

**Untersuchung von Verbesserungspotentialen  
hinsichtlich Verbrauch und Drehmoment bei  
Ottomotoren mit Hilfe 1-dimensionaler  
Simulationsrechnung**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Technischen Universität Kaiserslautern zur Verleihung des  
akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN

(Dr.-Ing.)  
genehmigte

**DISSERTATION**

von Diplom-Ingenieur  
Gert Schreiber

**D 386**

Kaiserslautern 2006



---

**Untersuchung von Verbesserungspotentialen  
hinsichtlich Verbrauch und Drehmoment bei  
Ottomotoren mit Hilfe 1-dimensionaler  
Simulationsrechnung**

Vom Fachbereich Maschinenbau und Verfahrenstechnik  
der Technischen Universität Kaiserslautern zur Verleihung des  
akademischen Grades eines

DOKTORS DER INGENIEURWISSENSCHAFTEN

(Dr.-Ing.)  
genehmigte

**DISSERTATION**

von Diplom-Ingenieur  
Gert Schreiber  
aus Weisenheim am Berg

Tag der mündlichen Prüfung: 26.01.2006

Dekan: Prof. Dr.-Ing. J. Aurich  
Vorsitzender: Prof. Dr.-Ing. S. Ripperger  
1. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. habil. W. Müller  
2. Gutachter: Prof. Dr.-Ing. D.-H. Hellmann

---

Felix qui potuit rerum cognoscere causas.

Vergil

Glücklich ist der, dem es gelang, den Grund der Dinge zu erkennen.

---

## Vorwort

Im Rahmen meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren des Fachbereichs Maschinenbau und Verfahrenstechnik an der Technischen Universität Kaiserslautern entstand die vorliegende Dissertationsschrift.

Herrn Prof. W. Müller gilt mein persönlicher und ganz besonderer Dank, da er durch sein überaus großes Interesse an der Thematik und seine herausragende Motivationsfähigkeit wesentlich zum Gelingen der Arbeit beigetragen hat. Viele Diskussionen und Anregungen waren ebenso hilfreich, wie die kleinen Kaffeepausen zwischendurch. Außerdem möchte ich mich für die Übernahme eines Referates bei ihm bedanken.

Herr Prof. Ripperger hat freundlicherweise den Vorsitz des Promotionsverfahrens übernommen und mit großem Interesse die Arbeit verfolgt.

Mein herzlicher Dank gebührt ebenfalls Herrn Prof. Hellmann für die Übernahme eines Referates im Rahmen meines Promotionsverfahrens. Seine natürliche und freundliche Art ist mir in ständiger Erinnerung.

Für die finanzielle Förderung des Projektes „Verbrauchsminderungspotentiale verschiedener Ottomotorenkonzepte“ durch die Robert Bosch GmbH / Schwieberdingen, durch die die Arbeit ermöglicht wurde, möchte ich mich ganz besonders herzlich bedanken. Stellvertretend hierfür spreche ich meinen Dank an Herrn Gehrhardt und Herrn Klenk aus dem Bereich Gasoline Systems aus.

Ich möchte mich weiterhin bei allen Hilfskräften, Studien- und Diplomarbeitern für ihren Arbeitseinsatz bedanken.

Zuletzt möchte ich noch einen Dank an meine Eltern aussprechen, die meine Ausbildung ermöglicht und mich stets bestmöglichst unterstützt haben. Da das Beste bekanntermaßen zum Schluß kommt, sei an dieser Stelle meine Ehefrau Nadine erwähnt, der ich für das Korrekturlesen danke, aber vielmehr für die Geduld und die permanenten „Motivationsschübe“, die sie mir entgegenbrachte.

Meine 4 1/2-jährige Zeit als Mitarbeiter am Lehrstuhl war eine sehr abwechslungsreiche und Gewinn bringende Zeit, an die ich mich immer gerne zurückerinnern werde.

Danke!



## Abstract

Nowadays the combustion engine, which is driven by fossile fuels, is the most spread drive in the automobile sector. Alternative concepts, like Hybrid-, Diesel-substitute-, CNG- or hydrogen-cars, will be developed, but will be always in minority since fossile fuel is available in economic ways. Both saving fuel consumption and improving torque and power output are the issues of the further development of Otto engines to come into regions where the competing Diesel engine stands. The development potential in these areas is still clearly very high.

Currently the simulation of the combustion engine process is a fixed part in the development and improvement of engines. With it you can calculate the output of torque, fuel consumption and even emissions in advance with high precision . But also in accompany to the development, engine process simulation is applied to save time and costs by reducing engine testing and optimising degrees of freedom. The performance of today´s commercial simulation programmes has reached a high level and is still increasing. Worldwide mostly used from engine manufacturers and their costumers is the software GT-Power from Gamma Technologies Inc., Westmond/USA. It is based on the 1-dimensional gas exchange calculation and has interfaces to 3D-CFD codes like Star-CD and FLUENT or to the software Matlab/Simulink.

This present work deals with the investigation of some selected improvement potentials of Otto engines with regard to fuel consumption and torque output using engine process simulation. Especially the connections from the causes and their effects of a potential will be explained. For real engine modelling mainly the software GT-Power is used, controlled with Matlab/Simulink. But also with idealized and simplified engine simulation tools like VOMO or the rapid prototyping software ASCET SD, substantial modells and potentials can be derived.

As a most simple representative of an engine simulation tool, the Fortran code VOMO was used. It describes the high pressure loop of the combustion process thermodynamically. General statements of the influence of the compression ratio and of the equivalence ratio have been done. This consideration corresponds the today´s attempt to come to areas of Diesel engine efficiencies. With Gasoline Direct-Injection GDI and Turbo Charging, higher compression ratios and even higher lambda´s are possible to save fuel.

When opening the exhaust valve, a considerable amount of exhaust pressure energy is lost to the high pressure loop. An estimation shows high potential to gain the efficiency if the exhaust gas could be expanded to boundary conditions, but only with extreme high compression ratios, which is not feasible. A more realistic investigation with a Diesel engine similar  $\epsilon$  of 20 shows still a not neglectable potential to raise the efficiency of 7 to 10%.

A throttle controlled Otto engine has always the disadvantage of the pumping work during gas exchange in part load. Several methods to minimize these losses are possible. GDI uses the effect of dethrottling by a high excess of air to drive the engine lean. The problem with it is the  $\text{NO}_x$  reduction in the exhaust gas aftertreatment. Another possibility to have the same effect of dethrottling is to drive with a corespondent excess of exhaust gas in the cylinder. The advantage to GDI would be that  $\lambda=1,0$  can be kept, so that an high amount of stoichiometric exhaust gas stays in the cylinder during the gas exchange. At the same time this high inner engine EGR rate will reduce  $\text{NO}_x$  to a minimum. Turned over can these high EGR rates with a fully variable electromechanical valvetrain that can provide the necessary valve timings. Simulations in ASCET-SD have shown that in typical part load points, the fuel consumption can be lowered for about 20%, which is comparable to GDI. EGR rates of 60% are therefore necessary.

Turbo Charging becomes more and more important for Otto engines to increase the torque and power output. But the naturally aspirated engine has still some advantages to the turbo driven engine in the area of fuel consumption at full load, transient behaviour or catalysts light- off. With a variable manifold geometrie in combination with a variable inlet valvetrain, it is possible to improve the volumetric efficiency in a wide range of engine speed. GT-Power simulations show that an optimal matching of the length of the inlet port arms leads to volumetric efficiencies near 110% by using the gasdynamic boost effects of the pulsating intake flow. The combination with a variable intake camshaft brings additional benefits, especially at low engine speeds by avoiding a backflow of cylinder charge to the intake port.

Downsizing concepts are a consequent way for turbocharged engines to reduce fuel consumption. The combination of turbo charging, GDI and a variable inlet valvetrain was investigated on a small engine and simulated in GT-Power. With early cam timing it was possible to improve the torque by 50%. But in this point it comes also to undesired air scavenging because of the high valve overlapping and leads to diminished trapping ratios. The exhaust gas composition is then characterised by peaks of lean and enriched fractions but has still overall stoichiometric composition. If it would be possible to oxidize the scavenged air with the unburned fuel before the turbine, the potential to improve the low end torque would be additional 30%.

Another possibility to improve the stationary and transient torque of turbo charged engines is with the help of an additional electric driven compressor. Experimental investi-



---

gations of an 14V driven E-compressor in the vehicle AUDI 1,8T served as a basis to generate simulation models to optimize the system. A limitation of the current, that is depending of engine speed is reasonable to reduce the strain for the power unit. 120A to 180A and briefly electrical power demands of 1,5 to 2,4kW are sufficient to have a transient speed-up of the torque within 0,5 and 1s. The influence of different compressor wheel materials (Aluminium or plastic) plays a minor role.

The question what kind of system becomes established in the future to reduce fuel consumption and simultaneously to increase the torque is hard to answer. Certain measures and their combination have been shown to be suitable to fulfill these needs. GDI, turbocharging and variable valvetrains will be the key issues for future Otto engines.



---

# Inhaltsverzeichnis

<b>1. Einleitung</b> .....	<b>1</b>
<b>2. Motorische Vergleichsprozesse</b> .....	<b>3</b>
2.1 Idealisierte Vergleichsprozesse .....	3
2.1.1 Gleichraumprozeß .....	4
2.1.2 Gleichdruckprozeß .....	5
2.1.3 Grenzdruckprozeß .....	6
2.2 Der vollkommene Motor .....	7
2.2.1 Definition .....	7
2.2.2 Wirkungsgrad .....	8
2.2.3 Maximale Arbeit von technischen Kraftstoffen .....	9
2.2.4 Isentrope Kompression .....	11
2.2.5 Verbrennung im chemischen Gleichgewicht .....	11
2.2.6 Isentrope Expansion .....	14
2.2.7 Lösungsverfahren .....	15
<b>3. Prozeßrechnung am realen Motor</b> .....	<b>17</b>
3.1 Kinematik des Kurbeltriebes .....	18
3.2 Eindimensionale Gasdynamik .....	21
3.2.1 Massenerhaltungssatz .....	21
3.2.2 Impulserhaltungssatz .....	22
3.2.3 Energieerhaltungssatz .....	23
3.2.4 Lösungsverfahren .....	24
3.3 Durchflußgesetze .....	26
3.4 Ein-Zonenmodell .....	27
3.4.1 Massen- und Energiebilanz .....	27
3.4.2 Innere Energie .....	28
3.4.3 Mechanische Arbeit .....	30
3.4.4 Wärmeübertragung im Zylinder .....	30

---

3.4.5 Verbrennung .....	32
3.4.6 Sonstige Modelle .....	38
3.5 Abgasturboaufladung .....	40
3.5.1 Grundlagen .....	40
3.5.2 Aufbau des Abgasturboladers .....	44
3.5.3 Entwicklungstendenzen .....	49
<b>4. Versuchsträger und Simulationsmodelle .....</b>	<b>53</b>
4.1 Versuchsmotoren .....	53
4.2 Prüfstands Aufbau und Versuche .....	56
4.2.1 Stationärer Motorenprüfstand des Forschungsmotors .....	56
4.2.2 Rollenprüfstand (Audi 1,8T) .....	57
4.3 Simulationsmodelle .....	58
4.3.1 Forschungsmotor .....	58
4.3.2 Audi A4 1,8T .....	59
4.3.3 Audi 2,0 S .....	61
<b>5. Idealisierte Motorprozeßrechnung .....</b>	<b>65</b>
5.1 Simulationen mit VOMO .....	65
5.1.1 Einfluß von $\lambda$ und $\epsilon$ .....	66
5.1.2 Einfluß von Nachreaktionen während der Expansion .....	68
5.1.3 Vollständige Abgasexpansion .....	70
5.2 Simulationen mit ASCET .....	73
5.2.1 Erweiterte Abgasexpansion .....	73
5.2.2 Innermotorische Hoch-Abgasrückführung .....	78
<b>6. Reale Motorprozeßrechnung .....</b>	<b>87</b>
6.1 Variable Nockenwellensteuerung und variables Schaltsaugrohr bei Saugmotoren .....	87
6.1.1 Potential der Saugrohrumschaltung .....	87
6.1.2 Potential variabler Einlaßnockenwellensteuerung .....	91
6.1.3 Verbrauchspotential der variablen Einlaßnockenwellensteuerung .....	95
6.1.4 Vergleich mit vollvariablen Ventiltrieben .....	98
6.2 Variable Nockenwellensteuerung am kleinen abgasturboaufgeladenen Motor .....	104
6.2.1 Validierung des Simulationsmodells .....	104
6.2.2 Effekte bei hoher Ventilüberschneidung .....	107
6.2.3 Differenzierung der auftretenden Effekte .....	110
6.2.4 Nachoxidation unverbrannter Kraftstoffreste im Abgas .....	116

---

6.3 Elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung .....	122
6.3.1 Betriebsverhalten des EZV .....	123
6.3.2 Validierung der Simulationsmodelle .....	126
6.3.3 Dynamische Drehmomentunterstützung .....	130
6.3.4 Dynamische und stationäre Drehmomentunterstützung .....	134
<b>7. Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>139</b>
<b>8. Literaturverzeichnis .....</b>	<b>143</b>



# 1. Einleitung

Der mit fossilen Brennstoffen betriebene Verbrennungsmotor ist heutzutage der dominierende Antrieb im Individualverkehr und wird es auch in den nächsten 2 bis 3 Jahrzehnten sein. Alternative Antriebskonzepte, wie z.B. Hybrid-, Dieselsubstitut-, Erdgas- oder Wasserstofffahrzeuge, werden zwar immer stärker technisch und politisch forciert, bleiben aber kurz- und mittelfristig immer noch in der Minderheit, solange fossiler Kraftstoff wirtschaftlich verfügbar ist.

Aus dieser Tatsache heraus, muß es die oberste Anstrengung der Entwicklungsingenieure in der Automobilindustrie sein, den heutigen Entwicklungsstand der Verbrennungsmotoren weiter zu optimieren. Das Entwicklungspotential sowohl bei Otto- als auch bei Dieselmotoren ist unumstritten hoch. Insbesondere die Kriterien Kraftstoffverbrauch ( $\text{CO}_2$ -Emission) und Schadstoffemission sind Spannungsfelder, zwischen denen man sich bei der Motorenentwicklung bewegt.

Der Ottomotor, der sich bisher durch seine niedrigeren Herstellungskosten, hohe Leistungsdichte und beherrschte Abgasnachbehandlung behauptete, bekommt durch den Dieselmotor große Konkurrenz. Elektronische Hochdruckeinspritzung, Abgasurboaufladung und deutliche Verbrauchsvorteile auf der Seite des Diesels, treiben die Entwicklung des Ottomotors zusätzlich in die richtige Richtung.

Die Simulation des Verbrennungsmotorenprozesses ist heutzutage fester Bestandteil bei der Entwicklung von Motoren. Mit ihr lassen sich bereits im Vorfeld mit hoher Genauigkeit Aussagen bezüglich Leistung, Drehmoment, Verbrauch und Emissionen abschätzen. Aber auch entwicklungsbegleitend wird die Motorprozeßrechnung eingesetzt, um zeitaufwendige Versuche einzusparen und motortechnische Freiheitsgrade zu optimieren.

Die Leistungsfähigkeit heutiger Simulationsprogramme ist auf einem sehr hohem Niveau und wächst zunehmend. Nahezu jeder Anwendungsfall des Verbrennungsmotors läßt sich detailgetreu modellieren. Das weltweit am häufigsten von nahezu allen Automobilfirmen und -zulieferern eingesetzte Simulationswerkzeug zur Ladungswechselanalyse ist GT-POWER von Gamma Technologies Inc, Westmond/USA. Dieses kommerzielle Programm beruht auf der 1-dimensionalen Ladungswechselberechnung und bietet Schnittstellen zu den CFD-Programmen Star-CD und FLUENT,

sowie zur Regelungssoftware Matlab/Simulink.

Im Rahmen dieser vorliegenden Arbeit werden mit Hilfe der Simulationsrechnung einige ausgewählte Verbesserungspotentiale hinsichtlich Verbrauch und Drehmoment bei Ottomotoren aufgezeigt und bewertet. Insbesondere werden die Zusammenhänge der Effekte und deren Ursachen einzelner verbrauchssparender bzw. drehmomentfördernder Maßnahmen erläutert. Zum Einsatz kommen überwiegend die Software GT-POWER und Matlab/Simulink zur realen Motorprozeßrechnung. Aber auch mit einfacheren Modellen unter der Rapid Prototyping Software ASCET SD und dem Fortran-Programm VOMO, die unter idealisierten Bedingungen rechnen, werden aussagekräftige Modelle erstellt und Potentiale abgeleitet.

Verbrauchs- und drehmomentverbessernde Maßnahmen bei Ottomotoren zielen im wesentlichen darauf ab, die vorhandenen Verluste zu minimieren. Der  $\lambda=1$ -geregelte Ottomotor hat durch die Quantitätsregelung in der Teillast hohe Wirkungsgradverluste durch den Ladungswechsel. An der Vollast ist der Verbrauch ebenfalls schlechter, als beim Dieselprozeß aufgrund des niedrigeren Luftverhältnisses und der geringeren Verdichtung. Die aktuellen Bestrebungen, den Verbrauch des Ottomotors zu reduzieren, beruhen somit auf der „Verdieselung“ des Arbeitsprozesses sowohl in der Hoch- als auch in der Niederdruckschleife. In der vorliegenden Arbeit werden die ottomotorischen Konzepte variable Ventilsteuerung, variables Verdichtungsverhältnis, Benzin-Direkt-Einspritzung, Abgasturboaufladung und elektrisch unterstützte Hilfsaufladung, sowie einige sinnvolle Kombinationen, untersucht.

Im folgenden Kapitel 2 wird auf die Theorie der vollkommenen Motorprozeßrechnung eingegangen, die die Grundlage des Rechenmodells unter VOMO bildet. In Kapitel 3 werden die thermodynamischen Grundlagen der realen Ladungswechselberechnung resümiert, wie sie heute Stand der Technik ist. Die detaillierte Beschreibung, Parametrisierung und Abgleich der Simulationsmodelle bedarf zahlreicher Motor- und Fahrzeugmessungen. Die Darstellung von Versuchsträger, Prüfstandsaufbau und der Simulationsmodelle erfolgt in Kapitel 4. Die Ergebnisse der einzelnen Potentialstudien werden in Kapitel 5 und 6 herausgearbeitet. Die Arbeit schließt in Kapitel 7 mit einer Zusammenfassung der Potentialbetrachtungen zu dem Thema „*Verbesserung von Verbrauch und Drehmoment bei Ottomotoren*“ ab.



## 2. Motorische Vergleichsprozesse

Die einfachste Art der Motorsimulation kann mit Hilfe des idealisierten Vergleichsprozesses durchgeführt werden. Aufbauend auf diesen wird der vollkommene Motorprozeß abgeleitet. In ihm kann bereits eine mehr oder weniger detailgetreue Nachbildung der Verbrennung, die von vorgegebenen Randbedingungen abhängig ist, eingebunden werden. Im nachfolgenden Kapitel werden die allgemein gültigen rechnerischen Grundlagen und physikalischen Zusammenhänge der vereinfachten idealisierten Motorprozeßrechnung beschrieben.

### 2.1 Idealisierte Vergleichsprozesse

Die einfachsten Vertreter zur Nachbildung motorischer Abläufe sind die geschlossenen Kreisprozesse. Sie haben zwar im Rahmen dieser Arbeit keine größere Relevanz, werden aber dennoch als Einstieg in die Welt der Simulation erläutert [6, 11, 32].

Folgende grundlegenden Annahmen werden der Beschreibung zu Grunde gelegt:

- ♦ geschlossener Prozeß
- ♦ isentrope Kompression und Expansion
- ♦ Verbrennung wird ersetzt durch Wärmezufuhr von außen
- ♦ Ladungswechsel wird ersetzt durch Wärmeabfuhr
- ♦ kalorisch ideales Gas:  $c_p, c_v \neq f(T)$
- ♦ thermodynamische Stoffdaten von Luft

Ausgehend vom 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme kann man den Gesamtprozeß wie folgt beschreiben:

$$w + q = \Delta h_{\text{total}} = \Delta h + \Delta \frac{c^2}{2} + g\Delta z \quad \text{Gleichung 2-1}$$

Da der Kreisprozeß definitionsgemäß geschlossen ist, ist die rechte Gleichungsseite null. Die über die Systemgrenzen transportierte Wärmemenge ist die Summe aus zu- und abgeführter Wärme, so daß sich unter Einbeziehung der Wirkungsgraddefinition

$$\eta_{\text{th}} = \left| \frac{w}{q_{\text{zu}}} \right| \quad \text{Gleichung 2-2}$$

der allgemeingültige Zusammenhang für alle drei idealisierten Kreisprozesse ergibt:

$$\eta_{\text{th}} = 1 + \frac{q_{\text{ab}}}{q_{\text{zu}}} = 1 + \frac{q_{41}}{q_{23}} \quad \text{Gleichung 2-3}$$

### 2.1.1 Gleichraumprozeß

Der Verlauf eines Prozesses mit isochorer Wärmezufuhr, der auch als *Witzscher* Prozeß bezeichnet wird, ist schematisch in Abbildung 2-1 gezeigt. Eine isochore Wärmezufuhr bedeutet im übertragenen Sinne für den realen Motor eine unendlich schnelle Verbrennung, was aufgrund der Reaktionskinetik nicht der Fall ist.

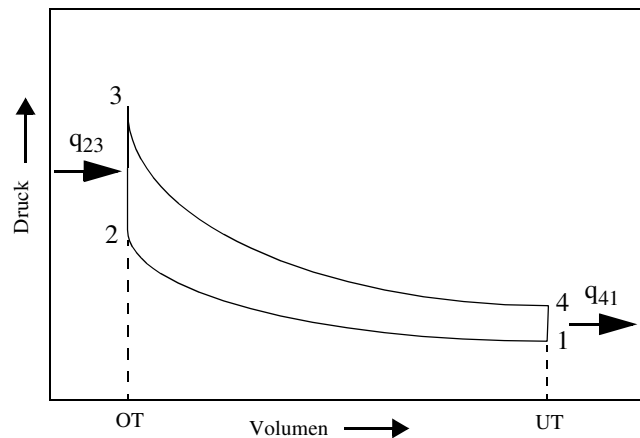


Abbildung 2-1 Idealisierter Motorenprozeß mit isochorer Wärmezufuhr im p-V-Diagramm

Die hierbei zu- und abgeführten Wärmen sind proportional zur jeweiligen Temperaturdifferenz. Für den Wirkungsgrad des GR-Prozesses erhält man:

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{T_1}{T_2} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Gleichung 2-4}$$

Somit ist der thermische Wirkungsgrad lediglich vom Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  abhängig. Überträgt man diese Verhältnisse auf den realen Motor, bedeutet dies, daß mit zunehmendem  $\varepsilon$  auch der Wirkungsgrad steigt. Aktuelle Entwicklungen bei Motoren mit variablem Verdichtungsverhältnis versuchen diesen Vorteil zu nutzen. Triebwerksbelastungen, Klopfgefahr, höhere Reibleistung und Bauraumbegrenzung durch die Ladungswechselventile begrenzen allerdings den positiven Effekt einer Wirkungsgraderhöhung durch Anhebung von  $\varepsilon$ .

### 2.1.2 Gleichdruckprozeß

Ein Prozeß mit isobarer Wärmezufuhr, auch *Güldner*-Prozeß genannt, ist schematisch in Abbildung 2-2 dargestellt.

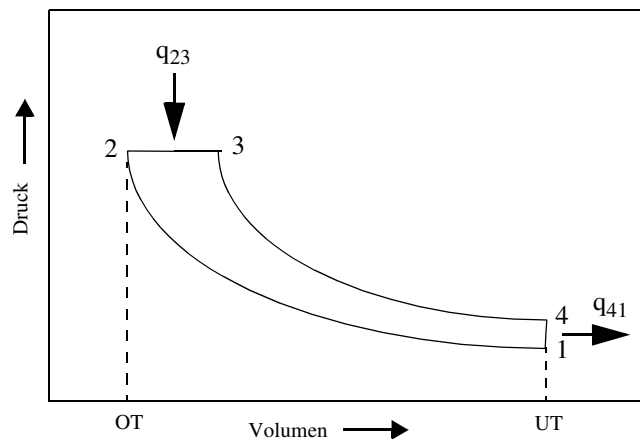


Abbildung 2-2 Idealisierter Motorenprozeß mit isobarer Wärmezufuhr im p-V-Diagramm

Die zugeführte Wärmemenge  $q_{23}$  wird im Gegensatz zum isochoren Prozeß nicht unmittelbar in OT zugeführt, sondern in endlicher Zeitdauer in der Abwärtsbewegung des Kolbens, beginnend bei OT. Im übertragenen Sinne auf den realen Motor entspricht dies der Vorgabe einer Brenndauer  $\Delta\varphi_B$ .

Führt man das Temperaturverhältnis  $\tau = T_3/T_1$  ein, so ist der Wirkungsgrad für den Gleichdruckprozeß

$$\eta_{th} = 1 - \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{\tau^\kappa \cdot \varepsilon^{\kappa(1-\kappa)} - 1}{\tau - \varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Gleichung 2-5}$$

Aus Gleichung 2-5 geht hervor, daß der Wirkungsgrad mit steigendem Temperaturverhältnis  $\tau$  abfällt. Mit anderen Worten ausgedrückt steigt  $\eta$  bei sinkender Maximaltemperatur  $T_3$ . Diesen Effekt machen sich insbesondere mager betriebene Motoren, z. B. Dieselmotoren und geschichtet betriebene Benzin-Direkteinspritzung-Motoren zu Nutze, da durch den hohen Anteil an Luftüberschuß die maximale Prozeßtemperatur abnimmt. Die aus dem Prozeß gewonnene spez. Arbeit  $w$  nimmt natürlich mit fallendem  $\tau$  ab, somit sind für den realen Motor bzgl. Leistungsanforderung und Magerbetrieb Grenzen gesetzt.

### 2.1.3 Grenzdruckprozeß

Der Prozeß mit teilweise isochorer und teilweise isobarer Wärmezufuhr wird als Grenzdruckprozeß oder auch als *Seiliger*-Prozeß bezeichnet und ist in Abbildung 2-3 schematisch dargestellt.

