvariation	Δ_{ENW}	–40–0 °KW	–40–0 °KW
Phasenlage	$(\varphi_{Pha})_E$	79–119 °KW	82–122 °KW
Steuerzeit EÖ	$EÖ$	340–380 °KW	343–383 °KW
Öffnungsdauer	$(\varphi_{Oed})_E$	194 °KW	23–198 °KW
Ventilhub	h_{EV}	9 mm	1, 2–9, 2 mm

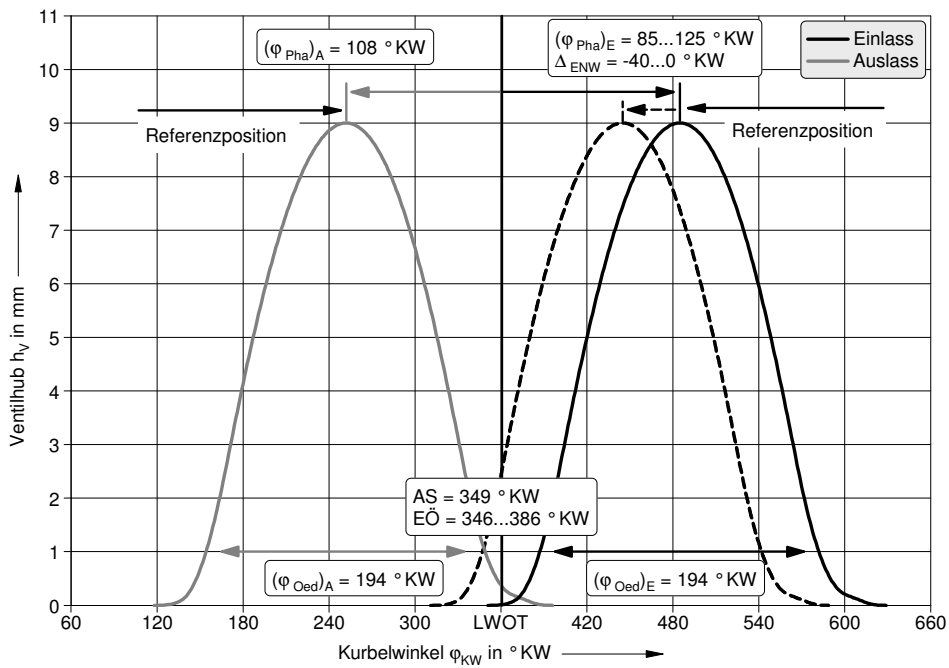


Bild A.1: Ventiltriebsvariabilität des 1,6l FSI-Motors

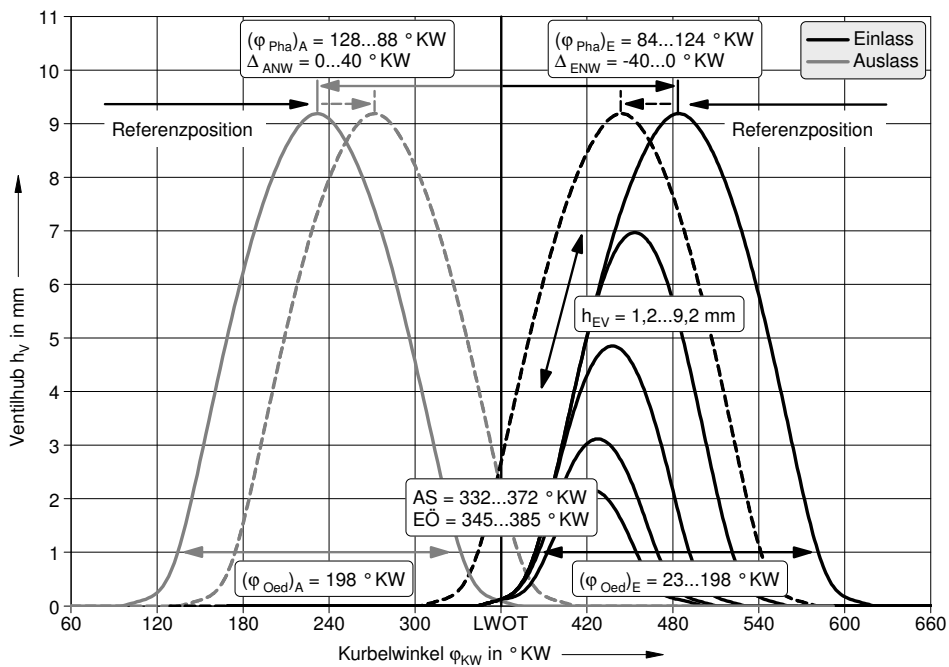


Bild A.2: Ventiltriebsvariabilität des 1,6l Forschungsmotors anhand ausgewählter Ventilerhebungskurven