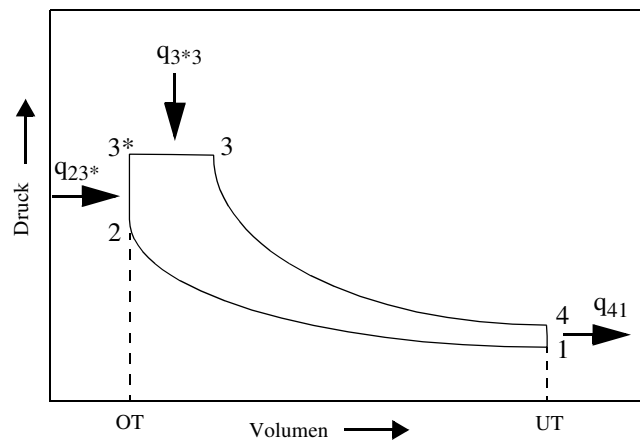


Abbildung 2-3 Idealisierter Motorenprozeß mit teils isochorer und teils isobarer Wärmezufuhr im p-V-Diagramm

Die Unterteilung der Wärmezufuhr in die beiden Anteile bedeutet eine realitätsnähere Betrachtung des Verbrennungsablaufes in realen Motoren. Grundsätzlich ist man aus Verbrauchsgründen bestrebt, den Schwerpunkt der Verbrennung sehr nahe bzw. kurz nach OT zu legen, um aus dem isochoren Anteil einen hohen Wirkungsgrad zu erzielen. Die isobare Wärmezufuhr  $q_{3^*3}$  stellt den nach dem Schwerpunkt verbrennenden Anteil dar.

Führt man zusätzlich zu  $\tau$  das Temperaturverhältnis  $\tau^* = T_{3^*}/T_1$  ein, läßt sich der thermische Wirkungsgrad folgendermaßen beschreiben:

$$\eta_{th} = 1 - \frac{\tau^\kappa (\tau^* \epsilon)^{1-\kappa} - 1}{\tau^* + \kappa(\tau - \tau^*) - \epsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Gleichung 2-6}$$

## 2.2 Der vollkommene Motor

### 2.2.1 Definition

Anders als bei den in Kapitel 2.1 behandelten idealisierten Vergleichsprozessen werden beim vollkommenen Motor nach DIN 1940 folgende Annahmen getroffen [13]:

- ♦ geometrische Ähnlichkeit zum realen Motor
- ♦ reine Ladung im Zylinder (keine Restgase)
- ♦ gleiches Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$  wie beim realen Motor
- ♦ vollständige Verbrennung
- ♦ Verbrennungsablauf vorgegeben (isochor, isobar oder kombiniert)
- ♦ wärmedichte Wandungen
- ♦ keine Strömungs- und Lässigkeitsverluste
- ♦ ohne Ladungswechsel (offener Prozeß)
- ♦ Temperaturabhängigkeit der spez. Wärmen
- ♦ isentrope Kompression und Expansion

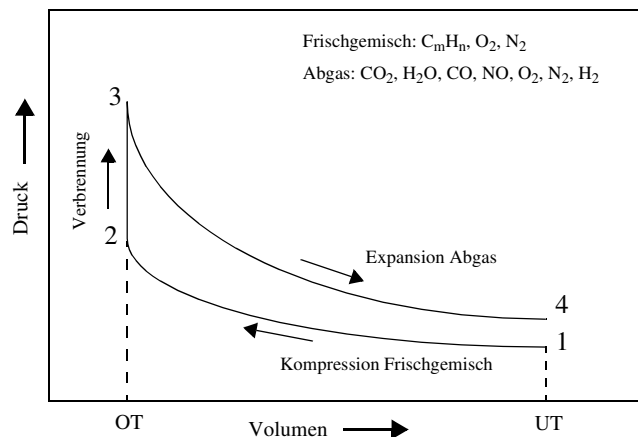


Abbildung 2-4 Prozeß des vollkommenen Motors mit isochorer Verbrennung im p-V-Diagramm

Abbildung 2-4 zeigt beispielhaft den vollkommene Motorprozeß. Im Hinblick auf die Vereinbarung der „vollständigen“ Verbrennung des Kraftstoffes kann vereinfacht angenommen werden, daß bei Luftüberschuß ( $\lambda > 1$ ) alle im Kraftstoff befindlichen C-Atome zu  $CO_2$  reagieren und alle im Kraftstoff befindlichen H-Atome zu  $H_2O$ . Im Falle des Luftmangels wäre dann im Abgas ein unverbrannter Kraftstoffanteil enthalten. Bei dieser einfachen Betrachtungsweise des Verbrennungsvorgangs wird ebenfalls davon ausgegangen, daß es zu keinerlei Reaktionen mit Bestandteilen der Verbrennungsluft kommt.

Da diese Beschreibungsweise weit von der Realität entfernt ist, müssen die einfachen Stoffmengen- und Energiebilanzen erweitert werden, so daß real vorkommende Verbrennungsprodukte, wie CO, NO und H<sub>2</sub> berücksichtigt werden können. Eine Möglichkeit zur Quantifizierung der zusätzlichen unbekanntenen Größen ist die Beschreibung der Verbrennung im chemischen Gleichgewicht. Bei Berücksichtigung des chemischen Gleichgewichtszustandes verschieben sich die Anteile der Abgaskomponenten als Folge einer thermodynamischen Zustandsänderung des Verbrannten, beispielsweise nach der Expansion in einem Verbrennungsmotor. Die Zahl und die Art der zu berücksichtigenden Abgaskomponenten ist jedoch nicht festgelegt. Rechnungen zeigen, daß neben den Hauptreaktionsprodukten Kohlendioxid CO<sub>2</sub> und Wasser H<sub>2</sub>O die Luftbestandteile Stickstoff N<sub>2</sub> und Sauerstoff O<sub>2</sub> sowie Kohlenmonoxid CO, Stickoxid NO und Wasserstoff H<sub>2</sub> eine je nach Luftverhältnis und Abgastemperatur unterschiedlich ausgeprägte Rolle spielen. Andere grundsätzlich aus den Elementen des Kraftstoffs und der Verbrennungsluft bildungsfähige chemische Substanzen spielen eine untergeordnete Rolle.

### 2.2.2 Wirkungsgrad

Der Wirkungsgrad des vollkommenen Motorenprozesses ist definiert als

$$\eta_v = \frac{W_t}{W_{\max}} \quad \text{Gleichung 2-7}$$

Hierbei stellt  $W_t$  die aus dem Prozeß erzielte technische Arbeit und  $W_{\max}$  die maximale Arbeit des verwendeten Kraftstoffes dar.

Nach Definition wird über die Systemgrenzen keine Wärme ausgetauscht, somit bestimmt sich die technische Arbeit nur aus der Differenz der inneren Energien.

$$W_{14} = -W_t = \Delta U_{14} \quad \text{Gleichung 2-8}$$

Somit erhält man für die Wirkungsgradformulierung

$$\begin{aligned} \eta_v &= \frac{U_1 - U_4}{W_{\max}} = \frac{(m_B + m_L)u_1 - m_{\text{ABG}}u_4}{m_B w_{\max}} \\ &= \frac{(\lambda m_{L\min} + 1)(u_1 - u_4)}{w_{\max}} \end{aligned} \quad \text{Gleichung 2-9}$$

Da der Zustand in Punkt 1 im allgemeinen bekannt ist, hängt der Prozeß neben den physikalischen Eigenschaften des Kraftstoffes im wesentlichen von der spezifischen inneren Energie in Zustand 4 ab. Hier lassen sich bereits ohne Rechnung einfache Zusammenhänge in Bezug auf Wirkungsgradeinfluß zeigen. Gelingt es den Prozeß so zu führen, daß  $u_4$  bzw. die Temperatur  $T_4$  auf ein Minimum gebracht wird, steigt  $\eta$ . Auf den realen Motor übertragen, bedeutet dies eine Verringerung der Abgastemperatur,

wobei diese Energiedifferenz in zusätzliche Kolbenarbeit umgewandelt wird. Maßnahmen, um die Abgastemperatur abzusenken, sind z.B. die Abmagerung des Gemisches oder die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$ .

### 2.2.3 Maximale Arbeit von technischen Kraftstoffen

Die Arbeit, die ein technischer Kraftstoff aufbringen kann, kann mit unten stehender Modellvorstellung beschrieben werden.

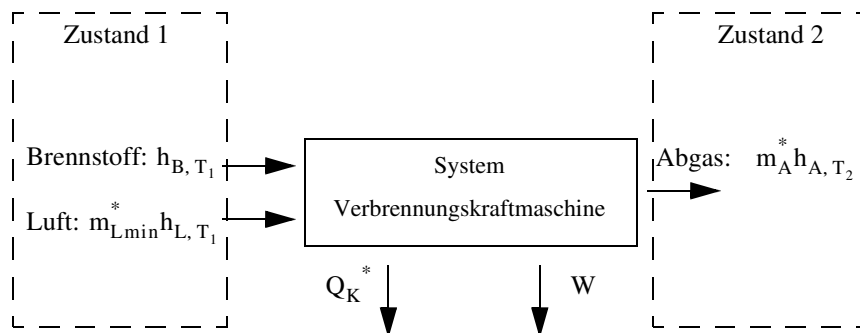


Abbildung 2-5 Energiebilanz zur Bestimmung der maximalen Arbeit von Kraftstoffen

Vorraussetzung ist ein Luftverhältnis von  $\lambda=1$ , bei dem sämtlicher Kraftstoff vollständig verbrannt wird.  $Q_K^*$  bedeutet hierbei die Wärmemenge, die durch das Kühlmedium, Konvektion und Strahlung dem Arbeitsprozeß entzogen wird. Die mit „\*“ versehenen Größen sind auf die Kraftstoffmasse bezogen.

$$W = h_{B, T_1} + m_{Lmin}^* h_{L, T_1} - m_A^* h_{A, T_2} - Q_K^* \quad \text{Gleichung 2-10}$$

Dem Prozeß ist gleichzeitig eine Entropiezunahme beim Durchströmen der Maschine überlagert:

$$\Delta s_{\text{Medium}}^* = m_A^* s_{A, T_2} - (m_{Lmin}^* s_{L, T_1} + s_{B, T_1}) \quad \text{Gleichung 2-11}$$

und

$$\Delta s_{\text{Konvektion}}^* = \frac{Q_K^*}{T_0} \quad \text{Gleichung 2-12}$$

Die gesamte Entropiezunahme  $\Delta s^*$  ergibt sich aus der Summe beider Anteile aus Gleichung 2-11 und Gleichung 2-12. Setzt man sie in Gleichung 2-10 ein, so erhält man den Ausdruck für die Arbeitsfähigkeit eines Kraftstoffes.

$$W = h_{B, T_1} + m_{Lmin}^* h_{L, T_1} - m_A^* h_{A, T_2} - \Delta s^* T_0 + T_0 (m_A^* s_{A, T_2} - (m_{Lmin}^* s_{L, T_1} + s_{B, T_1})) \quad \text{Gleichung 2-13}$$

Die Arbeit  $W$  wird genau dann maximal, wenn die Zustandsänderung in der Maschine reversibel (verlustfrei) ist. Dies entspricht einer Änderung  $\Delta s^*$  von Null. Desweiteren erreicht sie ein Maximum, wenn sowohl eintretende Luft und Kraftstoff als auch das austretende Abgas Umgebungsdruck und -temperatur hat ( $p_0, T_0$ ).

$$W_{max} = h_{B, T_0} + m_{Lmin}^* h_{L, T_0} - m_A^* h_{A, T_0} + T_0 (m_A^* s_{A, T_0} - (m_{Lmin}^* s_{L, T_0} + s_{B, T_0})) \quad \text{Gleichung 2-14}$$

Mit Einführung des Heizwertes  $\Delta H_{T_0}$  eines Kraftstoffes erhält man für die max. Arbeit

$$W_{max} = \Delta H_{T_0} + T_0 (m_A^* s_{A, T_0} - (m_{Lmin}^* s_{L, T_0} + s_{B, T_0})) \quad \text{Gleichung 2-15}$$

Man erkennt, daß sich maximale Arbeit und Heizwert eines Kraftstoffes um die Entropiedifferenz vor und nach der Verbrennung unterscheiden. Wie Abbildung 2-6 zeigt, sind die Unterschiede bei den meisten technischen Kraftstoffen gering und liegen bei 2-3%. Für Wirkungsgradabschätzungen beim vollkommenen Motor genügt es somit im allgemeinen, wenn man den Heizwert des verwendeten Kraftstoffes betrachtet. Eine Ausnahme für diese Vereinfachung stellt Wasserstoff dar, die Differenz beträgt hier etwa 7% [30].

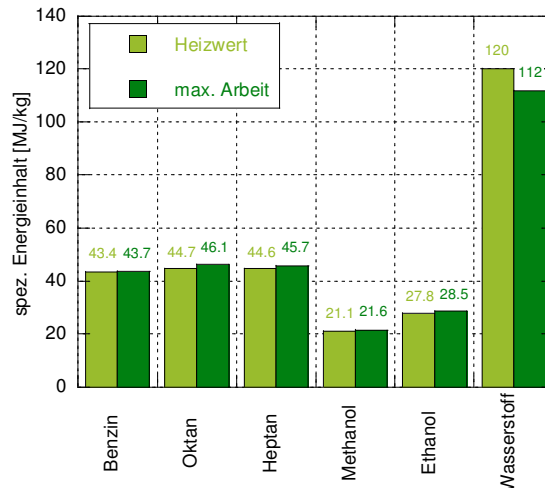


Abbildung 2-6 Heizwert und maximale Arbeit technischer Kraftstoffe



### 2.2.4 Isentrope Kompression

Definitionsgemäß wird der Verdichtungsprozess von Punkt 1 nach 2 als reversibel und adiabat, also isentrop, angenommen (Abbildung 2-4). Die Gesamtentropie des unverbrannten Gemisches ist konstant und besteht aus der Summe der Partialentropien der beteiligten Komponenten  $i$  (Kraftstoff, Sauerstoff und Stickstoff).

$$S = \text{konst} = \sum n_i s_i = \sum n_i \left( s_i^0 - R \ln \frac{p_i}{p^0} \right) \quad \text{Gleichung 2-16}$$

Die Hochzahl 0 charakterisiert hierbei stets den Standardzustand einer Komponente. Da der Zustand in Punkt 1 als Startpunkt im allgemeinen frei definierbar ist und somit also fest liegt, ist  $S_1$  bekannt. Durch weitere Umformungen mit Hilfe der allgemeinen Gasgleichung gewinnt man einen Ausdruck zur Bestimmung von  $T_2$ .

$$S_2 = \sum n_i \left( s_i^0 - R \ln \left( \frac{n_i}{n_{\text{ges}}} \cdot \frac{p_2}{p^0} \right) \right) \quad \text{Gleichung 2-17}$$

$$S_2 = \sum n_i \left( s_i^0 - R \ln \left( \epsilon \cdot \frac{n_i}{n_{\text{ges}}} \cdot \frac{p_1}{p^0} \cdot \frac{T_2}{T_1} \right) \right) \quad \text{Gleichung 2-18}$$

### 2.2.5 Verbrennung im chemischen Gleichgewicht

Bei einer einfachen Modellierung der Verbrennung eines Kohlenwasserstoffes kann davon ausgegangen werden, daß idealerweise sämtlicher im Kraftstoff enthaltener Kohlenstoff zu  $\text{CO}_2$  und sämtlicher im Kraftstoff enthaltener Wasserstoff zu  $\text{H}_2\text{O}$  reagiert. Die Annahme, daß lediglich die Hauptverbrennungskomponenten  $\text{CO}_2$  und  $\text{H}_2\text{O}$  entstehen, ist jedoch mit realen Erfahrungen an Verbrennungsmotoren nicht vereinbar. Teiloxidierte Komponenten, wie z.B. Kohlenmonoxid  $\text{CO}$ , sollten zu einer realitätsnäheren Beschreibung ebenso berücksichtigt werden, wie die Oxidationsreaktion des Luftsauerstoffes zur Bildung von Stickstoffmonoxid  $\text{NO}$ . Da nun die standardmäßigen Bilanzierungsgleichungen zur Beschreibung der Verbrennung (Mengenbilanzen und Energiebilanz) nicht mehr ausreichend sind, sind zusätzliche Bestimmungsgleichungen erforderlich.

Eine Möglichkeit, die neu hinzugekommenen Größen zu bestimmen, ist die Betrachtung der Verbrennung im chemischen Gleichgewicht. Diese Annahme ist im allgemei-

nen deutlich realitätsnäher als die einfachste Beschreibung von vollständiger Kraftstoffumsetzung alleine. Jedoch ist die Forderung nach chem. Gleichgewicht während und nach der Verbrennung wiederum ein Extremfall. Reaktionskinetische Rechnungen zeigen, daß im allgemeinen am Ende der Verbrennung kein chem. Gleichgewichtszustand herrscht, sondern es noch zu Nachreaktionen kommen kann.

Die der Verbrennung anschließende Expansion kann ebenfalls näherungsweise als Expansion im chem. Gleichgewicht angesehen werden. Hier gelten dieselben Einschränkungen wie für den Fall der Verbrennung. Viele chem. Reaktionen sind bei Unterschreiten von bestimmten Temperaturniveaus nicht mehr aktiv und frieren ein.

Für die Art und Anzahl der an der Verbrennung beteiligten Komponenten gilt keine Einschränkung. Allerdings ist für die erreichbare Genauigkeit der Wirkungsgradaussage des vollkommenen Motorprozesses die Berücksichtigung von CO, NO und im fetten Betrieb auch H<sub>2</sub> ausreichend. Über die Existenz unverbrannter Kohlenwasserstoffe im Abgas ist im Rahmen der Modellierungsmöglichkeit des vollkommenen Prozesses keine Aussage möglich.

Im nachfolgenden wird das System von Bestimmungsgleichungen unter der Voraussetzung von chemischem Gleichgewicht erläutert. Ein beliebiger Kohlenwasserstoff C<sub>x</sub>H<sub>y</sub> soll mit Luft verbrannt werden. Im Verbrennungsgasgemisch sollen außer den Reaktionsprodukten Kohlendioxid CO<sub>2</sub> und Wasser H<sub>2</sub>O sowie dem Luftstickstoff N<sub>2</sub> und einem Sauerstoffrest O<sub>2</sub> auch Kohlenmonoxid CO und Stickstoffmonoxid NO berücksichtigt werden, also zwei Komponenten mehr als Mengenbilanzen verfügbar sind. Die Mengenbilanzen (Elementbilanzen) verknüpfen die im Unverbrannten enthaltenen bekannten Elementmengen mit denen des Verbrannten (Tabelle 2-1 und Tabelle 2-2).

Kohlendioxid	CO <sub>2</sub>
Wasser	H <sub>2</sub> O
Stickstoff	N <sub>2</sub>
Sauerstoff	O <sub>2</sub>
Kohlenmonoxid	CO
Stickstoffmonoxid	NO

Tabelle 2-1 Qualitative Abgaszusammensetzung

Element	Mengenbilanz
C	$n_{\text{CO}_2}^v + n_{\text{CO}}^v = x n_{\text{C}_x\text{H}_y}^u$
H	$2n_{\text{H}_2\text{O}}^v = y n_{\text{C}_x\text{H}_y}^u$
N	$2n_{\text{N}_2}^v + n_{\text{NO}}^v = 2n_{\text{N}_2}^u$
O	$2n_{\text{O}_2}^v + 2n_{\text{CO}_2}^v + n_{\text{H}_2\text{O}}^v + n_{\text{CO}}^v + n_{\text{NO}}^v = 2n_{\text{O}_2}^u$

Tabelle 2-2 Molmengenbilanzen

Zur Definition des chem. Gleichgewichtszustandes soll ein reaktionsfähiges System betrachtet werden, das aus 4 Komponenten besteht. Chem. Gleichgewicht bei einer Reaktion mit den Edukten  $A_1$  und den Produkten  $A_j$  herrscht, wenn sowohl die Edukt- als auch die Produktseite gleiches chemisches Potential besitzt.



$$\sum v_i g_i = \sum v_j g_j \quad \text{Gleichung 2-20}$$

Hierbei wird  $g$  als chemisches Potential oder freie Gibbs'sche Enthalpie bezeichnet.

$$g = h - Ts \quad \text{Gleichung 2-21}$$

Zur Beschreibung der Bilanzgleichungen ist es zweckmäßig, die Hauptkomponenten der Verbrennung ( $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ) als Basisstoffe zu definieren. Jede beliebige weitere Komponente, z.B.  $\text{NO}$  oder  $\text{CO}$ , soll aus diesen Basisstoffen gebildet werden und im chem. Gleichgewicht dazu stehen (Tabelle 1.3).

Abgaskomponente	Bildungsgleichung	chem. Gleichgewicht
Kohlenmonoxid CO	$\text{CO} + \frac{1}{2}\text{O}_2 \leftrightarrow \text{CO}_2$	$g_{\text{CO}} = g_{\text{CO}_2} - \frac{1}{2}g_{\text{O}_2}$
Stickstoffmonoxid NO	$\text{NO} \leftrightarrow \frac{1}{2}\text{N}_2 + \frac{1}{2}\text{O}_2$	$g_{\text{NO}} = \frac{1}{2}g_{\text{N}_2} + \frac{1}{2}g_{\text{O}_2}$

Tabelle 2-3 Bildungsgleichung und chem. Gleichgewichtsbedingung

Als letzte Bestimmungsgleichung zur Ermittlung der Abgastemperatur  $T_3$  nach der Verbrennung wird die energetische Bilanzierung des Systems herangezogen.

Wendet man den 1. Hauptsatz der Thermodynamik an, ergibt sich unter der Voraussetzung, daß keine Wärme über das System übertragen wird, für die isochore Verbrennung

keine Änderung der inneren Energie. Analog ist die Änderung der Enthalpie Null im Falle einer isobar geführten Verbrennung. Die unten dargestellte Formulierung beschreibt den Energiesatz für die isochore Verbrennung des Beispielkraftstoffes  $C_xH_y$ .

$$U_2 = U_3 \quad \text{Gleichung 2-22}$$

$$\sum n_i^u \cdot u_{i,2} = \sum n_i^v \cdot u_{i,3} \quad \text{Gleichung 2-23}$$

$$\begin{aligned} & n_{C_xH_y}^u u_{C_xH_y,2} + n_{O_2}^u u_{O_2,2} + n_{N_2}^u u_{N_2,2} \\ & = \quad \quad \quad \text{Gleichung 2-24} \\ & n_{CO_2}^v u_{CO_2,3} + n_{H_2O}^v u_{H_2O,3} + n_{N_2}^v u_{N_2,3} + n_{O_2}^v u_{O_2,3} + n_{CO}^v u_{CO,3} + n_{NO}^v u_{NO,3} \end{aligned}$$

Für die oben formulierten Reaktionsgleichungen ergibt sich somit ein Satz von 7 Gleichungen, die eindeutig bestimmt sind. Eine Erweiterung der betrachteten Komponenten im Abgas ist möglich, hierzu müssen lediglich die zusätzlichen Gleichgewichtsbedingungen formuliert werden, die sich aus der Bildung der Basisstoffe ergeben.

### 2.2.6 Isentrope Expansion

Die Expansion wird unter der Voraussetzung eines chemischen Gleichgewichtszustandes auch am Expansionsende analog zur Verbrennung formuliert. Lediglich die bei der Verbrennung benutzte Energiebilanz entfällt und wird durch eine Entropiebilanz ersetzt.

$$S_3 = S_4 \quad \text{Gleichung 2-25}$$

$$\sum n_i^v \cdot s_{i,3} = \sum n_j^v \cdot s_{j,4} \quad \text{Gleichung 2-26}$$

### 2.2.7 Lösungsverfahren

Das beschriebene Gleichungssystem wird für jeden Rechenschritt iterativ gelöst. Dazu werden die Gleichungen in die Nullform gebracht und die Nullstellen der daraus resultierenden Gleichungen mit Hilfe des Newton-Raphson-Verfahrens unter Verwendung der partiellen Ableitungen der Funktionen nach allen Größen iterativ bestimmt. Die Iteration wird abgebrochen, wenn sich die berechnete Temperatur der verbrannten Zone

um weniger als 1K ändert.



### 3. Prozeßrechnung am realen Motor

Ausgehend vom vollkommenen Motorprozeß wird der effektive Wirkungsgrad des realen Motorprozesses durch schrittweise Beschreibung der einzelnen Verlustfaktoren ermittelt. Zur Beschreibung dieser wirkungsgradmindernden Anteile werden mathematische, im 1-dimensionalen Fall auch meist phänomenologische Modelle herangezogen. Zweckmäßigerweise werden die einzelnen Verluste durch Abzüge vom Mitteldruck berücksichtigt.

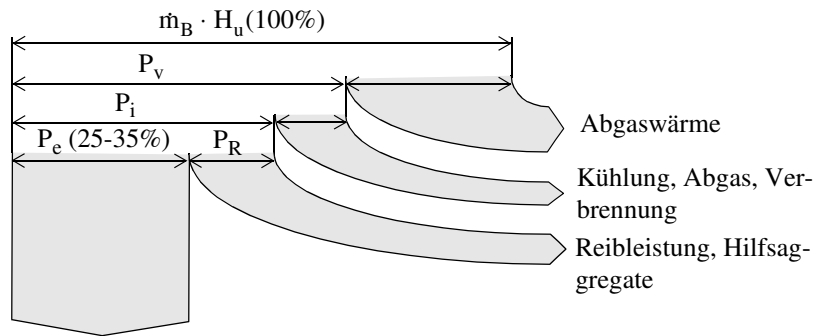


Abbildung 3-1 Sankey-Diagramm eines Ottomotors

Liefergrad $\Delta p_{m,\lambda}$	Verlust infolge geringerer Zylinderfüllung
Verbrennung $\Delta p_{m,V}$	Verlust infolge unvollständiger Verbrennung
Wärmeübertragung $\Delta p_{m,W}$	Verlust durch Wärmeübertragung an Brennraumwände
Ladungswechsel $\Delta p_{m,LW}$	Verlust durch Strömungswiderstände in Leitungen und Ladungswechselorganen
Blow-by-Gase $\Delta p_{m,Bb}$	Verlust durch Blow-by-Gase zwischen Kolbenringen und Zylinderlaufbuchse
Reibung $\Delta p_{m,R}$	Verlust durch Triebwerksreibung und Hilfsantriebe

Tabelle 3-1 Verluste des realen Motorprozesses

Eine Aufteilung der insgesamt zugeführten Energie in die einzelnen Energieströme zeigen Abbildung 3-1 und Abbildung 3-2.

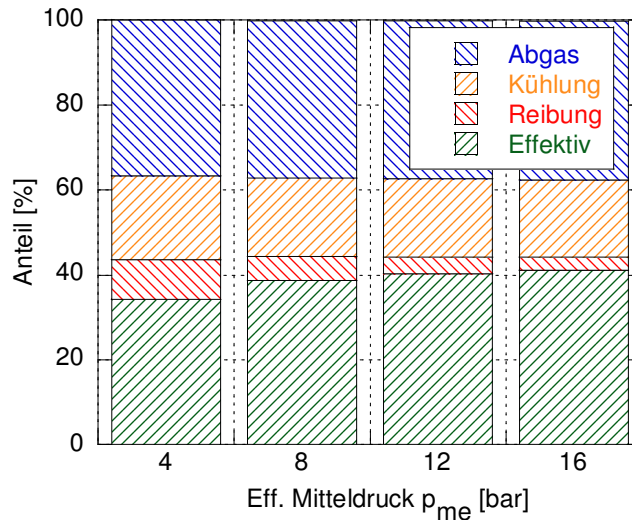


Abbildung 3-2 Verteilung der Energieströme bei einem Dieselmotor bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$

### 3.1 Kinematik des Kurbeltriebes

In Abbildung 3-3 ist schematisch der Zusammenhang zwischen dem Kolbenweg und der Stellung der Kurbelwelle für einen klassischen Kurbeltrieb dargestellt. Desweiteren ist noch eine Schränkung des Kurbeltriebes um eine Strecke  $e$  berücksichtigt [35, 38].

Mit Hilfe der trigonometrischen Gesetze läßt sich die bekannte Formel für die Kolbenhubfunktion wie folgt darstellen:

$$s(\varphi) = \sqrt{(r+1)^2 - e^2} - \sqrt{1^2 - [e + r \sin(\varphi - \beta)]^2} - r \cos(\varphi - \beta) \quad \text{Gleichung 3-1}$$

Führt man das Schubstangenverhältnis  $\lambda_s = r/l$  ein, so ergibt sich für den Grenzwert  $e \rightarrow 0$  die normierte Hubfunktion

$$\frac{s(\varphi)}{r} = 1 - \cos \varphi + \frac{1}{\lambda_s} (1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 (\sin \varphi)^2}) \quad \text{Gleichung 3-2}$$

Die ersten beiden zeitlichen Ableitungen des Kolbenweges liefern jeweils einen Ausdruck für die Kolbengeschwindigkeit und die Kolbenbeschleunigung.



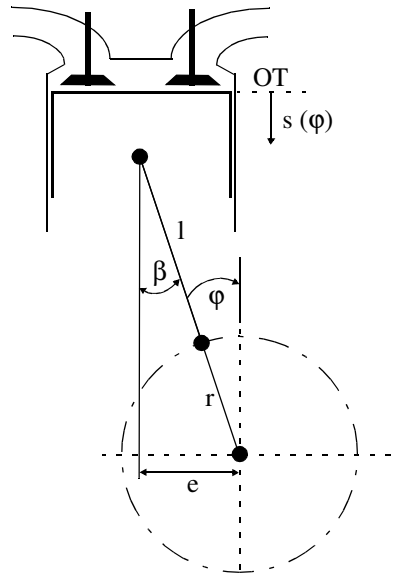


Abbildung 3-3 Kinematik des Kurbeltriebes

$$\frac{\dot{s}(\varphi)}{r\omega} = \sin\varphi + \lambda_s \frac{\sin 2\varphi}{2\sqrt{1 - \lambda_s^2 (\sin\varphi)^2}} \quad \text{Gleichung 3-3}$$

$$\frac{\ddot{s}(\varphi)}{r\omega^2} = \cos\varphi + \lambda_s \frac{\cos 2\varphi + \lambda_s^2 (\sin\varphi)^4}{3\sqrt{1 - \lambda_s^2 (\sin\varphi)^2}} \quad \text{Gleichung 3-4}$$

In Abbildung 3-4 sind der Kolbenweg, Kolbengeschwindigkeit und Kolbenbeschleunigung in Abhängigkeit des Kurbelwinkels aufgetragen. Man erkennt, daß bei  $\lambda_s > 1/3$  zwei Maxima der Beschleunigung im Intervall  $[90^\circ, 270^\circ]$  KW auftreten, und somit der Ungleichförmigkeitsgrad der Kolbenbewegung steigt. Somit sind aus Gründen der geforderten Laufkultur moderner Motoren  $\lambda_s$  nach oben hin Grenzen gesetzt. Eine harmonische oszillierende Kolbenbewegung bei sehr kleinen  $\lambda_s$  ist aufgrund der wachsenden Pleuellänge und somit der Bauhöhe des Motors und der zunehmenden rotatorischen Pleuelmassen nach unten begrenzt. Ein Optimum im Bereich moderner Motoren liegt bei etwa 0,33.

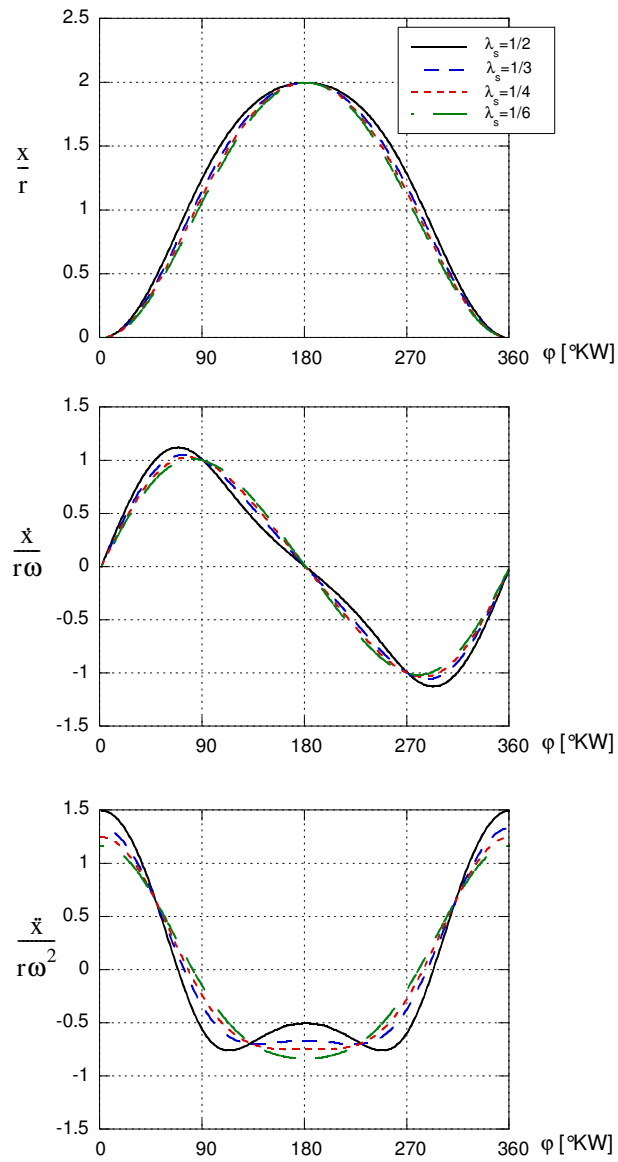


Abbildung 3-4 Kinematik des Kolbens bei verschiedenen Schubstangenverhältnissen

### 3.2 Eindimensionale Gasdynamik

Zur Beschreibung instationärer Vorgänge in Frischluft- und Abgasanlage bei Motoren können die thermodynamischen Größen mit Hilfe der eindimensionalen Gasdynamik als Funktion der Zeit und des Ortes beschrieben werden. Diese komplexen Systeme sind von hin- und herlaufenden Druckwellen abhängig und beeinflussen die Zylinderfüllung im Zusammenspiel mit den Ventilöffnungszeiten erheblich. Frischluft- und Abgasseite bestehen dabei meist aus einer großen Zahl unterschiedlicher geometrischer Bauelemente, wie z.B. Rohrstücke, Behälter, Filter, Blenden und Klappen [21, 35, 38, 39].

Bei der Beschreibung der gasdynamischen Vorgänge kommt zusätzlich zu den thermodynamischen Größen ( $p, T, \rho$ ) die Geschwindigkeit  $w$  hinzu. Zur Herleitung der Grundgleichungen ist es zweckmäßig, ein infinitesimal kleines Kontrollvolumen in allgemeiner Form zu definieren (Abbildung 3-5).

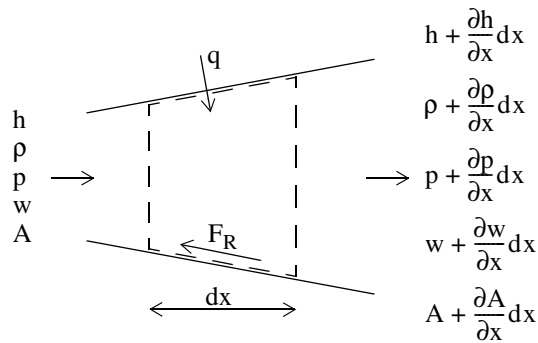


Abbildung 3-5 Ausschnitt aus einer Stromröhre

#### 3.2.1 Massenerhaltungssatz

Der Massenerhaltungssatz besagt, daß die zeitliche Änderung der Masse in dem Volumelement gleich der Summe der ein- und ausfließenden Massenströme sein muß.

Der Ausschnitt der Stromröhre mit dem Volumen  $dV$  und einem Medium mit der Dichte  $\rho = \rho_x$  enthält die Masse:

$$dm = \rho_x dV = \rho_x A_x dx \tag{Gleichung 3-5}$$

Für die Massenströme an Ein- und Austrittsstelle gilt:

$$\dot{m}_x = w_x \rho_x A_x \tag{Gleichung 3-6}$$

$$\dot{m}_{x+dx} = w_{x+dx} \rho_{x+dx} A_{x+dx} \tag{Gleichung 3-7}$$

Formuliert man den Massenerhaltungssatz mit Hilfe der Gleichungen 3-5 bis 3-7, so ergibt sich

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \dot{m}_x - \dot{m}_{x+dx} \quad \text{Gleichung 3-8}$$

$$\frac{\partial(\rho_x A_x dx)}{\partial t} = w_x \rho_x A_x - w_{x+dx} \rho_{x+dx} A_{x+dx} \quad \text{Gleichung 3-9}$$

Das Produkt  $A_x dx$  ist hierbei zeitunabhängig und kann ausgeklammert werden. Mit Hilfe der Taylor-Reihenentwicklung der Zustandsgrößen an der Stelle  $x + dx$  erhält man

$$\frac{\partial \rho_x dx}{\partial t} = w_x \rho_x - \frac{1}{A_x} \left( w_x + \frac{\partial w_x}{\partial x} dx \right) \left( \rho_x + \frac{\partial \rho_x}{\partial x} dx \right) \left( A_x + \frac{\partial A_x}{\partial x} dx \right) \quad \text{Gleichung 3-10}$$

Durch Ausmultiplizieren und Vernachlässigung der Terme höherer Ordnung erhält man die Kontinuitätsgleichung

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial x} + \rho w \frac{\partial(\ln A)}{\partial x} = 0 \quad \text{Gleichung 3-11}$$

### 3.2.2 Impulserhaltungssatz

Der Impulserhaltungssatz besagt, daß die zeitliche Änderung des Impulses gleich der Summe der Impulsströme der ein- und ausfließenden Massenströme und der äußeren Kräfte, die auf das Massenelement wirken, ist.

Der Impuls des betrachteten Kontrollvolumens beträgt

$$dI = dm w_x = \rho_x A_x dx w_x \quad \text{Gleichung 3-12}$$

Für die ein- und austretenden Impulsströme gilt

$$\dot{I}_x = w_x^2 \rho_x A_x \quad \text{Gleichung 3-13}$$

$$\dot{I}_{x+dx} = w_{x+dx}^2 \rho_{x+dx} A_{x+dx} \quad \text{Gleichung 3-14}$$

Die äußeren Kräfte setzen sich aus den Druckkräften  $F_x$  und  $F_{x+dx}$  an den Querschnittsflächen und der Reibungskraft  $F_R$  des Fluids an der Innenwand zusammen.

$$F_x = p_x A_x \quad \text{Gleichung 3-15}$$

$$F_{x+dx} = p_{x+dx} A_{x+dx} \quad \text{Gleichung 3-16}$$

$$F_R = k_R \rho_x A_x dx \quad \text{Gleichung 3-17}$$

Somit erhält man in analoger Weise zur Massenbilanz die Impulsbilanz

$$\begin{aligned} \frac{\partial(w_x \rho_x A_x dx)}{\partial t} = & w_x^2 \rho_x A_x - w_{x+dx}^2 \rho_{x+dx} A_{x+dx} \\ & + p_x A_x - p_{x+dx} A_{x+dx} - k_R \rho_x A_x dx \end{aligned} \quad \text{Gleichung 3-18}$$

und nach der Taylor-Reihenentwicklung den endgültigen Impulserhaltungssatz

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho w^2 + p)}{\partial x} + \rho w^2 \frac{\partial(\ln A)}{\partial x} + \rho k_R = 0 \quad \text{Gleichung 3-19}$$

### 3.2.3 Energieerhaltungssatz

Der Energieerhaltungssatz besagt, daß die zeitliche Änderung der Energie in einem Kanalabschnitt gleich der Summe der über die Querschnittsflächen ein- und ausfließenden Energieströme und der mit der äußeren Umgebung ausgetauschten Wärme ist.

Als Energieformen kommen die innere Energie, Enthalpie und die kinetische Energie in Betracht. Änderungen der potentiellen Energie können bei Betrachtung von Gasströmungen vernachlässigt werden. Für die Energie des Masseteilchens und die Energieströme bei dem betrachteten Volumen gilt

$$dE = dm \left( u_x + \frac{w_x^2}{2} \right) = \rho_x A_x dx \left( u_x + \frac{w_x^2}{2} \right) \quad \text{Gleichung 3-20}$$

$$\dot{E}_x = w_x \rho_x A_x \left( h_x + \frac{w_x^2}{2} \right) \quad \text{Gleichung 3-21}$$

$$\dot{E}_{x+dx} = w_{x+dx} \rho_{x+dx} A_{x+dx} \left( h_{x+dx} + \frac{w_{x+dx}^2}{2} \right) \quad \text{Gleichung 3-22}$$

Der Wärmestrom berechnet sich zu

$$\dot{Q} = \dot{q} A_x dx \quad \text{Gleichung 3-23}$$

Für die Energiebilanz ergibt sich somit

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho_x A_x dx \left( u_x + \frac{w_x^2}{2} \right) \right] &= w_x \rho_x A_x \left( h_x + \frac{w_x^2}{2} \right) && \text{Gleichung 3-24} \\ &- w_{x+dx} \rho_{x+dx} A_{x+dx} \left( h_{x+dx} + \frac{w_{x+dx}^2}{2} \right) + \dot{q} A_x dx \end{aligned}$$

bzw. nach Taylor-Entwicklung die Hauptform des Energieerhaltungssatzes

$$\frac{\partial}{\partial t} \left[ \rho \left( u + \frac{w^2}{2} \right) \right] + \frac{\partial \left[ w \rho \left( h + \frac{w^2}{2} \right) \right]}{\partial x} + w \rho \left( h + \frac{w^2}{2} \right) \frac{\partial (\ln A)}{\partial x} - \dot{q} = 0$$

Gleichung 3-25

### 3.2.4 Lösungsverfahren

Das vorgestellte Gleichungssystem der eindimensionalen Gasdynamik besteht aus partiellen Differentialgleichungen, die analytisch geschlossen nicht lösbar sind. Hier haben sich numerische Lösungsverfahren durchgesetzt, die mit der Methode der finiten Differenzen arbeiten. Dabei erfolgt die Diskretisierung des Ortes mit einer Approximation der örtlichen Gradienten. Dies ermöglicht die Transformation des partiellen Differentialgleichungssystems in gewöhnliche Differenzgleichungen.

Eine Möglichkeit, die Gasdynamik in Rohrleitungen mit Hilfe von finiten Differenzen zu berechnen, bietet das Lax-Wendroff-Verfahren. Bei diesem Verfahren müssen zunächst die Gleichungen 3-11, 3-19 und 3-25 in Vektorform gebracht werden.

$$\frac{\partial G(x, t)}{\partial t} + \frac{\partial F(x, t)}{\partial x} = -C(x, t) \quad \text{Gleichung 3-26}$$

Zur besseren Übersichtlichkeit werden für die Differentialquotienten folgende Abkürzungen eingeführt:

$$G_t(x, t) + F_x(x, t) = -C(x, t) \quad \text{Gleichung 3-27}$$

Zunächst wird die Funktion  $G(x, t)$  betrachtet und um dem Punkt  $(x_i, t + \Delta t)$  zeitdiskretisiert mit Taylor-Polynomen entwickelt.

$$G(x_i, t + \Delta t) = G(x_i, t) + \Delta t G_t(x_i, t) + O(\Delta t^2) \quad \text{Gleichung 3-28}$$

Das Restpolynom, das von  $\Delta t^2$  abhängt, wird bei der weiteren Rechnung vernachlässigt. Weiterhin werden nun die örtlichen Gradienten der Funktionen  $G$  und  $F_t$  mit Hilfe der zentralen Differenzen um die Punkte  $i-1$  und  $i+1$  gebildet.

$$G(x_i, t_j) \approx \frac{1}{2}[G(x_{i+1}, t_j) + G(x_{i-1}, t_j)] \quad \text{Gleichung 3-29}$$

$$F_t(x_i, t_j) \approx \frac{1}{2}[F(x_{i+1}, t_j) - F(x_{i-1}, t_j)] \quad \text{Gleichung 3-30}$$

Durch Substitution der Gleichungen 3-27, 3-29 und 3-30 mit Gleichung 3-28 erhält man schließlich die Gleichung des Lax-Wendroff-Verfahrens.

$$G(x_i, t_{j+1}) = \frac{1}{2}[G(x_{i+1}, t_j) + G(x_{i-1}, t_j)] - \frac{\Delta t}{2\Delta x}[F(x_{i+1}, t_j) - F(x_{i-1}, t_j)] - \Delta t C(x_i, t_j) \quad \text{Gleichung 3-31}$$

Mit dieser Gleichung lassen sich zu jedem Ort  $i$  der Stromröhre die Zustände  $p$ ,  $w$  und  $u$  für den Zeitschritt  $j+1$  berechnen. Die Temperatur  $T$  ist implizit in der inneren Energie enthalten und kann über die Stoffwerte berechnet werden. Der Druck  $p$  wird unter Anwendung der Gasgleichung ermittelt.

Abbildung 3-6 veranschaulicht graphisch die Vorgehensweise des Verfahrens.

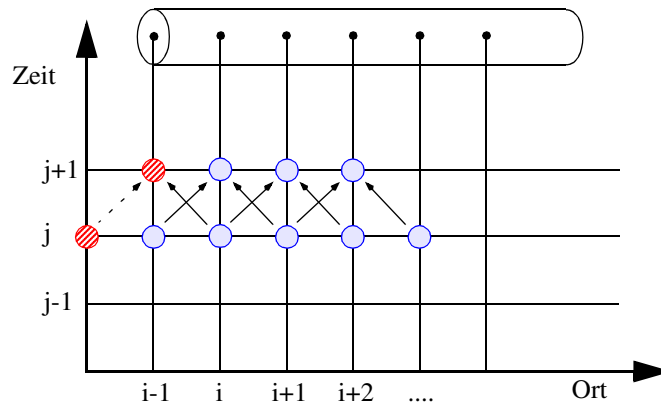


Abbildung 3-6 Lax-Wendroff-Verfahren zur Lösung der Rohrknoten

Der Zustand jedes Knotens  $i$  zum Zeitpunkt  $j$  ist bekannt, z.B. als Randbedingung  $j=0$  bei  $t_0=0$ . Aus den Zuständen  $i-1$  und  $i+1$  zur Zeit  $j$  kann man mit Hilfe der Gleichung 3-31 den Zustand am Ort  $i$  zur Zeit  $j+1$  bestimmen. Durch diese Verfahren lassen sich allerdings nicht die Zustände an Rohraußenknoten ermitteln, da der theoretische Zustand  $i-2$  nicht existiert. Erst durch die Koppelung der unterschiedlichen Teilsysteme miteinander können Randzustände berechnet werden. Hierbei wird ein Rohrende als Unstetigkeitsstelle angesehen. Bei der Modellierung und Simulation von Verbrennungsmotoren können folgende Unstetigkeiten auftreten:

- ♦ Rohrende
- ♦ Rohrverzweigung

- ♦ Blende, Drossel
- ♦ Behälter, Umgebung als unendlich großer Behälter
- ♦ Ein- und Auslaßventil
- ♦ Strömungsmaschine (Verdichter, Turbine)

### 3.3 Durchflußgesetze

Im folgenden wird die Durchflußgleichung für die Berechnung der Massenströme an Blenden, Drosselklappen sowie an den Ladungswechselventilen beschrieben. Grundlegende Annahme ist auch hier wieder der Massenerhaltungssatz über die Drosselstelle. Da sie kein inneres Volumen besitzt, müssen einströmender (Index 0) und ausströmender Massenstrom (Index 1) gleich sein.

$$\dot{m}_{\text{theo}} = w_1 \rho_1 A_1 \quad \text{Gleichung 3-32}$$

Der Strömungsvorgang soll als adiabat und ohne Austausch von technischer Arbeit erfolgen. Damit ergibt sich unter Anwendung des 1. Hauptsatzes:

$$\frac{w_1^2}{2} = h_0 - h_1 + \frac{w_0^2}{2} \quad \text{Gleichung 3-33}$$

Wird weiterhin Reversibilität und  $c_0=0$  angenommen, so folgt für den Massenstrom  $\dot{m}_{\text{theo}}$  an der Drosselstelle:

$$\dot{m}_{\text{theo}} = \rho_1 A_1 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} RT_0 \left(1 - \pi^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}\right)} \quad \text{Gleichung 3-34}$$

In der Realität kommt es an der Drosselstelle (z.B. Ventilspalt) zu einer Einschnürung der Strömung. Aus diesem Grund kann die volle geometrische Querschnittsfläche zum Massentransport nicht genutzt werden. Erhöhte Spaltreibung aufgrund kleinerer Querschnitte verkleinert den tatsächlichen Massenstrom zusätzlich. Dieses Verhalten wird mit dem Verlustkoeffizienten  $\mu$  berücksichtigt.

$$\mu = \frac{\dot{m}_{\text{real}}}{\dot{m}_{\text{theo}}} \quad \text{Gleichung 3-35}$$



### 3.4 Ein-Zonenmodell

Abbildung 3-7 zeigt schematisch die energetischen Verhältnisse im Brennraum eines Verbrennungsmotors. Beim Ein-Zonenmodell wird der Brennraum als ideal gerührter Behälter betrachtet. Mehr-Zonenmodelle beschreiben mindestens 2 Zonen innerhalb des Brennraums, wobei hier eine realitätsnähere Beschreibung der Zonentemperaturen von verbrannten und unverbrannten Anteilen erfolgt. Grundsätzlich gilt, daß sich das Brennraumvolumen periodisch mit der Zeit bzw. mit dem Kurbelwinkel ändert, nicht

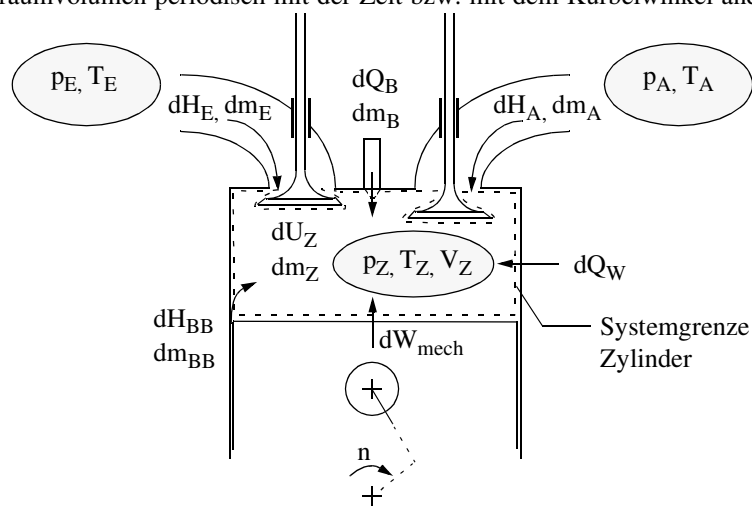


Abbildung 3-7 Ein-Zonen-Zylinder-Modell

aber notwendigerweise die Masse. Desweiteren müssen bei den Bilanzgleichungen die unterschiedlichen Gemischaufbereitungskonzepte von Otto- und Dieselmotoren berücksichtigt werden. Dieselmotoren und direkteinspritzende Ottomotoren saugen reine Luft an und der Kraftstoffeintrag erfolgt während des Saughubes bzw. des Kompressionshubes direkt in den Zylinder. Bei gemischansaugenden Ottomotoren wird die Gemischbildung außerhalb vorgenommen. Eindimensionale Wandfilmmodelle und Modelle zur Beschreibung der Ladungsbewegung im Zylinder (Drall und Tumble) können berücksichtigt werden, um das reale Verhalten der Gemischströmung nachzubilden [38 ,35].

#### 3.4.1 Massen- und Energiebilanz

Die für die Systemgrenze Zylinder anzusetzende Massenbilanz ergibt sich zu

$$\frac{dm_{Zyl}}{dt} = \frac{dm_E}{dt} + \frac{dm_A}{dt} + \frac{dm_{BB}}{dt} + \frac{dm_{Br}}{dt} \quad \text{Gleichung 3-36}$$

Die über die Ventile ein- und austretenden Massenströme können ein Gemisch aus Luft, Abgas und Kraftstoff mit unterschiedlichen Konzentrationen sein. Sie ergeben sich aus Gemischaufbereitungsverfahren, Ladungswechselsteuerung, Brennverfahren und evtl. vorhandener Abgasrückführung.

Bei der Formulierung der Energiebilanz muß berücksichtigt werden, daß der eingebrachte Kraftstoff vor der Verbrennung verdampft und auf die aktuelle Gastemperatur erwärmt werden muß. Beides entzieht dem Gasgemisch im Zylinder Wärme.

$$\begin{aligned} \frac{dU_{\text{Zyl}}}{dt} = & \frac{dQ_B}{dt} + \frac{dQ_W}{dt} + \frac{dW_{\text{mech}}}{dt} + \frac{dm_E}{dt} h_E + \frac{dm_A}{dt} h_A & \text{Gleichung 3-37} \\ & + \frac{dm_{\text{BB}}}{dt} h_{\text{BB}} + \left[ \frac{dm_{\text{Br}}}{dt} \Delta h_{\text{Verd}} + \frac{dQ_{\text{Erwärmung}}}{dt} \right]_{\text{Brennstoff}} \end{aligned}$$

Auf die Beschreibung der einzelnen Modelle zur Lösung der Gleichungen 3-36 und 3-37 wird in den folgenden Kapiteln eingegangen.