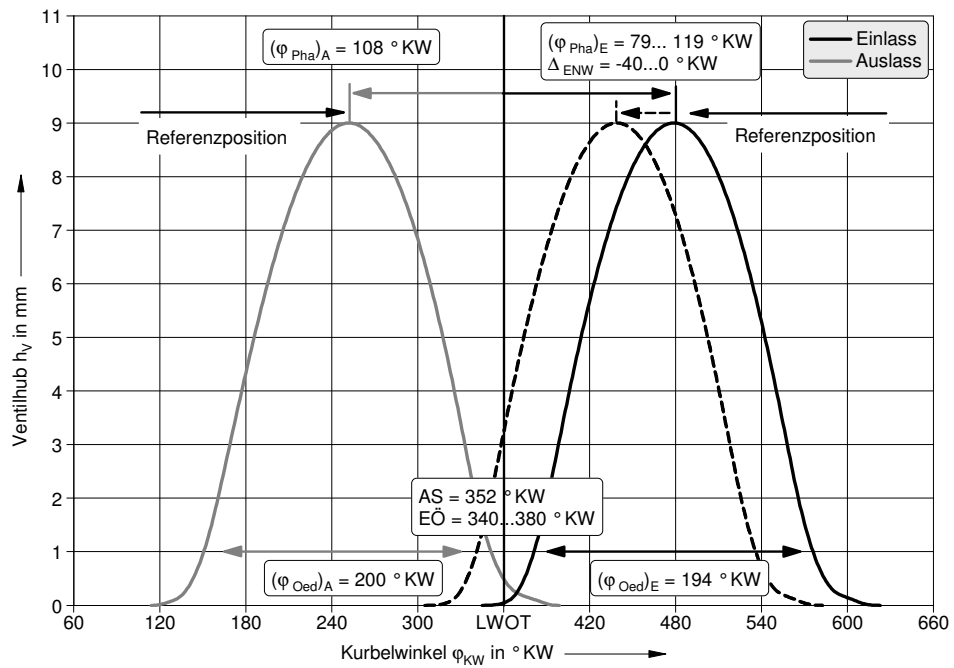


Bild A.3: Ventiltriebsvariabilität des 1,41 TSI-Motors

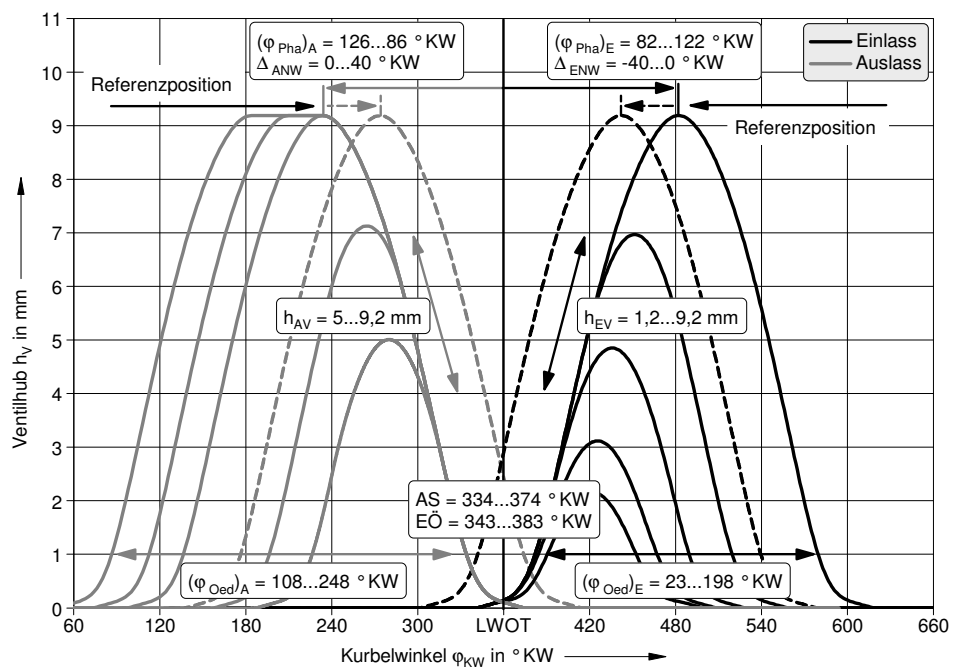


Bild A.4: Ventiltriebsvariabilität des 1,41 Forschungsmotors anhand ausgewählter Ventilerhebungskurven