### 3.4.2 Innere Energie

Bei der Anwendung des Ein-Zonenmodells ist es zweckmäßig und meist auch hinreichend genau, empirische Polynomansätze zur Bestimmung der inneren Energie des Zylindergases zu verwenden. Nach einem Ansatz von Justi (1938) ist die spezifische innere Energie des Verbrennungsgases als Funktion der Temperatur und der Gaszusammensetzung darstellbar [35]:

$$\begin{aligned} u(T, \lambda) = & 0.1445 \left( 1356.8 + \left( 489.6 + \frac{46.4}{\lambda^{0.93}} \right) (T - T_0)^1 10^{-2} \right. & \text{Gleichung 3-38} \\ & + \left( 7.768 + \frac{3.36}{\lambda^{0.8}} \right) (T - T_0)^2 10^{-4} \\ & \left. - \left( 0.0975 + \frac{0.0485}{\lambda^{0.75}} \right) (T - T_0)^3 10^{-6} \right) \end{aligned}$$

in [kJ/kg],  $T_0=273,15$  K

Einen weiteren Polynomansatz schlägt Zacharias 1966 vor, in dem zusätzlich noch der Druck des Verbrennungsgases berücksichtigt wird:

$$u(T, p, \lambda) = R_0 T \left[ -A \frac{\pi}{\vartheta^2} e^{\frac{D}{\vartheta^2}} \left( 1 + 2 \frac{D}{\vartheta} \right) + \sum_{i=0}^6 [FA_i \vartheta^i] - 1 \right] \quad \text{Gleichung 3-39}$$

in [kJ/kg]

Hierbei sind die Formparameter A und D, sowie die korrigierte Gaskonstante  $R_0$  und die 7 Koeffizienten  $FA_i$  lediglich Funktionen des Luftverhältnisses  $\lambda$ .  $\pi$  und  $\vartheta$  sind dimensionslose Vergleichszahlen für Zylinderdruck und -temperatur:

$$\pi = \frac{p[\text{bar}]}{0.980665} \quad \text{Gleichung 3-40}$$

$$\vartheta = \frac{T[\text{K}]}{1000} \quad \text{Gleichung 3-41}$$

Die folgende Abbildung zeigt einen Vergleich der beiden Ansätze nach Justi und Zacharias am Beispiel eines 720°-Arbeitszyklusses eines Ottomotors.

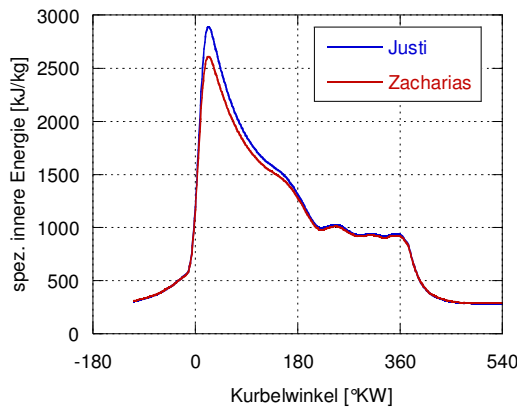


Abbildung 3-8 Vergleich der spez. inneren Energie nach Justi und Zacharias

Man erkennt die vermeintliche Genauigkeitssteigerung durch den Druckkorrekturterm nach Zacharias. Bei niedrigen Zylinderdrücken (Ladungswechsel) liefern beide Ansätze identische Werte für die innere Energie, lediglich in der Phase der Verbrennung unterscheiden sich die Ansätze.

Betrachtet man nun das totale Differential  $\frac{dU_{Zyl}}{dt}$  aus Gleichung 3-37, so läßt sich dieses weiter ausdifferenzieren:

$$\begin{aligned} \frac{dU_{Zyl}}{dt} &= \frac{d(m_{Zyl}u)}{dt} = m_{Zyl} \frac{du}{dt} + u \frac{dm_{Zyl}}{dt} \\ &= m_{Zyl} \left( \frac{\partial u}{\partial T} \frac{dT}{dt} + \frac{\partial u}{\partial p} \frac{dp}{dt} + \frac{\partial u}{\partial \lambda} \frac{d\lambda}{dt} \right) + u \frac{dm_{Zyl}}{dt} \end{aligned} \quad \text{Gleichung 3-42}$$

Die partiellen Differentiale sind nach den Ansätzen von Justi oder Zacharias zu berechnen. Eine Änderung der Zylindermasse kann aus Gleichung 3-36 errechnet werden. Eine Änderung des Luftverhältnisses  $\lambda$  im Zylinder tritt nur auf, wenn Kraftstoff oder

Luft die Systemgrenze überschreitet. Während der Verbrennung ist  $\lambda$  beim Ein-Zonenmodell konstant, da nach der Modellvorstellung kein Unterschied zwischen verbrannter und unverbrannter Zone existiert:

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{1}{m_{Br}^2 L_{min}} \left( m_{Br} \frac{dm_L}{dt} - m_L \frac{dm_{Br}}{dt} \right) \quad \text{Gleichung 3-43}$$

### 3.4.3 Mechanische Arbeit

Die an den Kolben abgegebene mechanische Leistung kann aus dem Zylinderdruck und der Änderung des Kolbenhubes (Gleichung 3-3) ermittelt werden:

$$\frac{dW_{mech}}{dt} = -p_Z \frac{dV_Z}{dt} = -p_Z \omega A_Z \frac{ds}{d\phi} \quad \text{Gleichung 3-44}$$

### 3.4.4 Wärmeübertragung im Zylinder

Brennraumseitig treten die beiden Wärmeübertragungsarten Konvektion und Strahlung auf. In der Zylinderwand selbst erfolgt die Wärmeübertragung ausschließlich durch Wärmeleitung. Bei dem kühlmittelseitigen Wärmetransport kann der Strahlungsanteil aufgrund niedriger Temperaturen vernachlässigt werden und es herrscht reine Konvektion vor.

Im allgemeinen Fall gilt gemäß Abbildung 3-7:

$$\frac{dQ_W}{dt} = \frac{dQ_\alpha}{dt} + \frac{dQ_\varepsilon}{dt} \quad \text{Gleichung 3-45}$$

Der Strahlungsanteil wird hierbei meist dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zugeschlagen, so daß sich ausgehend vom Newton'schen Ansatz ergibt:

$$\frac{dQ_W}{dt} \cong \frac{dQ_\alpha}{dt} = \sum_i \alpha_i A_i (T_{W,i} - T_{Gas}) \quad \text{Gleichung 3-46}$$

Hierbei wird der Brennraum meist in die drei Zonen Kolben, Zylinderkopf und momentan freigegebener Teil der Laufbüchse aufgeteilt. Je nach Komplexität der Brennraummodellierung können für die verschiedenen Brennraumflächen unterschiedliche Gleichungen für  $\alpha$  verwendet werden. Gleiches gilt bei Mehr-Zonenmodellen für die Gastemperatur; bei dem Ein-Zonenmodell ist  $T_{Gas}$  die kalorisch mittlere Temperatur im Zylinder, auch Massenmitteltemperatur genannt.

Im Laufe der Entwicklung der Motorprozeßrechnung wurden sehr viele Ansätze zur Beschreibung des Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  formuliert. Vor 1960 entwickelten Nußelt, Eichelberg und Pflaum erste empirische Ansätze. In den 60-er Jahren gelang es

Pischinger, Sitkei und Annand, die Ähnlichkeitstheorie in die Berechnung der  $\alpha$ -Zahl mit einzubeziehen. Woschni und Hohenberg stellten in den 70-er Jahren einen für Großdieselmotoren erarbeiteten Ansatz vor, der bis heute in mehr oder minder abgewandelter Form Gültigkeit in der Motorprozeßrechnung hat.

**Woschni 1970 [52, 53]:**

$$\alpha = 127.93 D^{-0.2} p^{0.8} v^{0.8} T^{-0.53} \quad [\text{W/m}^2\text{K}] \quad \text{Gleichung 3-47}$$

Dabei bedeuten D den Zylinderdurchmesser in [m], p den Zylinderdruck in [bar], T die Gastemperatur in [K] und v die charakteristische Geschwindigkeit in [m/s], so daß gilt:

$$v = C_1 c_m + C_2 \frac{V_h T_1}{p_1 V_1} (p - p_0) \quad \text{Gleichung 3-48}$$

$c_m$  ist die mittlere Kolbengeschwindigkeit, die mit 1 indizierten Zustandsgrößen sind die Zustände bei Verdichtungsbeginn. Die Konstanten  $C_1$  und  $C_2$  berücksichtigen Motorenbauart und die Unterteilung in Hochdruck- und Niederdruckphase. Die Druckdifferenz  $(p-p_0)$  entspricht dem Unterschied zwischen befeuerten und unbefeuerten Motor [52, 53].

**Bargende 1990 [5]:**

$$\alpha = C D^{-0.22} \lambda \left( \frac{\rho}{\eta} \right)^{0.78} w^{0.78} \Delta \quad \text{Gleichung 3-49}$$

D bezeichnet den charakteristischen Durchmesser einer Kugel, die das selbe Volumen besitzt, wie das aktuelle Zylindervolumen. Der Term mit  $\lambda$  (Wärmeleitfähigkeit des Gases),  $\rho$  (Dichte) und  $\eta$  (dyn. Viskosität) wird auch als Stoffterm bezeichnet. Die Größe w im Geschwindigkeitsterm ist die wärmeübergangsrelevante Gasgeschwindigkeit, die aus einem k- $\epsilon$ -Modell gewonnen werden kann. Der Verbrennungsterm  $\Delta$  wird mit Hilfe der Brennfunktion  $X_B$  (Kapitel 3.4.5) und mit Hilfe einer gedachten Zone für Verbranntes  $T_v$  und einer Zone für Unverbranntes  $T_{uv}$  beschrieben:

$$\Delta = \left[ X_B \frac{T_v}{T_{\text{Gas}}} \frac{T_v - T_W}{T_{\text{Gas}} - T_W} + (1 - X_B) \left( \frac{T_{uv}}{T_{\text{Gas}}} \frac{T_{uv} - T_W}{T_{\text{Gas}} - T_W} \right) \right]^2 \quad \text{Gleichung 3-50}$$

Anzumerken ist, daß der Ansatz nach Bargende lediglich für den Hochdruckteil des Arbeitsprozesses gilt [34, 35].

### 3.4.5 Verbrennung

#### 3.4.5.1 Ersatzbrennverlauf nach Vibe

Ausgehend von einfachen Dreiecksbrennverläufen hat Vibe 1970 anhand von reaktionskinetischen Überlegungen für den Summenbrennverlauf folgende Beziehung angegeben [50]:

$$\frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} = 1 - e^{-a \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1}}, \text{ mit } \varphi_{BB} \leq \varphi \leq (\varphi_{BB} + \Delta\varphi_{BD}) \quad \text{Gleichung 3-51}$$

Dabei ist die gesamte freigesetzte Wärmemenge  $Q_{B,ges}$  aus dem Produkt der teilnehmenden Kraftstoffmasse und dem unteren Heizwert anzusetzen:

$$Q_{B,ges} = m_B H_u \quad \text{Gleichung 3-52}$$

Ferner bedeuten  $\varphi_{BB}$  den Brennbeginn und  $\Delta\varphi_{BD}$  die Brenndauer. Mit  $m$  wird der sog. Formparameter bezeichnet. Der Faktor  $a$  bestimmt sich aus der Definition des Verbrennungswirkungsgrades. Am Ende der Verbrennung, d.h. bei  $\varphi = \varphi_{BE}$ , soll ein bestimmter Prozentsatz der zugeführten Energie aus dem Kraftstoff umgesetzt sein:

$$\left. \frac{Q_B(\varphi)}{Q_{B,ges}} \right|_{\varphi = \varphi_{BE}} = \eta_V = 1 - e^{-a} \quad \text{Gleichung 3-53}$$

Unter normalen Umständen wird der Verbrennungswirkungsgrad  $\eta_V$  zu 99,9% gesetzt, so daß  $a$  den Wert 6,908 erhält.

Leitet man Gleichung 3-51 nach dem Kurbelwinkel ab, so erhält man die Energiefreisetzungsrate, oder auch Brennverlauf genannt:

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = Q_{B,ges} a(m+1) \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^m e^{-a \left( \frac{\varphi - \varphi_{BB}}{\Delta\varphi_{BD}} \right)^{m+1}} \quad \text{Gleichung 3-54}$$

In Abbildung 3-9 sind Brennverläufe für unterschiedliche Formparameter  $m$  dargestellt. Bei der relativ einfachen Verbrennungsrechnung mit Vibe kann der Formparameter zur Charakterisierung unterschiedlicher Brennverfahren eingesetzt werden. Eine stöchiometrische  $\lambda=1$ -Verbrennung entspricht etwa Werten von 1,2 bis 2,0. Eine Verbrennung mit leichtem Luftmangel ( $\lambda$  etwa 0,95) besitzt eine zeitlich schnellere Brennrate bei moderatem Abfall von  $\eta_V$ . Zu starke Anfettung hat eine starke Abnahme der Brenngeschwindigkeit und des Umsetzungsgrades zur Folge. Magere Verbrennung in der Teillast des Dieselmotors und direkteinspritzenden Ottomotors äußert sich ebenfalls in

einer Verlangsamung der Verbrennung.

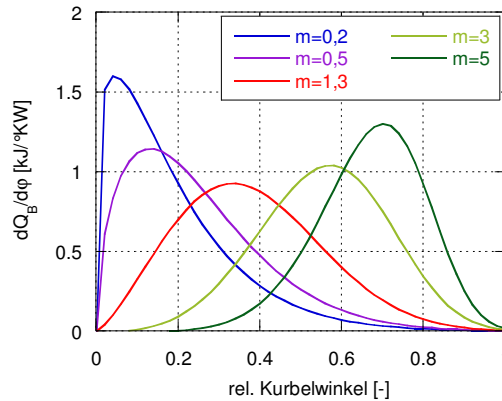


Abbildung 3-9 Brennfunktion für unterschiedliche Formparameter

### 3.4.5.2 Brennverlaufsumrechnung bei Dieselmotoren

Da sich im allgemeinen Fall bei Änderung des Motorbetriebspunktes auch die Vibe-Parameter ändern, ist es notwendig, den Brennverlauf in Abhängigkeit von sich ändernden Motorbetriebsbedingungen vorausrechnen zu können. Dies ist vor allem für instationäre Berechnungen unumgänglich. Die Grundlagen zur Beschreibung dieser Gesetzmäßigkeiten wurden unter anderem von Woschni und Anisits (1973) formuliert. Der Umrechnung wird ein bekannter Ausgangsbetriebspunkt (Index A) zugrunde gelegt [53].

Für die Bestimmung des Brennbeginns gilt folgende Beziehung:

$$\varphi_{BB} = \varphi_{EB} + \Delta\varphi_{ZV} \tag{Gleichung 3-55}$$

In obiger Formel kann die Einspritzverzugszeit entfallen, da diese bei heutigen Motoren mit Hilfe des Nadelhubsignals kompensiert wird und der gewünschte Sollwert eingestellt werden kann.

Für direkteinspritzende Dieselmotoren kann der Zündverzug nach Sitkei formuliert werden:

$$\Delta\varphi_{ZV} = 6n10^{-3} \left[ a_{ZV} + b_{ZV} e^{\frac{7800}{6.9167R\bar{T}}} (1.097\bar{p}^{-0.7}) + c_{ZV} e^{\frac{7800}{6.9167R\bar{T}}} (1.097\bar{p}^{-1.8}) \right] \tag{Gleichung 3-56}$$

Hierbei bedeuten  $\bar{p}$  und  $\bar{T}$  die vom Einspritzbeginn bis zum Brennbeginn gemittelten

Druck- und Temperaturwerte im Zylinder.

Die Brenndauer des Gemisches hängt stark von seiner Zusammensetzung ab, d.h. vom Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$ . Da bei Motoren mit AGR  $\lambda$  allein kein eindeutiges Maß für den Lastzustand ist, muß noch die eingespritzte Brennstoffmasse berücksichtigt werden. Darüber hinaus kann die Brenndauer noch eine Funktion der Motordrehzahl sein.

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD,A} \left(\frac{\lambda_A}{\lambda}\right)^{a_{BD}} \left(\frac{n}{n_A}\right)^{b_{BD}} \left(\frac{m_B}{m_{B,A}}\right)^{c_{BD}} \quad \text{Gleichung 3-57}$$

Der Formparameter beschreibt den Verlauf der Energieumsetzung und ist deshalb vom Zündverzug, von der Drehzahl und von den Gaszuständen bzw. von der gefangenen Zylindermasse abhängig. Um auch Brennverläufe mit sehr großen Änderungen der Brenngeschwindigkeiten berücksichtigen zu können, wird die Gleichung um ein zusätzliches Glied  $\Delta m$  ergänzt, welches auch negative Formparameter bewirken kann. Negative Formparameter können bei Dieselmotoren bei schwacher Last und geringer Drehzahl auftreten.

$$m = (m_A + \Delta m) \left(\frac{\Delta\varphi_{ZV,A}}{\Delta\varphi_{ZV}}\right)^{a_{FP}} \left(\frac{n_A}{n}\right)^{b_{FP}} \left(\frac{m_{gef}}{m_{gef,A}}\right)^{c_{FP}} - \Delta m \quad \text{Gleichung 3-58}$$

Die jeweiligen Parameter a, b und c der drei Vibe-Parameter sind Konstanten.

### 3.4.5.3 Brennverlaufsumrechnung bei Ottomotoren

Eine Umrechnung der Vibe-Parameter beim Ottomotor hat Csallner 1981 erstmalig vorgeschlagen. Hier wird die Beschreibung des Brennbeginns über die Bestimmung des scheinbaren Zündverzuges vorgenommen. Beim Ottomotor tritt, ähnlich wie beim Dieselmotor, eine Verzögerungszeit zwischen dem Einleiten der Zündung und merklicher Energiefreisetzung auf [11].

Csallner wählte zur Beschreibung der Vibe-Parameter ebenfalls wie Woschni für die Dieselmotoren Produktansätze:

$$ZV = ZV_A f_{ZZP} f_n f_p f_T f_\lambda f_{RG} \quad \text{Gleichung 3-59}$$

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD,A} g_{ZZP} g_n g_p g_T g_\lambda g_{RG} \quad \text{Gleichung 3-60}$$

$$m = m_A h_{ZZP} h_n h_p h_T h_\lambda h_{RG} \quad \text{Gleichung 3-61}$$

Der Index A verweist wiederum auf einen bekannten Ausgangszustand. Einflußgrößen sind Zündzeitpunkt, Motordrehzahl, Restgasanteil, Zustand des Gemisches 60° vor Zünd-OT und dessen Zusammensetzung. Die einzelnen Funktionen f, g und h sind in



nachstehender Tabelle zu finden:

Zündverzug	Brenndauer	Formparameter
$f_{ZZP} = \frac{430 - \varphi_{ZZP}}{430 - \varphi_{ZZP, A}}$	$g_{ZZP} = 1$	$h_{ZZP} = 1$
$f_n = \frac{1 + \frac{400}{n} - \frac{8 \cdot 10^5}{n^2}}{1 + \frac{400}{n_A} - \frac{8 \cdot 10^5}{n_A^2}}$	$g_n = \frac{1.33 - \frac{660}{n}}{1.33 - \frac{660}{n_A}}$	$g_n = \frac{0.625 + \frac{750}{n}}{0.625 + \frac{750}{n_A}}$
$f_p = \left( \frac{P_{300^\circ}}{P_{300^\circ, A}} \right)^{-0.47}$	$g_p = \left( \frac{P_{300^\circ}}{P_{300^\circ, A}} \right)^{-0.28}$	$h_p = 1$
$f_T = 2.16 \frac{T_{300^\circ, A}}{T_{300^\circ}} - 1.16$	$g_T = 1.33 \frac{T_{300^\circ, A}}{T_{300^\circ}} - 0.33$	$h_T = 1$
$f_{RG} = 0.088 \frac{x_{RG}}{x_{RG, A}} + 0.91$	$g_{RG} = 0.237 \frac{x_{RG}}{x_{RG, A}} + 0.763$	$h_{RG} = 1$
$f_\lambda = \frac{2.2\lambda^2 - 3.74\lambda + 2.54}{2.2\lambda_A^2 - 3.74\lambda_A + 2.54}$	$g_\lambda = \frac{2\lambda^2 - 3.4\lambda + 2.4}{2\lambda_A^2 - 3.4\lambda_A + 2.4}$	$h_\lambda = 1$

Tabelle 3-2 Funktionen zur Brennverlaufsumrechnung nach Csallner

Der Gültigkeitsbereich obiger Gleichungen beschränkt sich auf Restgasanteile < 10% und Verbrennungsluftverhältnisse zwischen 0,7 und 1,2. Moderne Brennverfahren weisen höhere Restgasgehalte auf, insbesondere Motoren mit hoher Ventilüberschneidung bei vollvariablen Ventiltrieben.

Witt erweiterte 1999 den Gültigkeitsbereich der Csallner-Gleichungen, indem er die Parametrisierung für gedrosselte und ungedrosselte Motoren unterscheidet. Witt reduziert die Csallner-Funktionen, die die Zylinderlast berücksichtigen (p, T, λ) unmittelbar auf diese selbst (indizierte spez. Arbeit w<sub>i</sub>):

$$ZV = ZV_A f_{ZZP} f_n f_{RG} f_{wi} \tag{Gleichung 3-62}$$

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD, A} g_{ZZP} g_n g_{RG} g_{wi} \tag{Gleichung 3-63}$$

$$m = m_A h_{ZZP} h_n h_{RG} h_{wi} \tag{Gleichung 3-64}$$

Abbildung 3-10 zeigt ein Beispiel der Brenndauerumrechnung (siehe Gleichung 3-63) nach Csallner. Der Referenzpunkt ist mit A gekennzeichnet. Ausgehend von diesem wird nun die Motorlast und -drehzahl variiert und die Funktionen  $g_T^*$ ,  $g_p^*$ ,  $g_n$  berechnet. Restgasgehalt, Zündzeitpunkt und  $\lambda$  ( $=1,0$ ) werden für dieses Beispiel konstant gehalten.

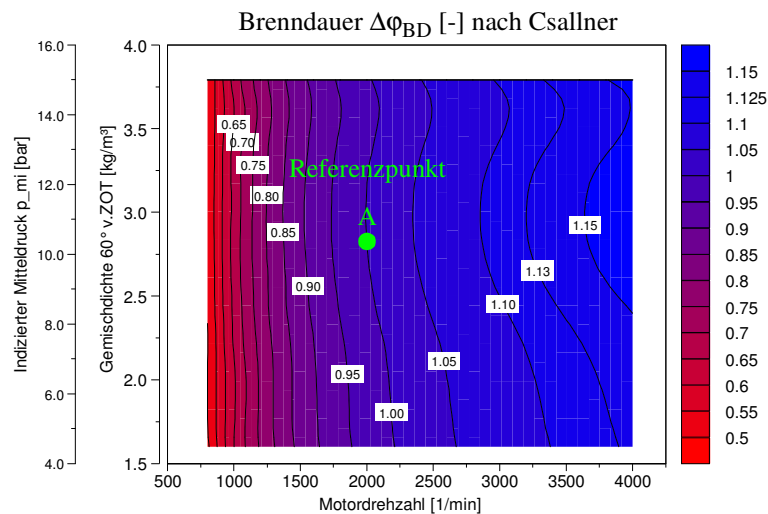


Abbildung 3-10 Brennverlaufsumrechnung nach Csallner am Beispiel der relativen Brenndauer

Man erkennt, daß der Drehzahleinfluß weitaus größer ist, als der Einfluß der Last. Im unteren Drehzahlbereich kann der Lasteinfluß nahezu vernachlässigt werden. Dies ist auf die stets gleich bleibende Gemischqualität zurückzuführen. Dieselmotoren, die in der Teillast sehr stark abmagern, hätten durch den hohen Luftüberschuß prinzipiell eine längere Brenndauer. In der Realität würde sich natürlich aufgrund der physikalischen Gegebenheiten auch der Restgasgehalt ändern, ebenso der wirkungsgradoptimal angepaßte Zündzeitpunkt.

#### 3.4.5.4 Klopfende Verbrennung

Bei einem Ottomotor sind der Erhöhung der Verdichtung zur Wirkungsgradsteigerung durch die klopfende Verbrennung Grenzen gesetzt. Die Klopfgrenze wird einerseits von der Zündwilligkeit des Kraftstoffes und andererseits von der konstruktiven Gestaltung von Brennraum und Ansaugsystem beeinflusst. Klopfen ist ein Selbstzündungsvorgang in dem von der Flamme noch nicht erfaßten Ladungsanteil und wird durch komplexe Vorreaktionen im Unverbrannten ausgelöst.

Douaud, By und Eyzat legten bei der Formulierung ihres vorhersagenden Klopfmodells den Ansatz zugrunde, daß die Vorreaktionen im Unverbrannten durch Bruttoreaktionen

beschrieben werden können und sich in allgemeiner Form formulieren lassen [23, 35, 19, 26, 51]:

$$x = f(p, T_{UV}, \lambda, \text{Kraftstoff}) \quad \text{Gleichung 3-65}$$

Hierbei ist  $x$  die Konzentration der für die Selbstzündung maßgeblichen Komponente,  $T_{UV}$  die Temperatur des unverbrannten Endgases und  $p$  der Brennraumdruck. Weiterhin wird vorausgesetzt, daß es eine kritische Konzentration  $x_c$  geben muß, ab der Klopfen eintritt, so daß folgender Ansatz angenommen werden darf:

$$\frac{\dot{x}}{x_c} = g\left(\frac{1}{\tau_Z}\right) \quad \text{Gleichung 3-66}$$

Durch Integration folgt:

$$\frac{x}{x_c} = \int_{t_0}^{t_k} \frac{1}{\tau_Z} dt = 1 \quad \text{Gleichung 3-67}$$

Die Funktion  $g$  stellt den Zusammenhang zwischen der Zündverzugszeit und Konzentrationsänderung dar. Hierbei bedeuten  $x_c$  die kritische Konzentration,  $t_0$  der Beginn der Vorreaktionen und  $t_k$  der Klopfzeitpunkt. Gleichung 3-67 stellt die Bedingung für klopfreien Betrieb dar. Wenn das Integral den Wert 1 innerhalb der Verbrennung erreicht bzw. überschreitet, ist mit Klopfen zu rechnen.