A.2 Aufbau und Funktion des Strömungsprüfstandes

Zur Vermessung des Volumenstroms und der Zylinderinnenströmung von Zylinderköpfen kommt am Institut für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg ein Strömungsprüfstand der Firma JAROS zum Einsatz. Den prinzipiellen Aufbau des Strömungsprüfstandes zeigt **Bild A.5**. Die Nummerierungen kennzeichnen dabei folgende Funktionalitäten [Naumann 2007]:

1. Pumpe zur Unterdruckerzeugung
2. Venturi-Düse zur Volumenstrommessung
3. Messkopf mit Druckmesssonde
4. Luftring mit Innenring
5. Messobjekt
6. Ventilhubverstelleinheit
7. Steuereinheit.



Bild A.5: Strömungsprüfstand des Instituts für Mobile Systeme der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg [Naumann 2007]

Die Erfassung des Volumenstroms erfolgt mittels einer Venturi-Düse, **Bild A.6**. Der von der Unterdruckpumpe erzeugte konstante Volumenstrom fließt durch die Querschnitte A_1 und A_2 , wo jeweils der Gesamtdruck p_1 und p_2 erfasst wird.

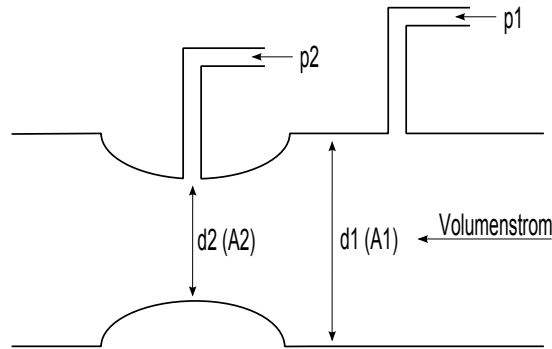


Bild A.6: Schematische Darstellung einer Venturi-Düse

Unter den Randbedingungen einer stationären, inkompressiblen Strömung gilt die Kontinuitätsgleichung:

$$v_1 \cdot A_1 = v_2 \cdot A_2 \quad (\text{A.1})$$

$$\Rightarrow v_1 = v_2 \cdot \frac{A_2}{A_1} . \quad (\text{A.2})$$

Unter den gegebenen Randbedingungen gilt die folgende Bernoulli-Gleichung:

$$\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_1^2 + p_1 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot v_2^2 + p_2 . \quad (\text{A.3})$$

Gleichung A.2 eingesetzt in Gleichung A.3 ergibt nach einigen Umformungen:

$$v_2 = \sqrt{\frac{2 \cdot (p_1 - p_2)}{\rho} \cdot \frac{1}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} . \quad (\text{A.4})$$

Mit dem bekannten Querschnittsverhältnis (A_2/A_1) und der gemessenen Druckdifferenz ($p_1 - p_2$) lässt sich die Geschwindigkeit v_2 und schließlich mit Hilfe der Beziehung

$$\dot{V} = v_2 \cdot A_2 \quad (\text{A.5})$$

der gesuchte Volumenstrom berechnen [Naumann 2007].

Mit dem eingesetzten Strömungsprüfstand lassen sich neben dem Volumenstrom auch die Geschwindigkeitsvektoren der Zylinderinnenströmung in verschiedenen Messebenen erfassen und darstellen. Die Messebenen definieren sich hierbei als horizontale Schnittebenen

durch den Zylinder mit festgelegtem Abstand zum Zylinderkopf. Auf diesen Messebenen lassen sich äquidistant verteilte Messpunkte auswählen, wobei die Anzahl und Lage der Messpunkte in bestimmten Schrittweiten von der Prüfstandssoftware vorgegeben werden [Naumann 2007].

Während einer Messung werden die einzelnen Messpunkte von einer Messsonde nacheinander angefahren. Die Erfassung des Geschwindigkeitsvektors in einem Messpunkt basiert dabei auf einer Druckmessung und anschließender Berechnung des dynamischen Geschwindigkeitsanteils. Die Druckmesssonde verfügt hierzu über zwei Öffnungen, die in einem Winkel von $\alpha = 70.5^\circ$ angeordnet sind. Dieser Winkel ist so gewählt, dass eine Druckerfassung in den Richtungen der vier Raumdiagonalen eines Würfels erfolgen kann, welche sich im Messpunkt schneiden. An jedem Messpunkt werden so insgesamt acht Einzelmessungen durchgeführt. Der Geschwindigkeitsvektor entlang einer Raumdiagonalen ergibt sich aus der gemessenen Druckdifferenz. Durch vektorielle Addition der Geschwindigkeiten in allen vier Richtungen der Raumdiagonalen lässt sich der resultierende Geschwindigkeitsvektor im Messpunkt bestimmen [Naumann 2007]. Aus den ermittelten Geschwindigkeitsvektoren in einer Messebene lassen sich anschließend die gewünschten Ladungsbewegungskennzahlen berechnen.