Die Zündverzugszeit  $\tau_Z$  ist im wesentlichen von Druck, Temperatur, Gemischzusammensetzung und Kraftstoffart abhängig:

$$\tau_Z = \alpha p^{-1.7} e^{\frac{3800}{T}} \quad \text{Gleichung 3-68}$$

$$\alpha = 0.0187 \left(\frac{\text{MOZ}}{100}\right)^{3.402} \left(1 + 0.96 \left(\frac{1}{1.1\lambda} - 1\right) + 5.45 \left(\frac{1}{1.1\lambda} - 1\right)^2 + 8.32 \left(\frac{1}{1.1\lambda} - 1\right)^3\right) \quad \text{Gleichung 3-69}$$

Ein Maß für die Heftigkeit des auftretenden Klopfens ist die Klopfintensität  $KI$ , welche als zusätzliche Einflußgröße die zum Zeitpunkt des Klopfbeginns unverbrannte Kraftstoffmasse  $m_{B,UV}$  beinhaltet:

$$KI = \tau_Z m_{B,uv} \left( \frac{V_{\text{comp}}}{V_k} \right) e^{\frac{-T_A}{T}} \max[0, (1 - (1 - \lambda)^2)] \quad \text{Gleichung 3-70}$$

$V_{\text{comp}}$  ist hierbei das Kompressionsvolumen und  $V_k$  das Zylindervolumen bei Klopfbeginn. Die Aktivierungstemperatur  $T_A$  liegt bei etwa 6000K.

### 3.4.6 Sonstige Modelle

#### 3.4.6.1 Ladungsspülung

Insbesondere bei turboaufgeladenen Motoren kann in bestimmten Kennfeldbereichen der Ladedruck größer sein als der Abgasdruck vor der Turbine. Ist dies der Fall, so kann es in der Phase der Ventilüberschneidung zu einem Überströmen von Ladung kommen. Insbesondere bei variablen Nockenwellenverstellungssystemen ist der überströmende Ladungsanteil bei positivem Spülgefälle dann nicht mehr zu vernachlässigen, da sich hierdurch die tatsächliche Zylinderfüllung mit Luft stark ändern kann und eine u. U. ungewollte Änderung von  $\lambda$  und der Abgasqualität nach sich zieht. Dieser Effekt kann auch gezielt zur Drehmomentsteigerung ausgenutzt werden, wenn der Restgasanteil im Zylinder sich dadurch verringert und durch die höhere Luftmasse bei selbem  $\lambda$  mehr Kraftstoff eingespritzt werden kann.

Da das Spülgefälle auch negativ sein kann, kann es auch zu einem Rückströmen von Abgas kommen (innere Abgasrückführung), was die Bildung von innermotorischem  $\text{NO}_x$  reduziert.

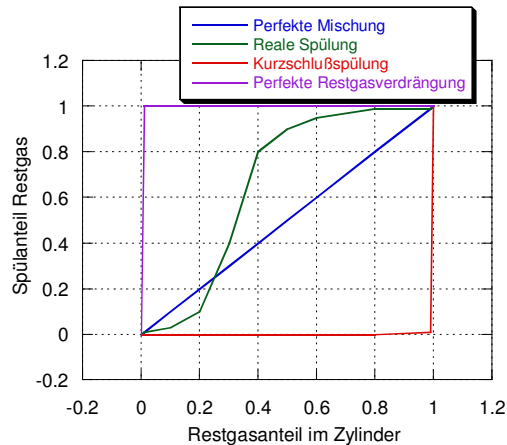


Abbildung 3-11 Ladungsspülung im Zylinder

Abbildung 3-11 zeigt ein graphisches Modell zur Bestimmung des ausgespülten Restgasanteiles bei verändertem Restgasanteil im Zylinder [23]. Bei der perfekten Mischung von einströmender Frischluft mit Restgas ist der ausgespülte Restgasanteil stets gleich groß wie der momentane Restgasanteil im Zylinder. Da im realen Fall die Strömung der einfließenden Luft jedoch nicht den gesamten Zylinderraum erfäßt, kann sich Restgas in Strömungsschatten ansammeln, ohne ausgeschoben zu werden. 3D-CFD-Berechnungen führen zu dem Ergebnis, daß bei beginnender Ventilüberschneidung zuerst hauptsächlich Restgas ausgeschoben wird. Die eintretende Strömung der Frischladung schiebt das Restgas vor sich her und gelangt erst zu einem späterem Zeitpunkt in den Bereich des Auslaßventils, wo sie überströmen kann. Die beiden Extrema der Kurzschlußspülung und der perfekten Restgasverdrängung sind allerdings in reiner Form unrealistisch.

### 3.4.6.2 Motorreibung

Der Reibmitteldruck eines Motors kann mit Hilfe des Chen-Flynn Modelles [23] berechnet werden und ist eine Funktion von Motordrehzahl und Last. Der Lasteinfluß in Form des max. Zylinderdruckes hat hierbei aber geringere Bedeutung.

$$p_{m,R} = c_1 + c_2 p_{max,Zyl} + c_3 n_{mot} + c_4 n_{mot}^2 \quad \text{Gleichung 3-71}$$

Qualitativ stimmt der Verlauf eines nach der Chen-Flynn-Methode gerechneten Reibmitteldruckkennfeldes gut mit der Realität überein. Das Modell ist mit Hilfe der Konstanten  $c_1$  bis  $c_4$  an den jeweiligen Motortyp anzupassen.

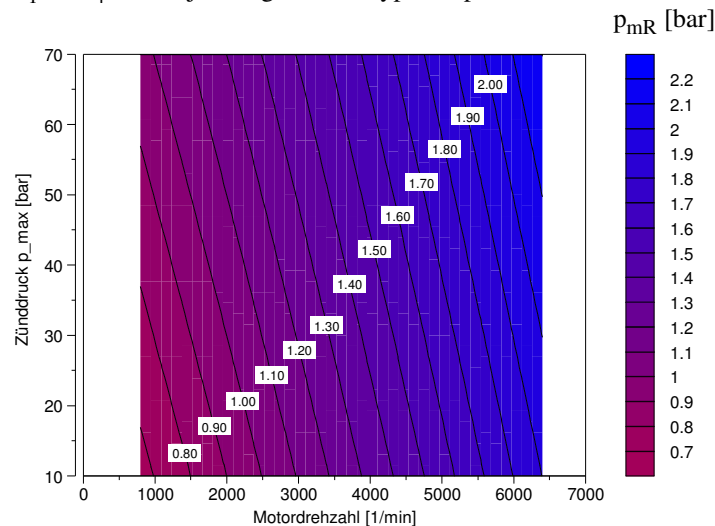


Abbildung 3-12 Reibmitteldruck nach Chen-Flynn

### 3.4.6.3 Wärmeübergang im Auslaßkrümmer

Der Wärmeübergang im Auslaßkrümmer spielt besonders bei aufgeladenen Motoren eine große Rolle, da er entscheidenden Einfluß auf die der Turbine zugeführte Enthalpie hat. Zapf schlug 1969 eine Beziehung für den Wärmeübergangskoeffizient im Auslaßkanal vor [54]:

$$\alpha_{\text{Krümmer}} = 0.001791 \left( 1 - 0.797 \frac{h_V}{d_{V,i}} \right) \sqrt{\dot{m}_{\text{Abgas}}} T^{-0.41} d_{\text{Kanal}}^{-1.5} \left[ \frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}} \right]$$

Gleichung 3-72

Demnach ist der Wärmeübergang abhängig vom momentanen Abgasmassenstrom, dem Kanaldurchmesser  $d_{\text{Kanal}}$ , der aktuellen Gastemperatur  $T$ , sowie von Ventilhub  $h_V$  und dem inneren Ventildurchmesser  $d_{V,i}$ .

Zur Bestimmung des Wandwärmestromes ist auch hier die Newton'sche Beziehung anzusetzen (vgl. Gleichung 3-46).

## 3.5 Abgasturboaufladung

### 3.5.1 Grundlagen

#### 3.5.1.1 Ziel der Aufladung

Eine Leistungssteigerung eines Verbrennungsmotors kann prinzipiell durch eine Erhöhung des Drehmomentes oder der Motordrehzahl erzielt werden:

$$P_{\text{eff}} = M_{\text{eff}} \cdot \omega_{\text{Mot}}$$

Gleichung 3-73

Da die mechanische Triebwerksbelastung, und somit auch die Motorreibung, überproportional mit der Drehzahl steigt, ist aus Festigkeits- und Wirtschaftlichkeitsgründen eine Leistungssteigerung durch Drehzahlerhöhung im PKW-Anwendungsbereich nicht erstrebenswert.

Das effektive Drehmoment ist selbst von sehr vielen Motorgrößen abhängig. Die Haupteinflußgrößen sind Hubvolumen und die Dichte der Ladung im Saugrohr:

$$M_{\text{eff}} \sim \rho_{\text{SR}} \cdot V_H \sim \frac{P_{\text{SR}}}{T_{\text{SR}}} \cdot V_H$$

Gleichung 3-74

Das Hauptziel der Aufladung eines Verbrennungsmotors ist die Drehmomentsteigerung durch Druckerhöhung der Frischladung. Die mit dem Verdichtungs Vorgang verbundene Temperaturerhöhung wirkt sich wiederum nachteilig auf die Dichte aus,

was durch Ladeluftkühlung zu einem hohen Maß kompensiert wird.

### 3.5.1.2 Aufladeverfahren

Die Aufladeverfahren lassen sich in folgende Klassen einteilen [31]:

♦ **Abgasturboaufladung ATL:**

Hierbei wird üblicherweise ein Radialverdichter unter Ausnutzung der Abgasenergie mittels einer Radialturbine angetrieben. Motor und ATL sind strömungsmechanisch miteinander gekoppelt.

Die ATL kann als Stauaufladungskonzept unter Ausnutzung der thermischen Energie oder als Stoßaufladungskonzept angewendet werden. Bei der Stoßaufladung wird neben der thermischen Energie des Abgases noch zusätzlich die kinetische Energie einzelner Gasimpulse ausgenutzt. Diese zusätzliche Energienutzung kann unter günstigen Bedingungen, also niedrige Motordrehzahlen bei hoher Gaspulsation, einen scheinbaren Turbinenwirkungsgrad von über 1 erzeugen. Stationäre Wirkungsgrade von Radialturbinen liegen hingegen in einem Bereich von etwa 0,6 bis 0,75.

♦ **Mechanische Aufladung:**

Hierbei wird ein Verdichter über die Kurbelwelle des Motors angetrieben. Lader und Motor sind also kinematisch und strömungsmechanisch miteinander gekoppelt.

♦ **Resonanz- oder Schwingrohraufladung:**

Hierbei werden die Rohrschwingungen in der Ansaugleitung durch Abstimmung der Länge der Saugarme ausgenutzt. Dieser Aufladeeffekt äußert sich primär im gesteigerten Luftaufwand, da sich der mittlere Saugrohrdruck im Vergleich zum Umgebungsdruck kaum ändert. Durch die Saugwirkung des Kolbens läuft nach dem Öffnen des Einlaßventils eine Unterdruckwelle durch den Saugarm in Richtung Saugrohr. Diese wird am offenen Ende an der Saugrohrmündung als Überdruckwelle reflektiert und trifft wieder auf das offene Einlaßventil. Die Impulsaufladung funktioniert nur in einem sehr engen Drehzahlbereich, deshalb finden hier Schaltsaugrohre und Nockenwellenverstellungen (variable Ventiltriebe) Einsatz.

### 3.5.1.3 Turboladerhauptgleichung

Als Grundlage für die Turboladerberechnung ist das Leistungsgleichgewicht auf Verdichter- und Turbinenseite gefordert. Dieses Leistungsgleichgewicht wird auch als erste Hauptgleichung der Abgasturboaufladung bezeichnet [55]:

$$P_V = P_T$$

Gleichung 3-75

Für die vom Verdichter aufgenommene Leistung gilt:

$$P_V = \frac{1}{\eta_V} \dot{m}_V c_{pL} T_1 \left[ \pi_V^{\frac{\kappa_L - 1}{\kappa_L}} - 1 \right] \quad \text{mit } \pi_V = \frac{p_2}{p_1} \quad \text{Gleichung 3-76}$$

Hierbei ist  $\eta_V$  der isentrope Wirkungsgrad des Verdichters mit den Indices 1 für den Eintritt und 2 für den Austritt. Äquivalent dazu läßt sich die Turbinenleistung formulieren:

$$P_T = \eta_T \eta_m \dot{m}_T c_{pA} T_3 \left[ 1 - \pi_T^{\frac{1 - \kappa_A}{\kappa_A}} \right] \quad \text{mit } \pi_T = \frac{p_3}{p_4} \quad \text{Gleichung 3-77}$$

Das Druckverhältnis an der Turbine würde richtigerweise als Expansionsverhältnis bezeichnet werden, da der Druck  $p_3$  vor der Turbine größer als  $p_4$  hinter der Turbine ist. Üblicherweise wird das Produkt  $\eta_T \eta_m$  auch vereinfacht als Turbinengesamtwirkungsgrad bezeichnet, da der mechanische Verlustanteil durch Lagerreibung der Turbinenseite zugeschrieben wird.

Wendet man nun die erste Hauptgleichung an, so läßt sich folgende Beziehung zwischen Verdichter- und Turbinendruckverhältnis ableiten:

$$\pi_V = \left[ 1 + \frac{\dot{m}_T}{\dot{m}_V} \eta_T \eta_m \eta_V \frac{T_3 c_{pA}}{T_1 c_{pL}} \left[ 1 - \pi_T^{\frac{1 - \kappa_A}{\kappa_A}} \right] \right]^{\frac{\kappa_L}{\kappa_L - 1}} \quad \text{Gleichung 3-78}$$

Das Verhältnis von Turbinen- zu Verdichtermassenstrom ist äquivalent zu dem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_V$ , so lange kein Abgas an der Turbine durch ein Wastegate vorbeigeleitet wird. Liegt das Turbinendruckverhältnis fest, kann durch die Kenntnis von  $T_3$ , der Wirkungsgrade und von  $\lambda_V$  das erreichbare Verdichterdruckverhältnis auf relativ einfache Weise abgeschätzt werden. Das Produkt  $(\dot{m}_T / \dot{m}_V \eta_T \eta_m \eta_V T_3 / T_1)$  ist stark vom Betriebspunkt und von der Art der Prozeßführung (Otto/Diesel) abhängig und wird als Parameter  $\alpha$  in folgender Darstellung gewählt:



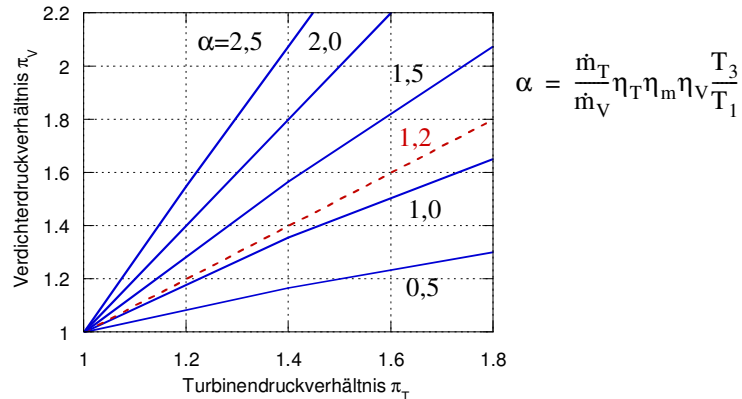


Abbildung 3-13 Leistungsbilanzierung von Turbine und Verdichter

Bei einem  $\alpha$ -Wert von etwa 1,2 herrschen abgas- und frischgasseitig gleiche Druckverhältnisse, also theoretisch gleicher Turbineneintrittsdruck  $p_3$  und Ladedruck  $p_2$ . Da in der Realität saug- und abgasseitige Druckverluste zu berücksichtigen sind, verschiebt sich der Grenzfall von tatsächlicher Druckgleichheit  $p_3$  und  $p_2$  zu  $\alpha$ -Werten von etwa 1,5.

Bei Ottomotoren ist eine gute Restgasausspülung aus dem Zylinder wünschenswert, um möglichst viel Frischluft in den Zylinder zu bekommen. Ein positives Spülgefälle ( $p_2 - p_3$ ) ist hierzu erforderlich, was durch  $\alpha$ -Werte  $> 1,2$  erreicht ist. Ottomotoren mit einem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda_V = 1,0$  bieten den höchsten Turbinenmassenstrom  $\dot{m}_T$  bei gleichzeitig höchster Turbineneintrittstemperatur  $T_3$ . Somit können unter günstigen Umständen  $\alpha$ -Werte von 2 bis 2,5 erreicht werden, die bei Ventilüberschneidung für sehr gute Restgasspülung sorgen.

Bei Dieselmotoren hingegen ist in weiten Bereichen des Kennfeldes ein negatives Spülgefälle ( $p_2 - p_3$ ) von Vorteil, da dieses sowohl die interne AGR (Rückfließen des Abgases in den Zylinder), als auch die externe AGR gleichermaßen begünstigt. Niedrigere  $\dot{m}_T$  und  $T_3$  als beim Ottomotor bewirken dies maßgeblich.

### 3.5.1.4 Bewegungsgleichung

Die für die Simulation der Kinematik des Turboladers notwendige Bewegungsgleichung lautet:

$$\frac{d\omega_{ATL}}{dt} = \frac{M_T - M_V - M_R}{\Theta_{ATL}} \tag{Gleichung 3-79}$$

Wie bereits erwähnt, ist es zweckmäßig, die Differenz  $M_T - M_R$  als einzelnes Turbinengesamtmoment mit vermindertem Gesamtwirkungsgrad  $\eta_T \eta_m$  zu betrachten. Hierbei würde ein eventuelles Überschußmoment der Turbine eine Beschleunigung verursachen, die von dem polaren Massenträgheitsmoment  $\Theta$  abhängt.

Setzt man geometrische Ähnlichkeit unterschiedlicher Baugrößen voraus, so ist  $\Theta$  der 5. Potenz des Durchmessers proportional. Die Masse des Laufzeugs geht hierbei mit der 3. Potenz des Durchmessers ein:

$$\Theta_{ATL} = \int r^2 dm \sim D^5 \quad \text{Gleichung 3-80}$$

Dieser Zusammenhang wird bei Simulationszwecken auch verwendet, um bei Veränderung des ATL das geänderte  $\Theta$  abschätzen zu können.

## 3.5.2 Aufbau des Abgasturboladers

### 3.5.2.1 Verdichter

Der Betriebspunkt eines Verdichters wird durch Eintrittsvolumenstrom, Totaldruckverhältnis, isentropen Wirkungsgrad und Drehzahl vollständig beschrieben. Diese Größen finden sich im Verdichterkennfeld teilweise als reduzierte Größen wieder (Abbildung 3-14) [31, 55, 48].

Die Reduzierung der Drehzahl und des Volumenstroms auf Referenzbedingungen liegt darin begründet, daß sich die Betriebspunkte unter realen Motorbedingungen von denen unter stets konstanten Bedingungen bei der Kennfeldvermessung unterscheiden. Um eine Vergleichbarkeit der Betriebspunkte mit der Lage im gemessenen Kennfeld zu bekommen, werden diese unter der Annahme kinetischer Ähnlichkeitsbedingung reduziert, d.h. es herrscht gleiche Mach-Zahl bei Referenzbedingung und Motorbedingung am Verdichtereintritt. Daraus lassen sich die reduzierten Größen ableiten:

$$n_{\text{red}} = n \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{ein}}}} \quad \text{Gleichung 3-81}$$

$$\dot{V}_{\text{red}} = \dot{V} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{ein}}}} \quad \text{Gleichung 3-82}$$

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{\text{ref}}}{T_{\text{ein}}}} \cdot \frac{p_{\text{ein}}}{p_{\text{ref}}} \quad \text{Gleichung 3-83}$$

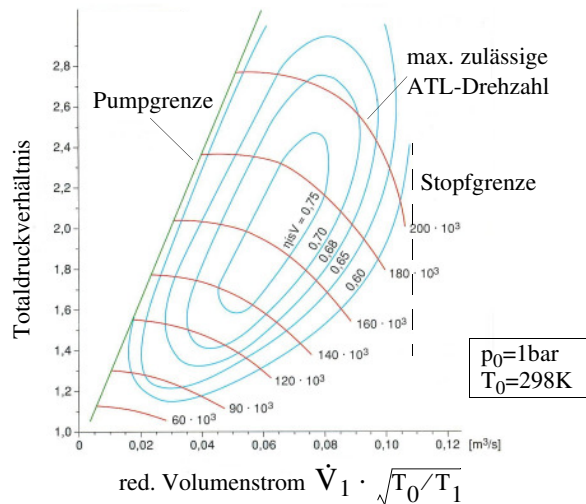


Abbildung 3-14 Kennfeld eines Radialverdichters

Ein Radialverdichter besteht aus einem Verdichterrad, dem Diffusor und dem Spiralgehäuse. Durch die Rotation des Rades wird die Luft axial angesaugt und nach außen hin beschleunigt. Im Diffusor wird die kinetische Energie des Gases idealerweise verlustfrei in Druckenergie umgewandelt. Im Spiralgehäuse wird die komprimierte Luft gesammelt und die Geschwindigkeit weiter bis zum Verdichteraustritt reduziert.

Die Pumpgrenze begrenzt den linken Kennfeldrand. Bei kleinen Volumenströmen und hohen Druckverhältnissen gibt es eine Grenze, ab der sich die Strömung von den Schaufeln ablöst und entgegen der eigentlichen gewollten Strömungsrichtung rückwärts strömt. Hat sich der Druck am Verdichteraustritt so weit abgesenkt, daß wieder eine Förderung in positiver Richtung möglich ist, beginnt dieser Vorgang von neuem. Diese Druckstöße sind akustisch sehr deutlich als Geräusch hörbar. Durch rückwärts gekrümmte Schaufelenden verschiebt sich die Pumpgrenze nach links, so daß der nutzbare Kennfeldbereich verbreitert wird.

Der maximale Volumenstrom ist in der Regel durch den Eintrittsquerschnitt am Verdichtereintritt begrenzt. Wird am Eintritt Schallgeschwindigkeit erreicht, so ist kein weiteres Steigen des Durchsatzes mehr möglich. Im Verdichterkennfeld zeigt sich dies durch stark abfallende Drehzahlkurven bei hohen Drehzahlen. Eine Kennfeldverbreiterung nach rechts ist durch den Einsatz von sogenannten splitter blades möglich, da durch Zurückversetzen jeder zweiten Schaufel der Eintrittsquerschnitt vergrößert wird. Ebenso kann der Luftdurchsatz durch Vergrößerung des Eintrittsdurchmessers gesteigert werden (Trimm des Verdichterrades). Eine Erhöhung des Trimmes über 80% ist nicht mehr sinnvoll, da mit zunehmendem Trimm auch das erreichbare Druckverhältnis absinkt.

Die Drehzahl des Verdichterrades ist aufgrund der Bauteilfestigkeit begrenzt. Diese ergibt sich aus der maximal zulässigen Umfangsgeschwindigkeit am Radaußendurchmesser. Übliche zulässige Umfangsgeschwindigkeiten liegen bei etwa 520 m/s bis 560m/s. Die Berstumfangsgeschwindigkeiten heutiger Verdichterräder liegen bei etwa 700-750 m/s.

### 3.5.2.2 Turbine

Der Betriebspunkt einer Turbine wird durch den Massenstrom, Druckverhältnis, den kombinierten isentrop-mechanischen Wirkungsgrad und die Drehzahl beschrieben. Ähnlich wie im Verdichterkennfeld werden hier der Massenstrom und Drehzahl als reduzierte Größen wiedergegeben. (Abbildung 3-15).

$$n_{\text{red}} = n \sqrt{\frac{T_{3\text{total,ref}}}{T_{3\text{total,ein}}}} \quad \text{Gleichung 3-84}$$

$$\dot{m}_{\text{red}} = \dot{m} \sqrt{\frac{T_{3\text{total,ein}}}{P_{3\text{total,ein}}}} \quad \text{Gleichung 3-85}$$

Die Turbine eines Turboladers besteht aus dem Turbinenrad und dem Turbinengehäuse. Die Turbine setzt die Energie des Motorabgases in mechanische Energie zum Antrieb des Verdichters um. Die Abgase werden durch den Strömungsquerschnitt der Turbine aufgestaut, so daß sich zwischen Ein- und Austritt ein Druck- und Temperaturgefälle einstellt. Gemäß Gleichung 3-77 wird aus dem Druckverhältnis  $\pi_T$ ,  $T_3$  und dem durchfließenden Massenstrom die Turbinenleistung ermittelt.

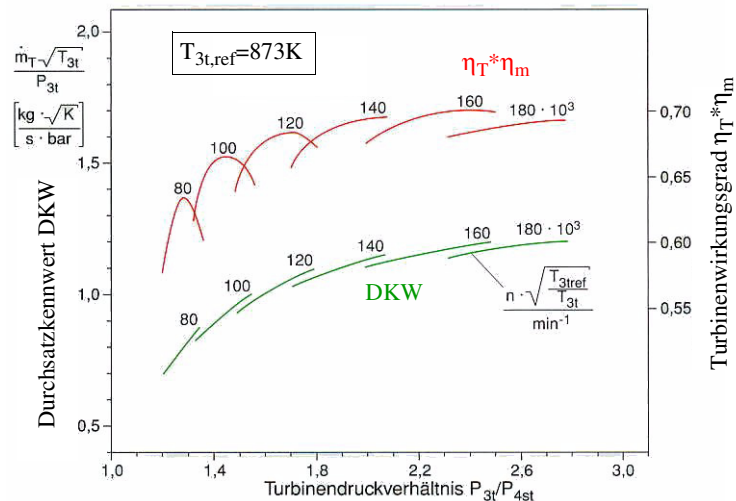


Abbildung 3-15 Kennfeld einer Radialturbine

Die Druckenergie des Abgases wird innerhalb des Spiralgehäuses in kinetische Energie umgewandelt. Hierbei ist die Querschnittsfläche des Gehäuses so ausgelegt, daß das Turbinenrad über dem Radumfang überall mit gleicher Geschwindigkeit beaufschlagt ist. Die Umsetzung der kinetischen Energie in Rotationsenergie erfolgt im Turbinenrad selbst. Bei richtiger Auslegung ist die kinetische Energie am Radaustritt nahezu vollständig umgesetzt worden.

Das Aufstauverhalten der Turbine wird vom freien Strömungsquerschnitt (Halsquerschnitt) am Übergang vom Eintrittskanal in die Spirale bestimmt. Verkleinert man den Halsquerschnitt, so staut die Turbine mehr Abgas auf und die Turbinenleistung nimmt aufgrund des höheren Druckverhältnisses zu. Die erreichbare Turbinenleistung hängt somit nicht nur alleine von der Größe des Turbinenrades ab.

### 3.5.2.3 Regelung

Um den hohen Anforderungen bezüglich des Drehmomentverhaltens eines turboaufgeladenen Motors Rechnung zu tragen, ist es notwendig, den vollen Ladedruck bereits bei niedrigen Motordrehzahlen zur Verfügung zu stellen. Zum Erreichen dieser Forderung muß die Turbine also ausreichend klein gewählt werden, um die Verdichterleistung zu decken. Bei hohen Drehzahlen wiederum ist diese Turbine streng genommen zu klein ausgelegt, da sich zu viel Abgas vor der Turbine aufstaut und die Turbinenleistung zu groß ist. Um auch dieser Anforderung zu genügen, muß eine turbinenseitige Regelung des Ladedruckes verwendet werden.

Die einfachste Form der Ladedruckregelung ist der Bypass. Wenn der gewünschte Ladedruck erreicht ist, öffnet dieser und ein Teil der Abgasmenge wird im Turbinengehäuse außen an dem Turbinenrad vorbei geleitet. Diese sogenannte Wastegate-Klappe wird in Abhängigkeit vom Ladedruck durch eine federbelastete Membrane angesteuert (Abbildung 3-16). Ab einer bestimmten Motordrehzahl steigt der Ladedruck nicht mehr an.

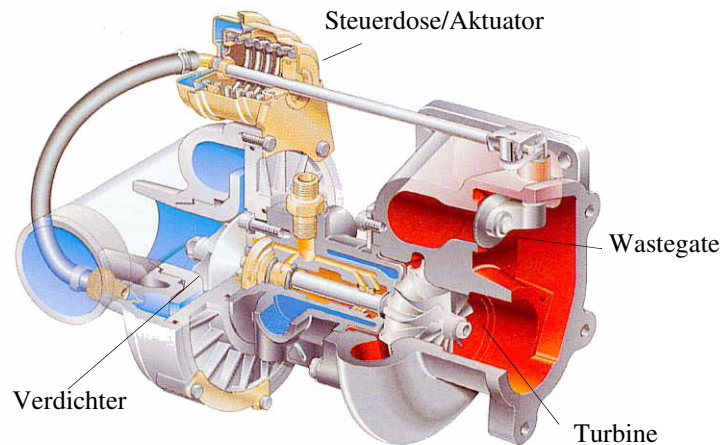


Abbildung 3-16 Abgasturbolader mit Wastegate-Klappe

#### **Selbstregelnde Ladedruckregelung**

Eine kostengünstige Methode ist die selbstregelnde Ladedruckregelung, wie sie in Abbildung 3-16 dargestellt ist. Hierbei wird die Membrane, die mit der Schraubenfeder vorgespannt ist, permanent mit dem anliegenden Ladedruck beaufschlagt. Wird die Vorspannkraft durch den anliegenden Ladedruck überwunden, öffnet das Wastegate über die Regelstange.

#### **Elektronische Ladedruckregelung**

In modernen Diesel- und Ottomotorenanwendungen werden heutzutage elektronische Verfahren eingesetzt. Diese bieten mehr Freiheitsgrade gegenüber der starren pneumatischen Regelung. Da der Motor zu einem hohen Anteil in der Teillast betrieben wird, ist es von großem Verbrauchs- und Emissionsvorteil, wenn durch eine flexible Regelung der optimale Ladedruck in der Teillast eingestellt werden kann. Auch eine kurzzeitige Überhöhung des Ladedruckes bei Beschleunigungsvorgängen (Overboost) ist darstellbar.

Die Betätigung des Wastegates erfolgt wie bei der selbstregelnden Ausführung. Anstelle des Ist-Ladedruckes wird nun ein modulierter Ladedruck auf die Membrane gelegt, der auch kleiner als der Ist-Ladedruck sein kann. Erreicht wird dies durch ein verdichterseitiges, elektronisch getaktetes, 3-Wege-Ventil, das die Membrane zu unterschiedlichen Zeitanteilen mit dem Ladedruck und dem Druck am Verdichtereintritt (etwa Umgebungsdruck) beaufschlagt. Die Taktfrequenzen liegen je nach gefordertem Druck bei 10 bis 15 Hz.

### Ladedruckregelung über variable Turbinengeometrie

Eine wirkungsgradgünstigere Möglichkeit der Regelung ist die Verwendung von verstellbarer Turbinengeometrie (VTG). Die VTG ermöglicht es, im gesamten Drehzahlbereich des Motors die vollständige Abgasenergie aus der Verbrennung zu nutzen, ohne einen Teilstrom an der Turbine vorbeileiten zu müssen. Ein Abgasturbolader mit VTG besitzt drehbare Leitschaufeln und ist bei modernen Dieselanwendungen Stand der Technik. Die Leitschaufeln zwischen Spiralgehäuse und Turbinenrad verändern das Aufstauverhalten und damit die Leistung der Turbine (Abbildung 3-17).

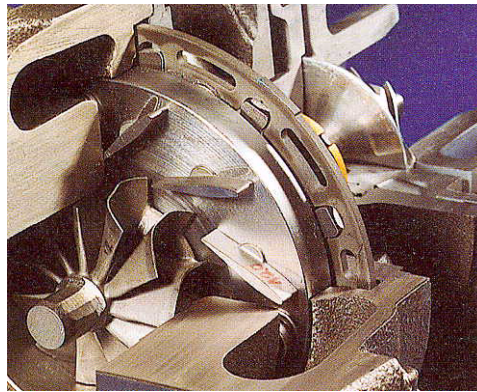


Abbildung 3-17 Turbolader mit verstellbarer Turbinengeometrie (VTG)

Im Bereich minimaler und maximaler Öffnung der Leitschaufeln kann der erreichbare Durchsatz im Verhältnis 1:3 bei gleichzeitig guten Wirkungsgraden variiert werden. Bei niedrigen Motordrehzahlen, wo das maximale Drehmoment gefordert ist, wird der Strömungsquerschnitt durch Schließen der Leitschaufeln verengt und die Turbinenleistung durch ein möglichst hohes Turbinendruckverhältnis  $\pi_T$  bereit gestellt. Bei hohen Motordrehzahlen wird die VTG geöffnet, so daß die geforderte Leistung primär durch den vollständig durchfließenden Massenstrom bei relativ moderaten  $\pi_T$  erbracht wird (vgl. Gleichung 3-77). Das geringere  $\pi_T$  im Bereich hoher Motorleistung hat desweiteren Verbrauchsvorteile gegenüber konventionellen Klappenladern, da die Ausschleibe- arbeit des Kolbens verringert wird.

## 3.5.3 Entwicklungstendenzen

### 3.5.3.1 Ziele zukünftiger Aufladesysteme

Moderne Diesel-PKW verfügen nahezu alle über aufgeladene Motoren aufgrund von Verbrauchs- und Emissionsvorteilen. Als Standard wird sich der Turbolader mit variabler Turbinengeometrie durchsetzen und den konventionellen Klappenlader ersetzen. Die Leistungsdichte wird von derzeit 50kW/l auf über 60 kW/l ansteigen. Hochdruck-

verdichter mit breiter Kennfeldcharakteristik, wie sie bisher nur im Nutzfahrzeugbereich angewendet wurden, werden zunehmend auch im PKW-Bereich eingesetzt.

Auch bei PKW-Ottomotoren nimmt der Turbolader eine immer wachsende Bedeutung ein. Für diesen Anwendungsbereich werden zunehmend Turbinengehäuse aus Stahlguß verwendet, um eine Erhöhung der Abgastemperatur von derzeit ca. 970°C auf 1050°C zuzulassen (Abbildung 3-18). Durch diese Maßnahme kann eine Vollastanfettung, wie sie immer noch üblich ist, weitgehend vermieden werden. Deutliche Verbrauchseinsparungen und eine Verbesserung innermotorischer Rohemissionen werden erwartet. Auch hier werden zur Zeit hochtemperaturfeste VTG-Systeme bis 1050°C entwickelt. Eine Verringerung der thermischen Trägheit durch Einsatz von Turbinengehäusen aus Blech- oder Stahlguß wird zu schnelleren Trade-Off-Zeiten im Katalysator führen.

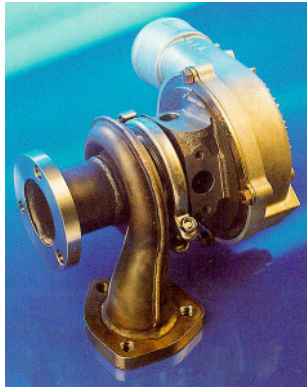


Abbildung 3-18 Turbolader mit Turbinengehäuse aus hitzebeständigem Stahlblech

Der Nutzfahrzeug-Dieselmotor erreicht heute bei konventioneller 1-stufiger Aufladung bereits Verdichterdruckverhältnisse von 4,0. Diese Druckverhältnisse erfordern den Einsatz hochfester Materialien wie z.B. Titan für das Verdichterrad. Turbinenseitig bieten sich die Vorteile der VTG auch hier an. Hier sind die Anforderungen an den relativ filigranen Leitapparat der VTG ungleich höher als im PKW-Bereich, da die Schaufeln auch als hocheffiziente Motorbremse dienen sollen. Alternativ zu einer VTG wird im NFZ-Bereich die 2-stufig geregelte Aufladung verwendet. Durch Reihenschaltung von 2 Turboladern werden noch höhere Gesamtdruckverhältnisse erreicht, bei gleichzeitig niedrigerer spezifischer Belastung der einzelnen Stufen.

### 3.5.3.2 Zweistufige geregelte Aufladung R2S™

Für sehr hohe Leistungsanforderungen im PKW-Bereich, die mit einem 1-stufigen System nicht mehr bereit gestellt werden können, bietet sich die 2-stufige geregelte Aufladung an.

Hierbei werden 2 Turbolader in Reihe geschaltet, so daß sich das Gesamtdruckverhält-



nis aus dem Produkt beider Einzeldruckverhältnisse ergibt. Dies bewirkt eine drastische Reduzierung der Belastung der Einzelkomponenten. Die kleinere Hochdruckstufe wird so ausgelegt, daß bei niedrigen Motordrehzahlen bereits hohe Ladedrücke bereit gestellt werden. Bei hohen Motordrehzahlen wird die Hochdruckturbinenkomponente komplett über einen Bypass umgangen und trägt keine Verdichter- und Turbinenleistung mehr bei. In diesem Bereich erzeugt die größere Niederdruckstufe den gesamten geforderten Ladedruck alleine. Im Übergangsbereich zwischen niedrigen und mittleren Drehzahlen muß dieser Bypass geregelt werden, um den gewünschten Soll-Ladedruck einzuhalten (Abbildung 3-19).

Verdichterseitig muß im 1-stufigen Motorbetrieb ein Bypass vorhanden sein, da der Hochdruckverdichter sonst die hohen Volumenströme androsseln und als Turbine arbeiten würde.

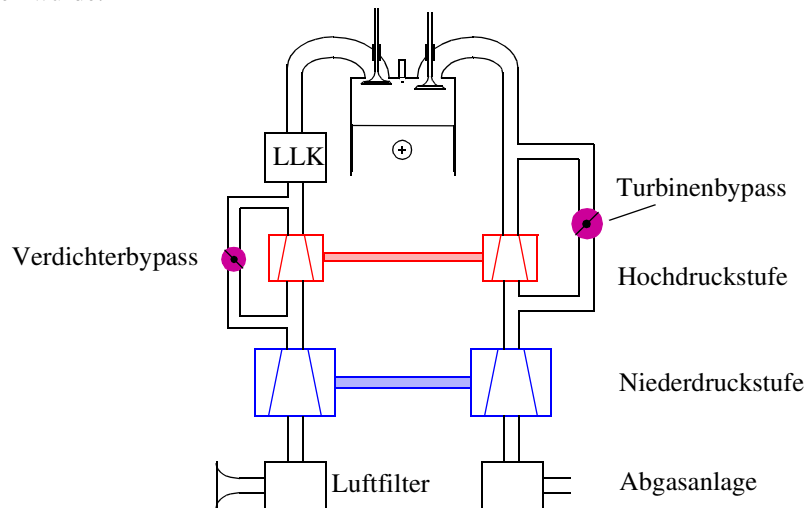


Abbildung 3-19 Prinzipskizze eines R2S-Systems

Die 2-stufige Aufladung ist im PKW-Bereich sowohl für Diesel- als auch für Ottomotoren anwendbar. Erste Serienanläufe von 2-stufig aufgeladenen PKW-Dieselmotoren gab es im Jahr 2004. Bei Nutzfahrzeugmotoren ist diese Methode Stand der Technik [31].

### 3.5.3.3 Elektrisch unterstützte Aufladung

Diese Form der Aufladung zählt zu den hybriden Aufladeverfahren. Die konventionelle Abgasturboaufladung wird hierbei durch elektrische Energie unterstützt, die aus dem Generator und der Fahrzeugbatterie geliefert wird. Die zwei wichtigsten Vertreter dieser Gruppe sind der eBooster<sup>TM</sup> (elektrischer Zusatzverdichter EZV) und der Eu-ATL [3, 6, 27].

Bei dem System eBooster sorgt ein elektrisch angetriebenes Verdichterrad, das vor oder nach dem Hauptverdichter positioniert werden kann, für schnell verfügbaren Ladedruck. Durch die Reihenschaltung ergibt sich das Gesamtdruckverhältnis aus dem Produkt der Einzeldruckverhältnisse an den Verdichtern. Da der eBooster aus dynamischen Gründen möglichst klein auszulegen ist, benötigt man einen Bypass, der für höhere Motordrehzahlen, jenseits des Schluckvermögens des Rades, geöffnet ist.

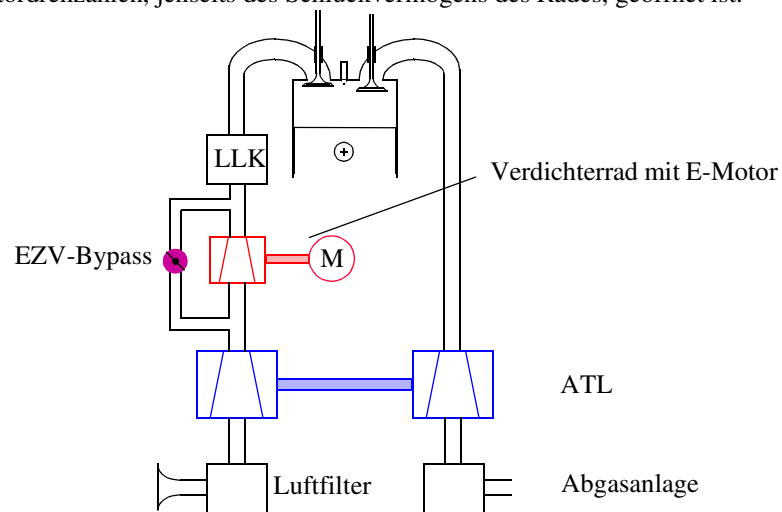


Abbildung 3-20 Prinzipskizze eines eBooster-Systems (EZV)

Da das Druckverhältnis am eBooster praktisch verzögerungsfrei aufgebaut werden kann ( $<1s$ ), profitiert die Turbine des Haupt-ATL zusätzlich von den spontan höheren Massenströmen und kann schnell eigene Turbinen- bzw. Verdichterleistung aufbauen. Ist diese in ausreichendem Maß vorhanden, so wird die elektrische Antriebsleistung des EZV zurückgenommen und der Bypass geöffnet.

Beim Eu-ATL ist auf der Verbindungswelle zwischen Verdichter und Turbine ein Elektromotor angeordnet, mit dessen Hilfe die Verdichterleistung gesteigert werden kann. Der Nachteil dieses Systems ist die gesteigerte Massenträgheit des Rotors und hat im Vergleich zum EZV auch leicht geringeres Potential zur Dynamiksteigerung, da die Pumpgrenze schnell erreicht wird. Nachteilig ist auch die thermische Belastung des E-Motors durch die in unmittelbarer Nähe liegende Turbine.

## 4. Versuchsträger und Simulationsmodelle

Im Rahmen der vorliegenden Arbeit wurden Simulationsrechnungen auf Basis 3 verschiedener Motoren durchgeführt. Hierbei dienten Messungen an Motor und Fahrzeug, die bei der Robert Bosch GmbH in Schwieberdingen durchgeführt wurden, zur Kalibrierung der erstellten Simulationsmodelle. Die Versuchsträger, Aufbauten und Versuchsprogramme, sowie die erstellten Simulationsmodelle werden im nachfolgenden vorgestellt.

### 4.1 Versuchsmotoren

Als Versuchsmotoren wurden zwei Motoren mit Abgasturboaufladung betrachtet. Bei den aufgeladenen Motoren handelt es sich um ein Downsizing-Konzept an einem hubraumkleinen Forschungsmotor und um einen Motor mit elektrischem Zusatzverdichter der Marke Audi mit 1,8 l Hubraum (Tabellen 4-1 und 4-2).

Motortyp	Forschungsmotor
Motorbauart	3-Zylinder in Reihe
Hub/Bohrung	0.97
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	80 5000
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	160 2000
Verdichtungsverhältnis	10,5

Tabelle 4-1 Motor- und Fahrzeugdaten des Forschungsmotors

<b>Motortyp</b>	<b>Forschungsmotor</b>
Besonderheiten	Abgasturboaufladung Benzindirekteinspritzung Kontinuierliche Nockenwellen- verstellung (40° Verstellweg)
<b>Fahrzeugtyp</b>	<b>PKW-Limousine</b>
Fahrzeugmasse [kg]	1170
cw-Wert	0,33
Stirnfläche [m <sup>2</sup> ]	2,11

Tabelle 4-1 Motor- und Fahrzeugdaten des Forschungsmotors

Der 3-Zylinder direkteinspritzende Reihenmotor wurde auf einem stationärem Motorenprüfstand aufgebaut und betrieben. In der vorliegenden Arbeit werden mit diesem Motor sowohl stationäre, als auch transiente Potentiale des Aufladesystems untersucht. Hierzu wird ein passendes Fahrzeugmodell in die Simulationsmodelle implementiert und kalibriert.

Bei dem zweiten Ottomotor mit Abgasturboaufladung handelt es sich um einen 4-Zylinder Reihenmotor mit Saugrohreinspritzung von Audi. In diesem Fall lagen Motor und Fahrzeug vor, so daß stationäre und instationäre Rollenprüfstandsversuche durchgeführt wurden und zum Abgleich der Modelle dienten.

<b>Motortyp</b>	<b>Audi 1,8T</b>
Motorbauart	4-Zylinder in Reihe
Hub [mm]	86
Bohrung [mm]	81
Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	1781
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	125 5900
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	225 1950 bis 5000
Verdichtungsverhältnis	9,3

Tabelle 4-2 Motor- und Fahrzeugdaten des Audi 1,8T

<b>Motortyp</b>	<b>Audi 1,8T</b>
Besonderheiten	Abgasturboaufladung Zweipunkt-Nockenwellenversteller (22° Verstellweg)
<b>Fahrzeugtyp</b>	<b>Audi A4</b>
Fahrzeugmasse [kg]	1430
cw-Wert	0,28
Stirnfläche [m <sup>2</sup> ]	2,14

Tabelle 4-2 Motor- und Fahrzeugdaten des Audi 1,8T

Als dritter untersuchter Basismotor wurde ein Saugmotor mit 2,0 l Hubraum der Marke Audi aus dem Modelljahr 2000 ausgewählt (Tabelle 4-3). Dieser Motor lag allerdings nicht als Prüfstandsmotor vor. Bei der Erstellung und Kalibrierung der Simulationsmodelle zu diesem Motor wurde auf detaillierte Herstellerangaben aus Veröffentlichungen zurückgegriffen, so daß auch hier aussagekräftige Modelle für Potentialabschätzungen erstellt wurden [14].

<b>Motortyp</b>	<b>Audi 2,0 S</b>
Motorbauart	4-Zylinder in Reihe
Hub [mm]	92,8
Bohrung [mm]	82,5
Hubvolumen [cm <sup>3</sup> ]	1984
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	96 5700
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	195 3300
Verdichtungsverhältnis	10,3
Besonderheiten	Kontinuierliche Nockenwellenverstellung (42° Verstellweg) Schaltsaugrohr

Tabelle 4-3 Motordaten des Audi 2,0 S

## 4.2 Prüfstands Aufbau und Versuche

### 4.2.1 Stationärer Motorenprüfstand des Forschungsmotors

Abbildung 4-1 zeigt den schematischen Aufbau des stationären Motorenprüfstandes des Versuchsmotors. Der 3-Zylindermotor besitzt eine Benzin-Direkteinspritzung mit geregelttem  $\lambda=1$ -Konzept. Die Ladeluft wird durch einen Luft-Wasser-Ladeluftkühler gekühlt.

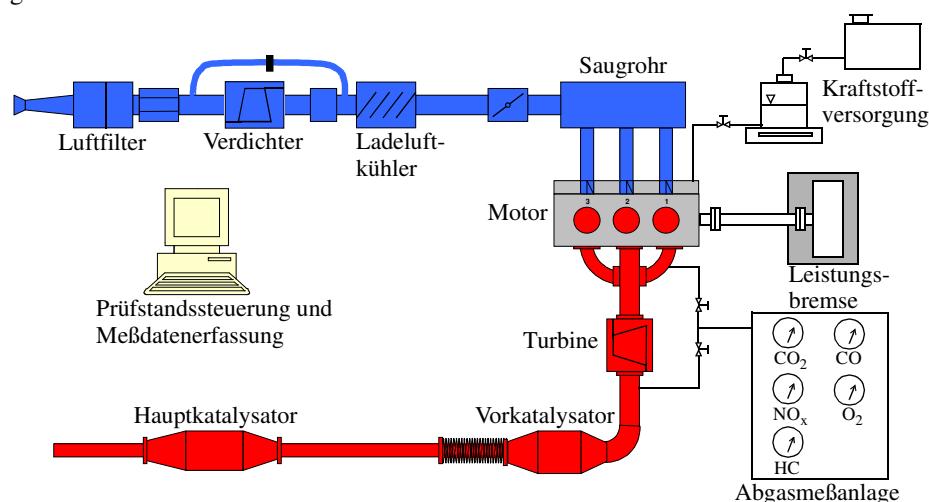


Abbildung 4-1 Aufbau des stationären Motorprüfstandes

Temperatur- und Drucksensoren sind an allen thermodynamisch relevanten Stellen luft- und abgasseitig positioniert. Neben einer Hochdruckindizierung wurde noch eine Niederdruckindizierung in Saugrohr und Abgaskrümmern appliziert, welche einen sehr präzisen Abgleich der Simulationsmodelle mit den Meßwerten erlaubte. Weitere Motordaten, wie z.B. Zünd- und Einspritzwinkel standen durch den direkten Abgriff der Motronic-Steuergerätegrößen zur Verfügung.

Zur Abgasnachbehandlung wurde ein motornaher Oxidationskatalysator verwendet und ein konventioneller 3-Weg-Katalysator nachgeschaltet. Zur Abgasanalyse wurden die Standardkomponenten CO<sub>2</sub>, CO, NO<sub>x</sub>, O<sub>2</sub> und HC gemessen, wobei das Abgas bedarfsweise direkt am Auslaßkrümmerrohr des Zylinders 1 oder hinter der Turbine abgegriffen werden konnte.

Ziel der Prüfstandsuntersuchungen war es, das Potential der Drehmomentsteigerung durch den Einsatz einer variablen Einlaßnockenwellen-Verstellung zu untersuchen. Um die auftretenden Effekte besser deuten zu können, wurden Simulationsmodelle mit GT-

Power erstellt, die mit Hilfe der Prüfstandsdaten abgeglichen wurden.

#### 4.2.2 Rollenprüfstand (Audi 1,8T)

Abbildung 4-2 zeigt schematisch den Aufbau der Rollenprüfstandsversuche des Testfahrzeugs Audi A4 1,8T.

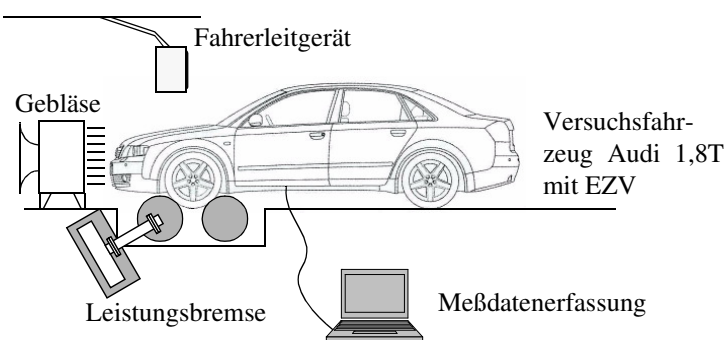


Abbildung 4-2 Prinzipskizze Rollenprüfstand des Audi 1,8T

Bei den Tests stand vorrangig die Untersuchung des Potentials eines elektrischen Zusatzverdichters EZV im Vordergrund. Von besonderem Interesse ist hier der zusätzliche Druckaufbau des EZV, der dem konventionellen ATL-Verdichter überlagert ist, sowie die fließenden Ströme und Spannungen an Batterie und Generator zum Antrieb des EZV. Ferner standen alle relevanten Motorsteuerungsgrößen durch Abgriff vom Steuergerät zur Verfügung.

Auf eine Messung der Abgase wurde verzichtet, da bei allen durchgeführten Messungen nur die Leistungs- und Drehmomentwerte des Motors von Interesse waren. Die Versuche auf dem Rollenprüfstand umfaßten die Untersuchung des stationären und transienten Potentials bezüglich Ladedruck- und Drehmomentsteigerung. Auch hier wurden Simulationsmodelle mit GT-Power erstellt, die anhand der stationären und dynamischen Versuche mit und ohne EZV abgeglichen wurden. Darüber hinaus wurden Simulationen mit Parametervariationen zur Einschätzung des Potentials eines EZV-Systems durchgeführt. Wesentliche Parameter, wie elektr. Antriebsleistung und Trägheitsmoment des EZV, wurden hierbei variiert.

## 4.3 Simulationsmodelle

### 4.3.1 Forschungsmotor

Die in dieser Arbeit vorgestellten Rechenergebnisse mit dem 3-Zylinder-Motor wurden mit dem in Abbildung 4-3 dargestellten Simulationsmodell unter GT-Power durchgeführt.