A.3 Rohemissionen bei externer Abgasrückführung im Vollastbetrieb

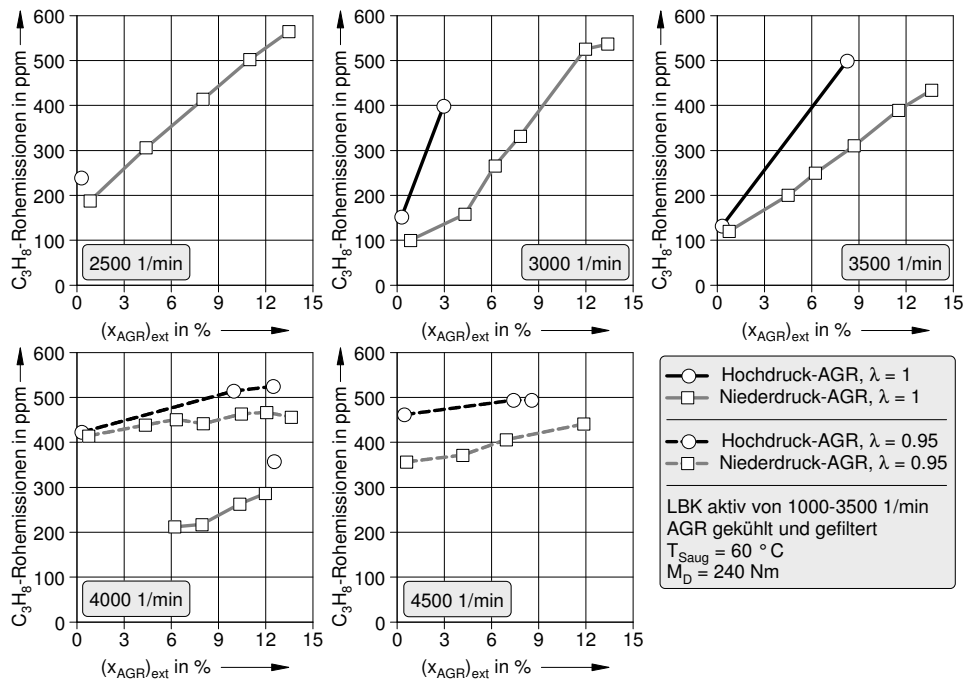


Bild A.7: C_3H_8 -Rohemissionen in Abhängigkeit von der AGR-Rate bei einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung in verschiedenen Vollast-Betriebspunkten

A.3 Rohemissionen bei externer Abgasrückführung im Vollastbetrieb

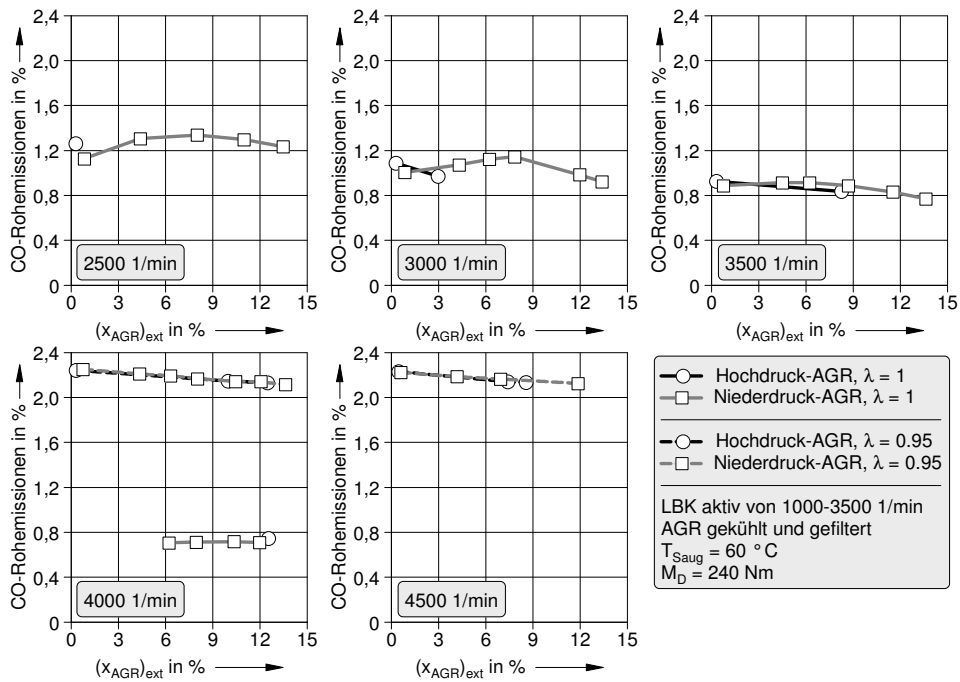


Bild A.8: CO-Rohemissionen in Abhängigkeit von der AGR-Rate bei einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung in verschiedenen Vollast-Betriebspunkten