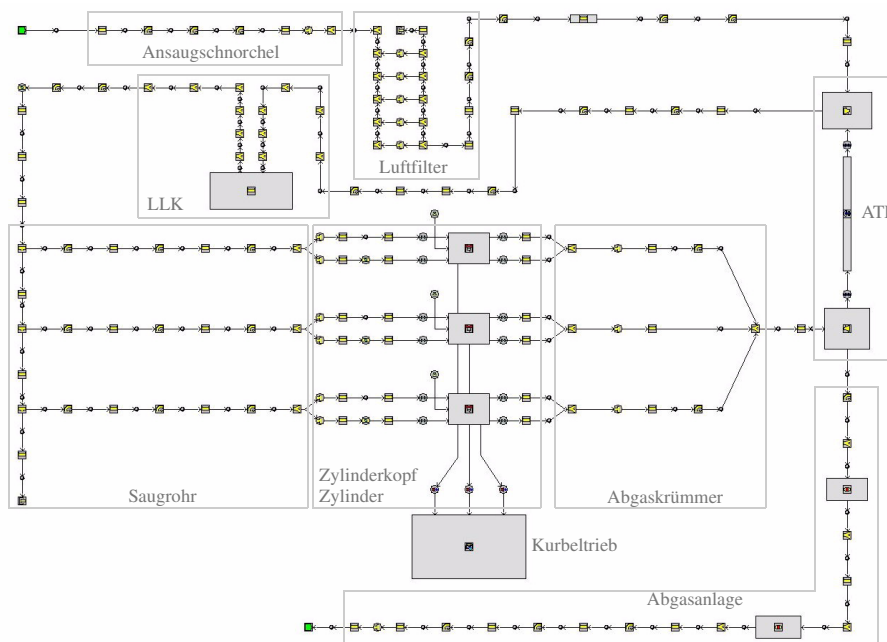


Abbildung 4-3 Simulationsmodell des Forschungsmotors mit GT-Power

Entsprechend dem realen Motor ist das Modell in folgende Blöcke aufgeteilt:

1. Ansaugschnorchele
2. Luftfilter
3. Abgasturbolader
4. Ladeluftkühler
5. Saugrohr
6. Zylinderkopf (Ein- und Auslaßkanäle, Ein- und Auslaßventile, Zylinder, Einspritzanlage)
7. Kurbeltrieb
8. Abgaskrümmere
9. Abgasanlage mit Katalysatoren



Die Geometrien der einzelnen Baugruppen im Modell entsprechen den wirklichen Geometrien des ausgeführten Motors. Diverse Regelungen zum Motorbetrieb sind in Abbildung 4-3 nicht dargestellt.

## 4.3.2 Audi A4 1,8T

### 4.3.2.1 Motor- und Fahrzeugmodell

Das Simulationsmodell des Audi A4 Turbomotors ist in Abbildung 4-4 dargestellt. Der modulare Aufbau der Komponenten ist dem des Ford-Motors ähnlich. Der elektr. Zusatzverdichter im GT-Power-Modell wird über die Kopplung eines Matlab/Simulink-Modelles geregelt. Darüber hinaus wird das Fahrzeug durch Kupplung, Getriebe, sowie Reifen- und Fahrzeugdaten abgebildet.

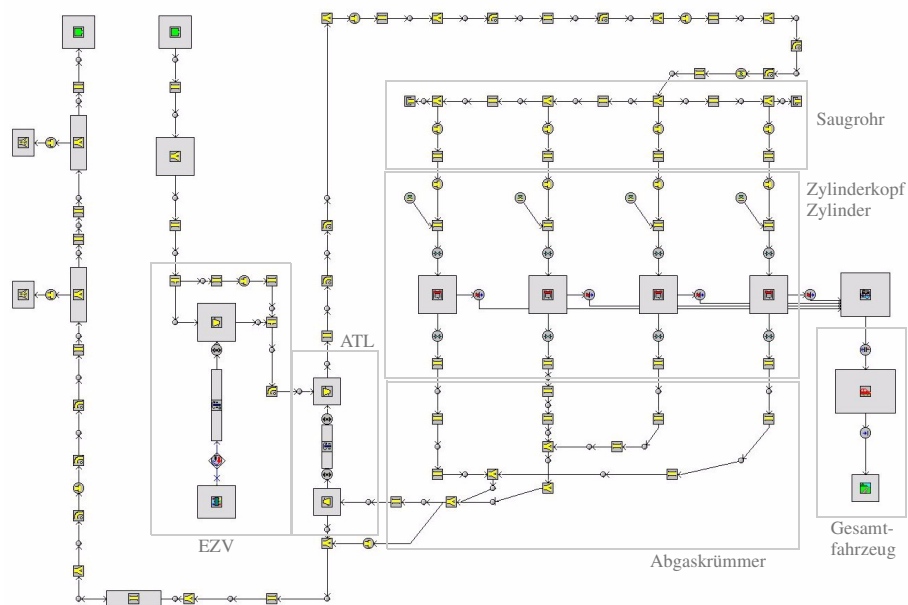


Abbildung 4-4 Simulationsmodell des Audi 1,8T mit GT-Power

### 4.3.2.2 EZV-Modell

Mit dem Simulationswerkzeug Matlab/Simulink wurde von der Robert Bosch GmbH ein Modell erstellt, mit dem das Verhalten des EZV-Elektromotors (E-Motor, Leistungselektronik, Bewegungsgleichung) präzise nachgebildet werden kann (Abbildung 4-5 und Abbildung 4-6).

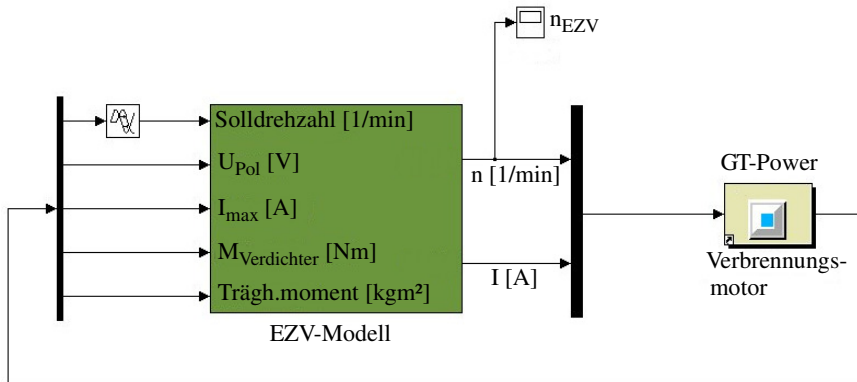


Abbildung 4-5 Kopplung des EZV-Modells unter Matlab/Simulink mit GT-Power

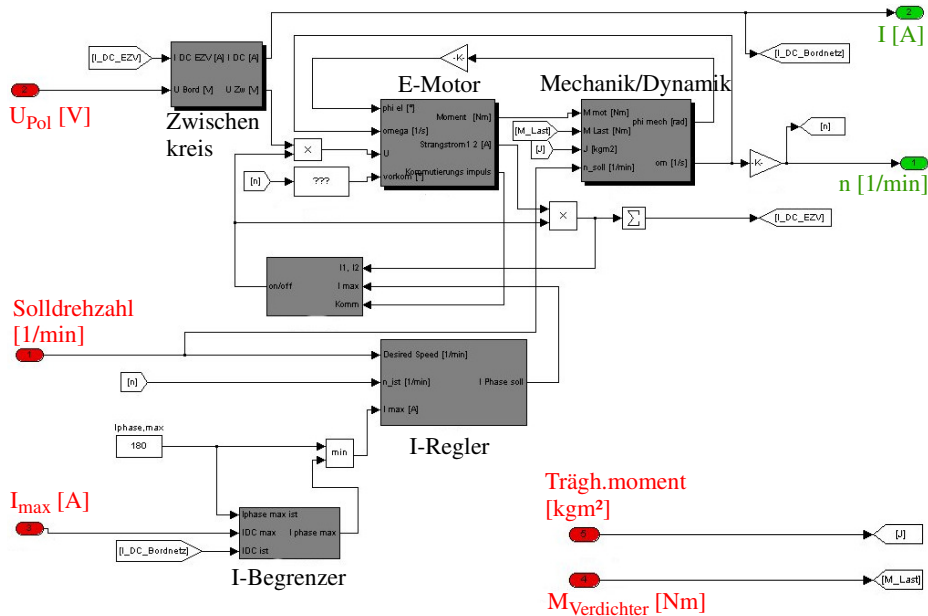


Abbildung 4-6 Simulationsmodell des EZV (Detailansicht)

Das Simulationsmodell benötigt die Eingangsgrößen:

- ♦ Polspannung des EZV-Motors
- ♦ Maximalstrom
- ♦ Bremsmoment des EZV-Verdichterrades
- ♦ Trägheitsmoment des Verdichterrades
- ♦ Solldrehzahl

Die Polspannung des EZV-Motors ist normalerweise kleiner als die Batteriespannung des Fahrzeugs. Der Spannungsabfall ist unter Vernachlässigung der sehr geringen induktiven und kapazitiven Widerstände proportional zum fließenden Strom durch die Ohmschen Leitungswiderstände.

Der Maximalstrom ist eine begrenzende Größe, die die aufgenommene elektrische Spitzenleistung bei Hochlauf des EZV regelt. Da in dem Versuchsfahrzeug ein 12V-Bordnetz vorhanden ist, können beim Hochlauf des EZV Spitzenströme von 180A auftreten. Eklatante Spannungseinbrüche am Bordnetz sind aus Sicherheits- und Akzeptanzgründen zu vermeiden.

Das Bremsmoment des Verdichterrades resultiert aus der momentanen Lage des Betriebspunktes im Verdichter kennfeld. Es ist abhängig vom momentanen Druckverhältnis, Massenstrom und Wirkungsgrad. Durch Kopplung von GT-Power mit Simulink wird dieser Wert in vorgegebenen Zeitintervallen an Simulink übergeben. Das rotatorische Massenträgheitsmoment ist konstruktiv beeinflussbar und wegen der Materialdichte auch werkstoffabhängig. Die stationäre Solldrehzahl des EZV ist ebenfalls eine leistungsbegrenzende Größe.

Als unmittelbare Ausgangsgrößen werden

- ♦ Istdrehzahl und
- ♦ momentane Stromaufnahme

aus dem Modell ausgegeben. Die momentane Istdrehzahl wird von Simulink an GT-Power übergeben, um den Betriebspunkt im Verdichter kennfeld zu berechnen.

### 4.3.3 Audi 2,0 S

Die Bewertung des Drehmoment- und Verbrauchspotentials einer variablen Einlaßnockenwellenverstellung in Kombination mit variabler Sauganlage erfolgt auf der Basis des 4-Zylinder-Reihenmotors mit 2 Litern Hubraum von Audi (Modelljahr 2000). Das Simulationsmodell wurde durch Abgleich von Geometriedaten, sowie Anpassung von Leistungs- und Drehmomentwerten an den ausgeführten Motor, angepaßt.

### 4.3.3.1 Komponenten und Baugruppen

#### • Luftstrecke

Die Luftstrecke besteht aus Rohluft- und Reinluftstrecke. Die über den Luftmassenmesser im zeitlichen Mittel strömende Luftmenge dient als Maß für den in den Zylinder direkt eingespritzten Kraftstoff. Standardmäßig wird das Motormodell als  $\lambda$ -1,0-Konzept betrieben.

Die Laststeuerung erfolgt bei dem Basismotor mit einer konventionellen Drosselklappe.

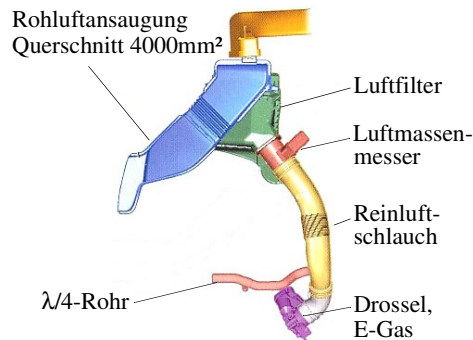


Abbildung 4-7 Luftstrecke

#### • Schaltsaugrohr

Das 2-stufige Schaltsaugrohr wird kennfeldgesteuert (Drehzahl, Last, Temperatur) zwischen der Drehmoment- und Leistungsstellung umgeschaltet (M-Stellung: 837 mm, P-Stellung: 357 mm). Das Sammlervolumen beträgt 1,8 Liter.

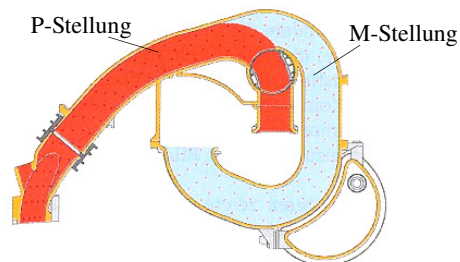


Abbildung 4-8 Schaltsaugrohr

#### • Abgasstrecke

Der Abgaskrümmter wird als 4-2-1-Rohrkrümmer modelliert. Der Katalysator ist als motornaher 3-Weg-Kat konzipiert und hat ein Volumen von 0,9 Liter. Die stromabwärts folgende Auspuffanlage wird ebenfalls der Realität nachempfunden, wobei der Endschalldämpfer vereinfacht als Drosselwiderstand ersetzt wird.

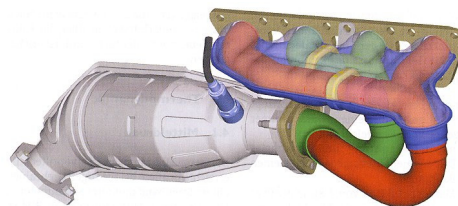


Abbildung 4-9 Abgaskrümmter

• **Ventiltrieb**

Der Ventiltrieb ist mit 5-Ventiltechnik ausgestattet (3 Einlaß-, 2 Auslaßventile). Die Ventilsteuerung besitzt auf der Einlaßseite eine im Bereich von 42° KW kontinuierliche Nockenwellenverstellung. Die Steuerzeiten auf der Auslaßseite sind konstant.

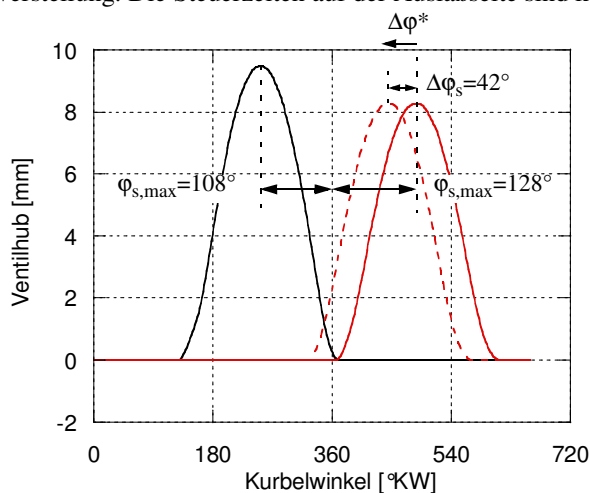


Abbildung 4-10 Steuerzeiten des Audi 2,0 S

In der folgenden Tabelle 4-4 sind weitere Kenngrößen von Ventiltrieb und Schaltsaugrohr dargestellt.

Motor	Audi 2,0 S
Schaltsaugrohr- länge drehzahlge- steuert	M-Stellung ( $n < 4200 \text{ min}^{-1}$ ): 837 mm P-Stellung ( $n > 4200 \text{ min}^{-1}$ ): 357 mm
Ventilsteuerung	kontinuierlich einlaßseitig verstellbar (42° KW)
Ventilanzahl	3x Einlaß / 2x Auslaß
Einlaß- $\phi$ / Hub	27/8,4
Auslaß- $\phi$ / Hub	30/9,8
Steuerzeiten Einlaß	Spätstellung bei 1mm Ventilhub: EÖ 26° n.OT/ES 48° n.UT
Steuerzeiten Auslaß	Bei 1mm Ventilhub: AÖ 32° v.UT / AS 8° v.OT

Tabelle 4-4 Kennwerte von Schaltsaugrohr und Ventiltrieb

### 4.3.3.2 Motormodell

Nachfolgend ist das GT-Power-Modell des 2-Liter-Saugmotors von Audi abgebildet (Abbildung 4-11). Die Saugarmängen werden in Abhängigkeit von Last und Drehzahl variiert.

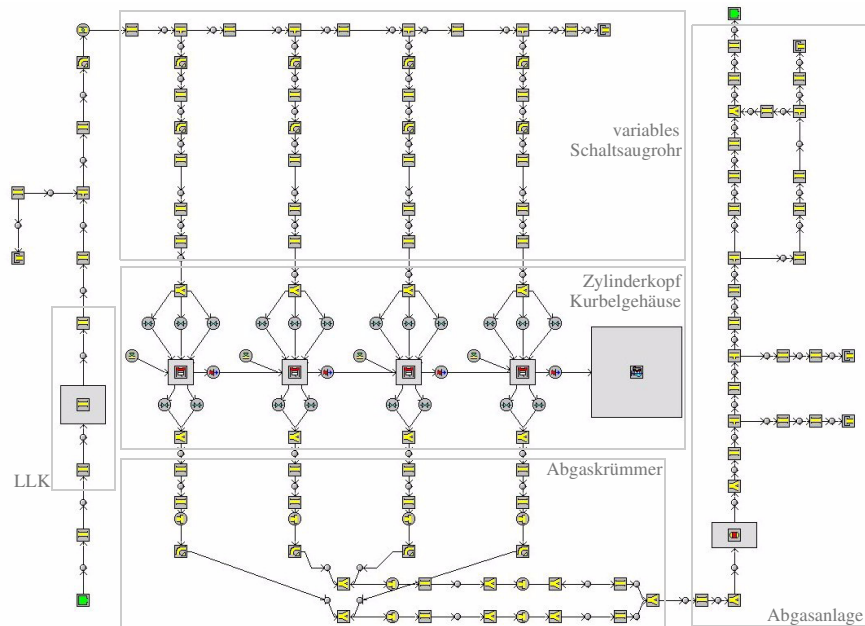


Abbildung 4-11 Simulationsmodell des Audi 2,0 S mit GT-Power

## 5. Idealisierte Motorprozeßrechnung

Die in diesem Kapitel vorgestellten Ergebnisse wurden mit dem Programm VOMO und einem thermodynamischen Zylindermodell unter der Rapid Prototyping Software ASCET SD berechnet. Das Programm VOMO wurde am Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren an der TU Kaiserslautern entwickelt und berechnet den vollkommenen Motor, wie er in Kapitel 2.2 beschrieben wurde. Das Zylindermodell unter der Software ASCET wurde als Rohmodell von der Firma ETAS zur Verfügung gestellt und berücksichtigt bereits eine realistischere Prozeßbeschreibung durch die zeit- bzw. °KW-aufgelöste Berechnung des Ein-Zonenmodells, von Gasdurchflußgleichungen und der Zylinderkinematik. Da es jedoch nicht über die Lösung der Impulsgleichung verfügt und andere stark vereinfachende Annahmen besitzt, wird es noch zu den idealisierten Modellen eingeordnet. Die fehlende Berechnung der Gasdynamik führt dazu, daß keine Aussagen über die Gasgeschwindigkeit gemacht werden können, welche aber zur Berechnung und Deutung realer Phänomene notwendig sind.

### 5.1 Simulationen mit VOMO

Die folgenden Rechenergebnisse sollen eine Vorstellung von der Veränderung des vollkommenen Wirkungsgrades eines Ottomotors vermitteln, wenn das Luftverhältnis in den mageren Gemischbereich hinein und das Verdichtungsverhältnis zu höheren  $\epsilon$  variiert wird. Ausgangs- und zugleich Bezugspunkt für die Rechnungen ist der vollkommene Wirkungsgrad bei einem Luftverhältnis  $\lambda$  von 1,0 bei einem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  von 10, welches heutzutage in  $\lambda=1$ -geregelten Ottomotoren üblich ist.

Diese Verhältnisse zugrunde legend, wird  $\lambda$  kontinuierlich bis zu einem Wert von 4,0 erhöht, parallel dazu wird  $\epsilon$  in einem Bereich von 10 bis 15 variiert. Diese Bereiche von  $\lambda$  und  $\epsilon$  werden als technisch sinnvoll und prinzipiell erreichbar erachtet, wenn man den Einsatz von Benzin-Direkteinspritzung in Verbindung mit einem geometrisch variablen Verdichtungsverhältnis voraussetzt. Darüber hinaus gehende Werte von  $\lambda$  und  $\epsilon$  erscheinen in einem vernünftigen Rahmen nicht erreichbar bzw. physikalisch und thermodynamisch nicht mehr wirkungsgradfördernd.

Als Kraftstoff wird Benzin verwendet, das durch die Summenformel  $C_{7,34}H_{13,45}O_{0,01}$  charakterisiert ist. Die für den Zustand des Gemisches nach der Verbrennung bedeutsa-

men Komponenten wurden bereits in den Grundlagen genannt und diskutiert. Neben den wichtigsten Bestandteilen wie  $\text{CO}_2$ ,  $\text{H}_2\text{O}$ ,  $\text{N}_2$ ,  $\text{O}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NO}$  und  $\text{H}_2$ , wurden in den Simulationsrechnungen noch zusätzlich Stickstoffdioxid  $\text{NO}_2$ , Ammoniak  $\text{NH}_3$ , Methan  $\text{CH}_4$  und das Edelgas Argon  $\text{Ar}$ , welches spurenweise in der Luft enthalten ist, berücksichtigt.

Für den Modus der Verbrennungsführung wurden die beiden Grenzfälle Gleichraumverbrennung (GRV) und Gleichdruckverbrennung (GDV) gewählt. Im Vergleich zur Realität wird die reale Verbrennung durch Variation des Zündzeitpunktes verbrauchs-optimal an der Klopfgrenze geführt, d.h. der Verbrennungsschwerpunkt liegt möglichst nahe am oberen Totpunkt. Dieser Prozeß entspricht im übertragenen Sinne der GRV, ist aber wegen der endlichen Brenndauer während des Expansionshubes auch teilweise GDV. Bei dieselmotorischen Brennverfahren wird der Einspritzzeitpunkt in ähnlicher Weise gewählt, so daß der maximale Kraftstoffumsatz um OT erfolgt. Wegen des höheren  $\epsilon$  wird jedoch speziell bei hoch aufgeladenen Motoren aufgrund der hohen Spitzendrücke die wirkungsgradoptimale Verbrennung in Richtung spät verschoben. Aus diesem Grund und wegen längeren Brenndauern als beim Ottomotor aufgrund von höherem  $\lambda$ , ähnelt der Dieselprozeß mehr dem GD-Prozeß als der ottomotorische Verbrennungsprozeß.

Die isentrope Expansion kann zum einen als eingefrorene Expansion durchgeführt werden, d.h. es geschehen nach Ende der Verbrennung keine Nachreaktionen bis zum Ende des Expansionshubes. Andererseits kann sie auch als Expansion im chem. Gleichgewicht durchgeführt werden, d.h. einem unendlich langsamen Expansionshub entsprechend.

### 5.1.1 Einfluß von $\lambda$ und $\epsilon$

Abbildung 5-2 und Abbildung 5-1 zeigen die Wirkungsgradveränderungen bei einer Variation von  $\lambda$  und  $\epsilon$ . Der Referenzpunkt (grün) bei  $\lambda=1,0$  und  $\epsilon=10$  zeigt bereits einen deutlichen Wirkungsgradvorteil des GR-Prozesses gegenüber dem GD-Prozeß. Dies liegt darin begründet, daß das Arbeitsintegral bei der spontanen Verbrennung (GRV) größer ist als bei der langsameren Verbrennung. Thermodynamisch gesehen ist es also immer günstiger, eine schnelle Verbrennung nahe OT durchzuführen. Reale Motoren machen sich diese Tatsache zunutze indem eine gezielte Ladungsbewegung (Drall und Tumble) im Zylinder erzeugt wird, die die Brenngeschwindigkeit erhöht.

Erwartungsgemäß erhöht sich bei abgemagertem Verbrennungsgemisch und höher werdendem  $\epsilon$  der Wirkungsgrad. Das Verbesserungspotential in den gezeigten Diagrammen liegt bei GRV bei etwa 15% (von 43% auf 58%) und bei GDV bei etwa 23% (von 31% auf 53%). In den betrachteten Grenzen von  $\lambda$  und  $\epsilon$  stellt sich heraus, daß eine Abmagerung von  $\lambda$  auf etwa 1,5 theoretisch den selben Nutzen bringen würde, wie eine Erhöhung von  $\epsilon$  auf 15, d.h. Motoren, die mit BDE das Potential der Abmage-



nung bieten, erreichen hier schon das Wirkungsgradpotential eines Motors mit variablem Verdichtungsverhältnis. Mager betriebene Ottomotoren haben jedoch das Problem der  $\text{NO}_x$ -Konvertierung, welches wiederum einen erhöhten Mehraufwand zur Abgasreinigung darstellt.

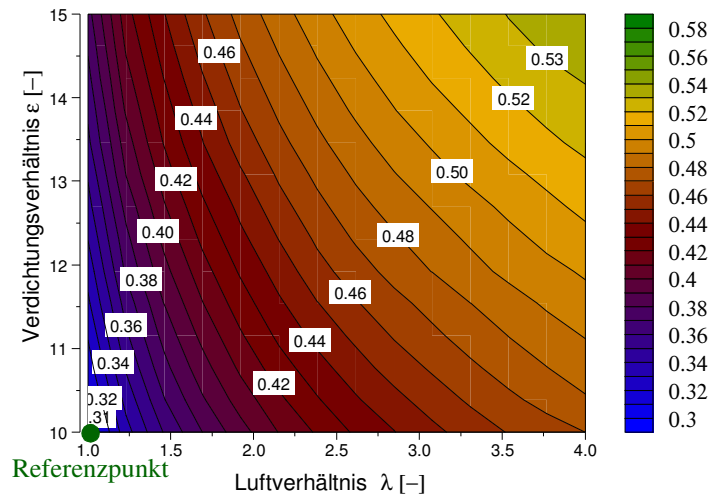


Abbildung 5-1 Wirkungsgrad beim Gleichdruckprozeß bei Variation von  $\lambda$  und  $\epsilon$

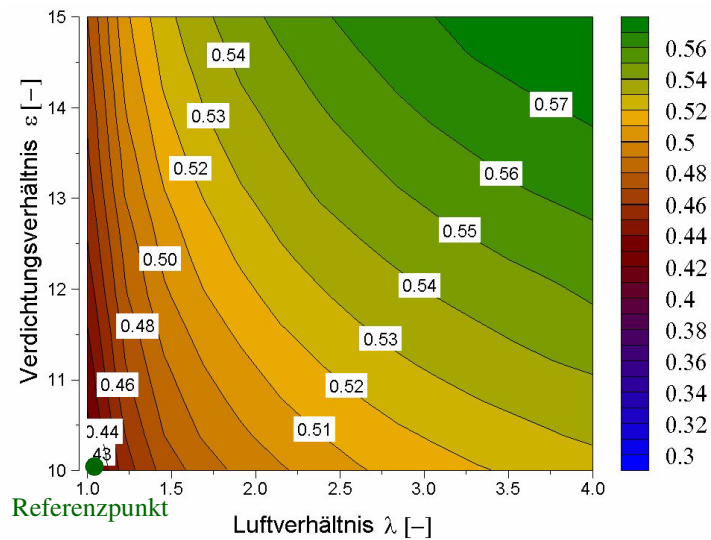


Abbildung 5-2 Wirkungsgrad beim Gleichraumprozeß bei Variation von  $\lambda$  und  $\epsilon$

Kombiniert man beide Maßnahmen in den extremen Grenzen von  $\lambda=4,0$  und  $\epsilon=15$ , so beträgt der vollkommene Wirkungsgrad zwischen 53% und 58%. Dieses kann natürlich aus den verschiedenen gegebenen Randbedingungen des Motors (Spitzendruck, Brennverfahren und Emissionen) nicht erreicht werden. Dennoch wäre der Wirkungsgradzuwinn im Rahmen des technisch Möglichen beträchtlich. Aktuelle Bestrebungen der Motorenhersteller, Maßnahmen, wie z.B. BDE und Abgasturboaufladung, zu kombinieren, zielen in die Richtung, den Kraftstoffverbrauch zu senken und gleichzeitig maximale Drehmomentausbeute zu erzielen..