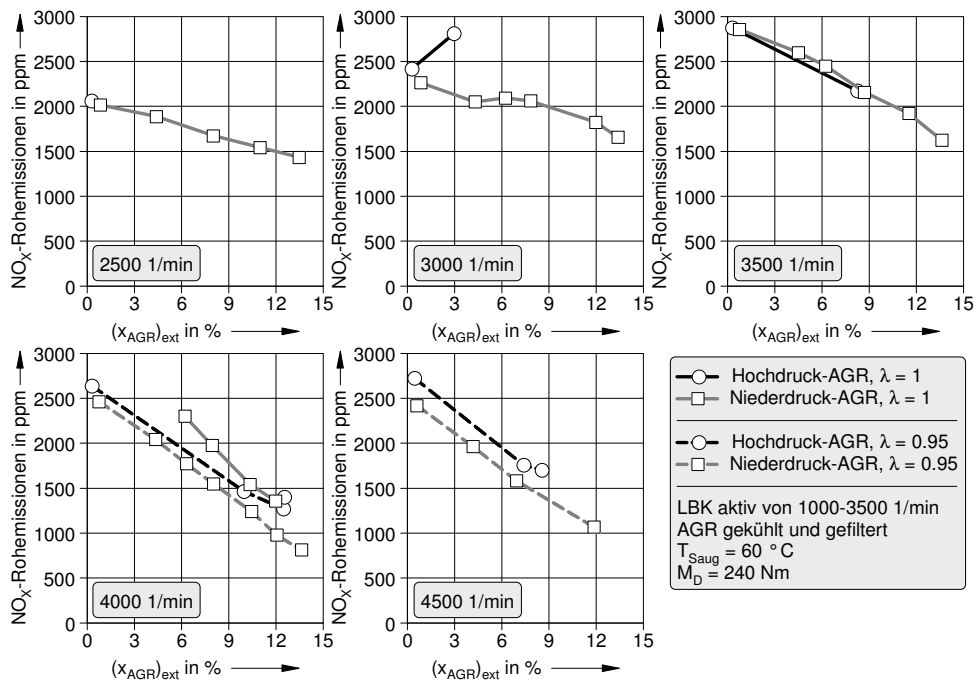


Bild A.9: NO_x-Rohemissionen in Abhängigkeit von der AGR-Rate bei einer Hochdruck- und Niederdruck-Abgasrückführung in verschiedenen Vollast-Betriebspunkten

Lebenslauf

Persönliche Daten

Name: Eike-Philippe Bunsen
Geburtsdatum: 08. Oktober 1979
Geburtsort: Hamburg

Schule und Zivildienst

07/1992 – 07/1999 Gymnasium Herderschule in Lüneburg,
Abschluss: Abitur
08/1999 – 09/2000 Zivildienst beim Arbeiter-Samariter-Bund in Lüneburg

Studium

02/2001 – 02/2005 Hochschule für Angewandte Wissenschaften in Hamburg,
Studiengang Fahrzeugtechnik,
Fachrichtung Antrieb und Fahrwerk,
Abschluss: Dipl.-Ing (FH)

Beruflicher Werdegang

07/2005 – 06/2008 Doktorand bei der Volkswagen AG in Wolfsburg,
Abteilung: Antriebsforschung Ottomotoren
seit 07/2008 IAV GmbH in Gifhorn,
Abteilung: Powertrain Mechatronik Ottomotoren Systeme

Veröffentlichungen

02/2007 *Verbrauchspotenziale durch Einlassventilhub- und Steuerzeitenvariation
– ein mechanisch vollvariables Ventiltriebsystem an einem 1,6l Motor
mit Benzindirekteinspritzung.*
Haus der Technik Fachtagung „Variable Ventilsteuerung“
11/2007 *Vom variablen Ventiltrieb zum hocheffizienten Brennverfahren.*
ATZ/MTZ Konferenz „Ladungswechsel im Verbrennungsmotor“