### 5.1.2 Einfluß von Nachreaktionen während der Expansion

Nach Abschluß der Verbrennung besitzt das verbrannte Gas eine hohe spezifische innere Energie aufgrund der hohen Verbrennungstemperatur. Diese Energie ist dafür verantwortlich, daß es zu Nachreaktionen, d.h. zu Konzentrationsänderungen der Verbrennungsendprodukte, kommen kann. Etwaige Konzentrationsänderungen der beteiligten Komponenten führen zu einer Änderung der Partialdrücke und somit des Gesamtdruckes im Zylinder. Dies führt letztendlich zu einer Änderung in der Arbeitsfähigkeit des Gases. Nachfolgende Diagramme zeigen eine Abschätzung, innerhalb welcher Grenzen dies für den Wirkungsgrad bedeutsam sein kann.

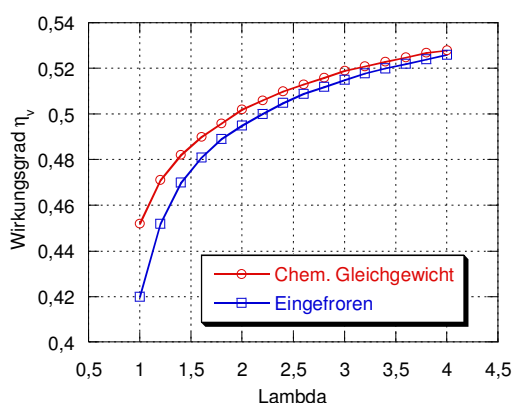


Abbildung 5-3 Wirkungsgrad für den GR-Prozeß bei eingefrorener und chemischer Gleichgewichtsexpansion ( $\epsilon=10$ )

Beim realen Expansionsprozeß ist wegen der endlichen Expansionsdauer eine Zwischenstufe aus beiden Extremen zu erwarten. Der maximale Unterschied beider Expansionsarten beträgt gemäß Abbildung 5-3 bei  $\lambda=1,0$  etwa 3%, wobei dieser mit höher werdendem  $\lambda$  geringer wird. Dies liegt ursächlich darin begründet, daß die für die Nachreaktionen erforderliche Verbrennungsendtemperatur des Gases bei magerer Verbrennung absinkt und sich somit das chem. Gleichgewicht nach Verbrennungsende kaum mehr ändert.

Abbildung 5-4 und Abbildung 5-5 zeigen, daß durch Nachreaktionen im chem. Gleichgewicht sowohl Expansionsendtemperatur als auch Expansionsenddruck höher sind, d.h. folglich hat das Gas auch während der Expansion einen höheren Druck und das Arbeitsintegral steigt.

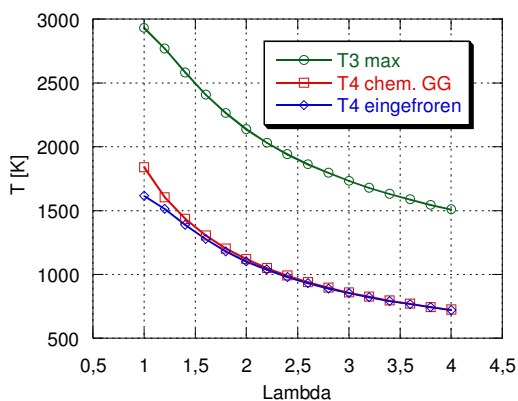


Abbildung 5-4 Verbrennungs- und Expansionsendtemperaturen für den GR-Prozeß bei eingefrorener und chemischer Gleichgewichtsexpansion ( $\epsilon=10$ )

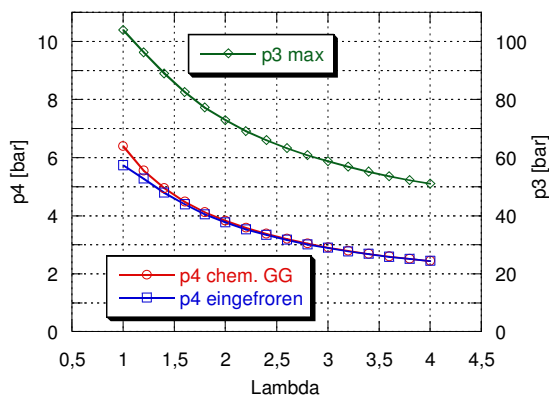


Abbildung 5-5 Verbrennungs- und Expansionsenddrücke für den GR-Prozeß bei eingefrorener und chemischer Gleichgewichtsexpansion ( $\epsilon=10$ )

Eine Betrachtung der Konzentrationsänderungen der beteiligten Komponenten während der Expansionsphase zeigt, daß die oxidierbaren Bestandteile, insbesondere CO und  $H_2$ , zu  $CO_2$  und  $H_2O$  aufoxidiert werden (Abbildung 5-6). Der hierfür notwendige Sauerstoff kommt aus dem Rest der Gleichgewichtsverbrennung, aber auch aus dem Zerfall von  $NO/NO_2$  in seine stabilen Bestandteile  $N_2$  und  $O_2$ . Somit sind die

gestiegenen Expansionsendtemperaturen aus Abbildung 5-4 zu erklären.

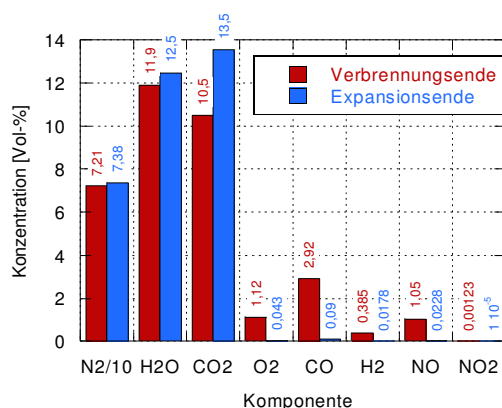


Abbildung 5-6 Konzentrationsänderung der Abgaskomponenten bei chemischer Gleichgewichtsexpansion ( $\lambda=1,0$  und  $\epsilon=10$ )

### 5.1.3 Vollständige Abgasexpansion

Nach der Expansionsphase verfügt das verbrannte Abgas noch über eine nicht unerhebliche Menge an Energie in Form von Temperatur und Druck, die bei Öffnen des Auslaßventils weitgehend ungenutzt in den Abgaskanal entweicht. Neben dem Bestreben, dieses bisher ungenutzte Potential weiterhin auszunutzen, muß man berücksichtigen, daß zur katalytischen Abgasnachbehandlung ein genügend großer Enthalpiestrom bereit gestellt werden muß. Andererseits muß zum Antrieb eines etwaig vorhandenen Abgasturboladers ebenfalls Abgasenthalpie in ausreichendem Maß vorhanden sein.

Im Folgenden wird das theoretische Potential einer vollständigen Abgasexpansion auf den Umgebungsdruck  $p_u=1\text{bar}$  abgeschätzt. Die notwendigen veränderten Randbedingungen dieses imaginären Verfahrens sind aus Abbildung 5-7 abzuleiten. Ausgehend vom konventionellen Arbeitsprozeß 1-2-3-4 expandiert der Kolben nun bis zu  $UT^*$  auf  $p_u=1\text{bar}$ . Der Kolben läuft vom Punkt  $4^*$  zu Punkt 1 arbeitsfrei zurück, da der Druck im Zylinder konstant bei Atmosphärendruck liegt.

Dieses gedankliche Modell erfordert demnach eine Unterscheidung zwischen dem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  und dem Expansionsverhältnis  $\epsilon^*$ , da sich die wirksamen Volumina  $V_h$  und  $V_h^*$  unterscheiden.  $\epsilon^*$  wird im Folgenden als geometrisches Verdichtungsverhältnis und  $\epsilon$  als effektives oder wirksames Verdichtungsverhältnis bezeichnet. Eine Möglichkeit, die Verdichtung der Frischladung erst im Punkt 1 einzuleiten, wäre durch den Einsatz einer variablen Ventilsteuerung gegeben, wobei das Einlaßventil entweder früh während des Ansaughubes (FES) oder spät im Kompressionshub (SES) schließt.

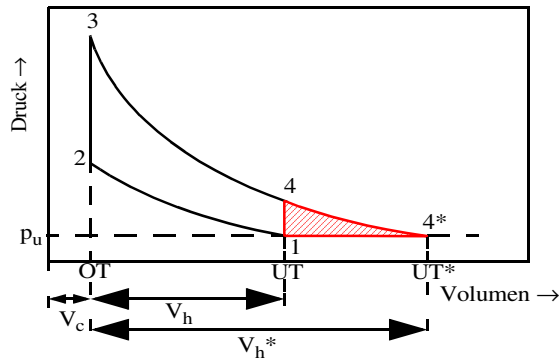


Abbildung 5-7 Vollständige Abgasexpansion im p-V-Diagramm

Die Betrachtung der Wirkungsgradlinien in Abbildung 5-8 verdeutlicht das hohe Arbeitspotential der Abgasenergie im Punkt 4. Durch vollständiges Ausnutzen der Druckenergie kann der vollkommene Wirkungsgrad des GR-Prozesses um bis zu 13% erhöht werden. Der relative Zugewinn ist bei  $\lambda=1,0$  erwartungsgemäß am höchsten, da hier der Expansionsenddruck  $p_4$  der normalen Expansion am höchsten ist, siehe auch Abbildung 5-5. Die Berechnungen zeigen, daß durch weitere Abmagerung keine Verbesserung mehr zu erreichen ist, d.h. das Verhältnis der rot schraffierten Fläche und dem Flächeninhalt 1-2-3-4 aus Abbildung 5-7 bleibt auch bei weiter abgemagerten Gemischen identisch.

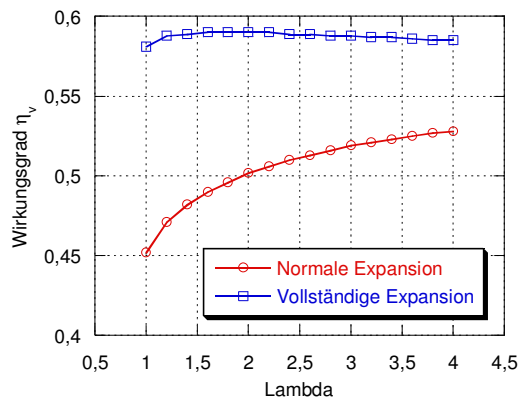


Abbildung 5-8 Wirkungsgrad für den GR-Prozeß bei vollständiger und normaler Abgasexpansion

Das geometrisch erforderliche  $\epsilon^*$ , mit dem der Motor konstruktiv auszulegen wäre, läge bei Werten von über 40 (Abbildung 5-9) und somit für motorische Nutzanwendungen weit jenseits sinnvoller Bereiche. Magert man das Verbrennungsgemisch ab, so reduziert sich  $\epsilon^*$  auf realistischere Werte im Bereich 20 bis 25, was auf niedrigere Verbrennungs- und Expansionstemperaturen zurückzuführen ist. Das ottomotorische Abgas hätte im Fall  $\lambda=4$  nur noch eine Temperatur von  $300^\circ\text{C}$  (Abbildung 5-10) und somit fast vollständig die Kraftstoffenergie in technische Arbeit umgewandelt.

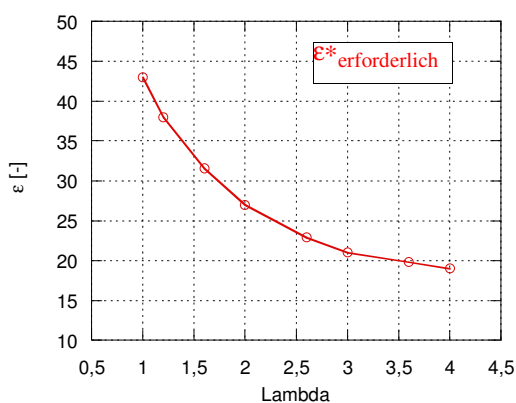


Abbildung 5-9 Erforderliches geometrisches  $\epsilon^*$  für den GR-Prozeß bei vollständiger Abgasexpansion

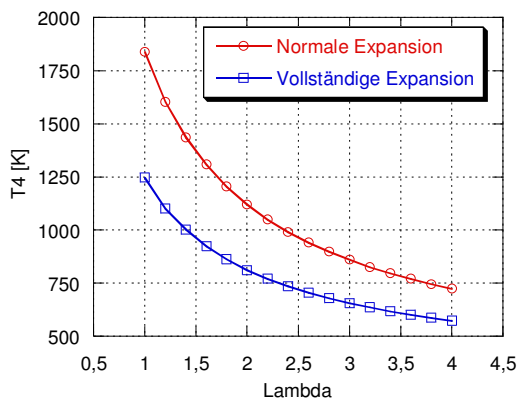


Abbildung 5-10 Expansionsendtemperatur für den GR-Prozeß bei vollständiger Abgasexpansion

Aufgrund der realen Gegebenheiten ist die vollständige Abgasexpansion ein sehr theoretisches Potential. Um realistischeren ottomotorischen Randbedingungen zu genügen,

wird das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\epsilon^*$  für weitere Berechnungen auf 20 festgelegt. Diese Berechnungen werden weiterführend mit dem thermodynamischen Ladungswechselmodell unter ASCET durchgeführt, da dieses genauere Aussagen zuläßt.

## 5.2 Simulationen mit ASCET

### 5.2.1 Erweiterte Abgasexpansion

#### 5.2.1.1 Modellierung in ASCET

Die bisherigen Betrachtungen mit dem Motormodell VOMO beruhen auf dem reinen vollkommenen Motorprozeß, d.h. neben vielen idealisierten Annahmen ist es im Speziellen unabhängig von Motordrehzahl, Zylindergeometrien und -kinematik, dem Ladungswechselvorgang und von Wärmeverlusten im Zylinder.

Um diese Einflüsse näher einzubeziehen, wurde mit einem thermodynamischen Motormodell unter ASCET ein Vergleichsmotor erstellt und bedatet. Dieses Modell wurde in Anlehnung an den in Kapitel 4.3.3 beschriebenen 2,0l Saugmotor von Audi aufgebaut. Abweichend davon wurde jedoch ein Hubvolumen von 1,8l festgelegt.

Das Basismodell dieses Motors mit dem geometrischen  $\epsilon=10$  verfügt über konventionelle Nockenwellensteuerung ohne Variabilität. Da das Konzept der erweiterten Abgasexpansion nur mit einer vollvariablen Ventilsteuerung auf der Einlaßseite umsetzbar ist (vgl. Kapitel 5.1.3), wurde dies in dem Simulationsmodell für die erweiterte Expansion mit  $\epsilon^*=20$  berücksichtigt, wie Abbildung 5-11 verdeutlicht.

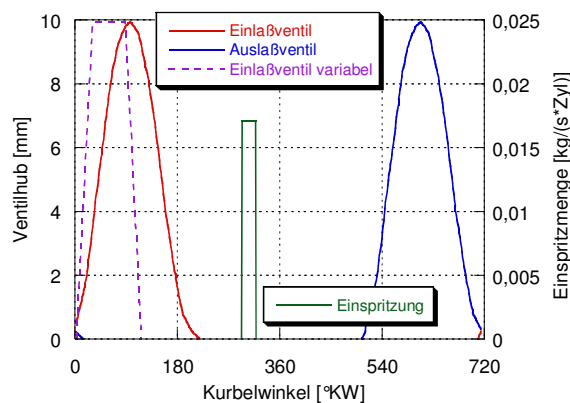


Abbildung 5-11 Modellierung von Ventilsteuerung und Einspritzung in ASCET

Als Laststeuerungsverfahren wurde „frühes Einlaß schließt“ festgelegt (FES), da es

gegenüber spätem Einlaßschluß (SES) thermodynamische Vorteile bietet.

Abbildung 5-12 zeigt im p-V-Diagramm den Vorteil der erweiterten Expansion bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  an der Vollast. Der Zugewinn an innerer Arbeit des Gases ist deutlich zu erkennen, der allerdings wegen der logarithmischen Darstellung verzerrt ist. In der Ladungswechselphase erfolgt wegen FES eine Expansion ins Vakuum. Bis zur effektiven Kompression bis  $p=1 \text{ bar}$  ist nur ein geringer Verlust infolge Wärmeübergang von der Zylinderwand an das Gas zu verzeichnen (schraffierte Fläche) und somit nur geringer Arbeitsverlust in der Gesamtbilanz.

Das rasche Öffnen des vollvariablen Einlaßventils erzeugt stärkere Druckschwingungen als beim nockenwellengesteuerten Öffnen, was auch zu stärkeren Fluktuationen in der Strömungsrichtung des Massenstroms am Einlaßventil führt. Bedingt durch das Fehlen der Impulsgleichung im Programmcode des ASCET-Modells folgt die Strömung unmittelbar den Druckänderungen. Der Eigenimpuls des Gases in der Realität verzögert jedoch die Änderung des Geschwindigkeitsvektors und hätte somit einen gedämpfteren Druckverlauf der Strömung zur Folge.

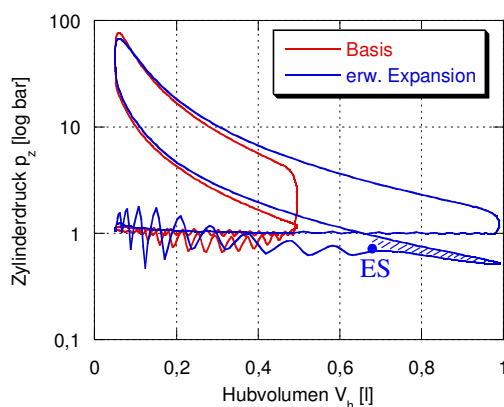


Abbildung 5-12 p-V-Diagramm von Basis und erweiterter Expansion mit ASCET bei  $\lambda = 1,0$

Der Wärmeübergang während Ladungswechsel und Arbeitshub wurde nach Hohenberg berechnet und die Verbrennung nach Vibe mit üblichen Parametern für einen Vollastpunkt bei einer Motordrehzahl von  $n=2000 \text{ min}^{-1}$ .

Äquivalent zu den Betrachtungen in Kapitel 5.1.3 wird eine Variation über dem Luftverhältnis  $\lambda$  bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  durchgeführt. Der Zündzeitpunkt und der zeitliche Verbrennungsablauf und der Umsetzungsgrad wird vereinfachend hierbei konstant gehalten, was nur bedingt der Realität entspricht. Bei Abmagerung, insbesondere bei sehr hohem  $\lambda$ , wird die Verbrennung langsamer und die vollständige Kraftstoffumsetzung zunehmend schwieriger, da die Schichtladungswolke zwar lokal aus  $\lambda \leq 1$



Gemisch besteht, aber Randzonen mit extrem hohem  $\lambda$  und unvollständiger Verbrennung entstehen.

### 5.2.1.2 Simulationsergebnisse

Die im folgenden gezeigten Simulationsergebnisse mit ASCET sind bei einer Motordrehzahl von  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und voll geöffneter Drosselklappe gerechnet und werden äquivalent mit VOMO verglichen.

Grundlegend ist festzustellen, daß die realitätsnähere Abbildung unter ASCET erwartungsgemäß geringere Wirkungsgrade erzielt. Legt man den Ausgangspunkt bei  $\lambda=1,0$  und  $\epsilon=10$  zu Grunde, so liegt der Unterschied zur Berechnung mit VOMO bei etwa 5%. Die Zugewinne durch Abmagerung verringern sich ebenfalls (Abbildung 5-13 a).

Betrachtet man den Fall der erweiterten Expansion bei  $\epsilon^*=20$ , so liefert die ASCET-Rechnung ein Wirkungsgradpotential von 7-10% gegenüber  $\epsilon=10$  (Abbildung 5-13 b). Ab einem  $\lambda$  von 2,5 ergibt sich kein weiterer Zugewinn mehr, da der Expansionsenddruck  $p_4$  dem Umgebungsdruck von 1bar gleich ist. Weitere Abmagerung führt lediglich zu einer Expansion ins Vakuum, welches negative Kolbenarbeit zur Folge hat. Im Vergleich zu VOMO, welches unter idealisierten Bedingungen rechnet (keine Wärmeabfuhr, chem. Gleichgewicht), ist das Druckgleichgewicht von  $p_4$  und  $p_u$  jedoch noch nicht erreicht und somit steigt der Wirkungsgrad auf weit höhere Werte an.

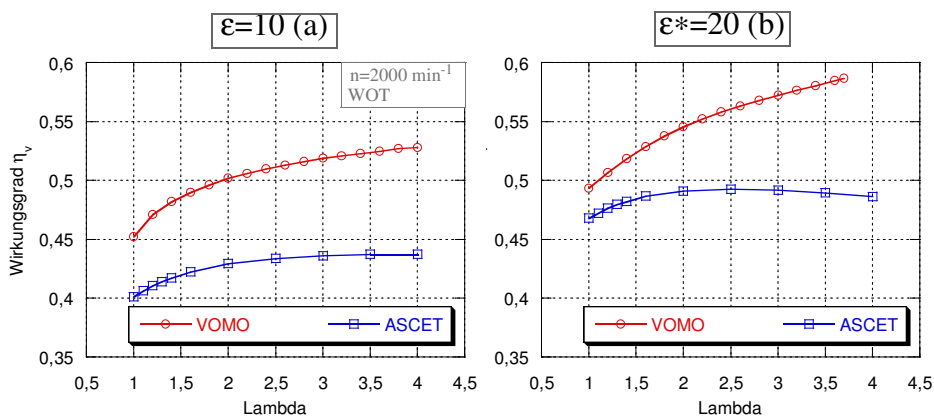


Abbildung 5-13 Wirkungsgradvergleich VOMO/ASCET bei  $\epsilon=10$  und  $\epsilon^*=20$

Die Betrachtung von Druck und Temperatur des Gases bei Verbrennungsende und Expansionsende ist in Abbildung 5-14 dargestellt. Die verbesserte Ausnutzung der Druckenergie des verbrannten Abgases ist hier zu erkennen. Bei  $\lambda=1,0$  wird der Expansionsenddruck von 4,3 bar schon auf 1,8 bar abgesenkt. Die Expansion ins Vakuum ist bei  $\lambda>2,5$  durch die geringere Verbrennungstemperatur des Magerbetriebes bedingt.

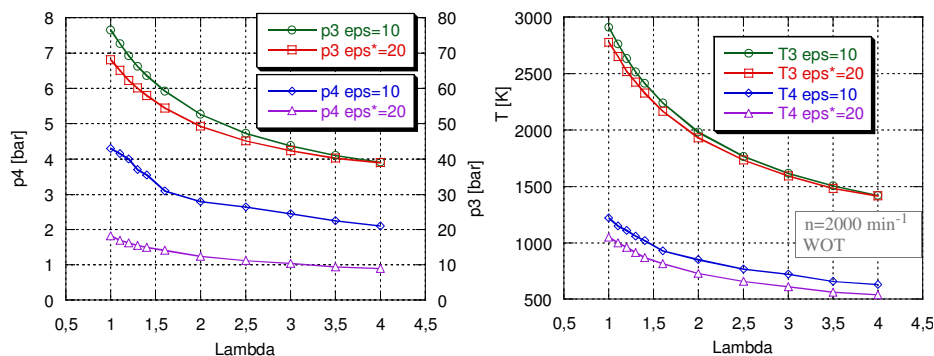


Abbildung 5-14 Prozeßtemperaturen und -drücke bei normaler Expansion ( $\epsilon=10$ ) und erweiterter Expansion ( $\epsilon^*=20$ ) in ASCET

Hervorgerufen durch die höheren Zylinderdrücke bei Expansionsende, verbleibt beim Basisfall auch eine höhere Restgasmasse im Zylinder zurück als bei der erweiterter Expansion. Die angesaugte Luftmasse und eingespritzte Kraftstoffmasse ist jedoch in beiden Fällen identisch. Folglich befindet sich bei  $\epsilon=10$  eine größere Gasmasse im Zylinder, was zu etwas höheren Spitzendrücken und -temperaturen führt, was man ebenfalls aus Abbildung 5-14 ableiten kann.

### 5.2.1.3 Bewertung und Anwendungsbereich

Die Abgastemperaturen in dem wirkungsgradoptimalen Bereich der erweiterter Expansion liegen nur noch bei etwa  $400^\circ\text{C}$  (Abbildung 5-14) und sind gegenüber der Basis ( $950^\circ\text{C}$ ) auf drastische Weise reduziert. Eine solche Reduzierung der Abgastemperaturen hat enorme Folgen auf die außermotorischen Abgasnachbehandlungsmaßnahmen. Die Anforderung an  $\text{NO}_x$ -Speicherkatalysatoren, wie sie bei Magerbetrieb eingesetzt werden, müßten extreme Niedertemperaturaktivität besitzen, was sowohl technisch als auch wirtschaftlich mit dem momentanen Stand der Technik sehr schwierig zu lösen ist.

Verzichtet man auf Magerbetrieb bei der erweiterter Expansion, so beträgt der Temperaturabfall des Abgases nur etwa  $170^\circ\text{C}$  ( $950^\circ\text{C}$  auf  $780^\circ\text{C}$ ). Unter dieser Bedingung ist das Konzept von den geänderten Randbedingungen her weitaus akzeptabler und bietet noch einen Wirkungsgradzugewinn von etwa 7%.

Bewertet man das Konzept hinsichtlich seiner geometrischen Auswirkungen für den Motor, so ist aus Abbildung 5-15 (b) zu erkennen, daß  $\epsilon^*=20$  durch reine Erhöhung des Hubraumes  $V_h^*$  etwa eine Verdopplung der Zylinderlauffläche, des Radius der Pleuellänge bedeutet. Gewichtszunahme, Lagerbelastung, Motorbauvolumen und reduzierte Nenndrehzahl sind daher nicht akzeptabel. Eine weitere

Möglichkeit,  $\epsilon^*=20$  zu erreichen, ist das Hubvolumen gleich zu halten und das Kompressionsvolumen  $V_c^*$  zu halbieren (Abbildung 5-15 c). Diese Art ist bauraumneutral, jedoch ist die Zylinderfüllung, die wegen des Klopfens nur mit  $\epsilon=10$  verdichtet werden darf, nur sehr gering mit entsprechend schwacher Drehmomentausbeute des Motors.

Aus diesen Gründen würde die Realisierung eines  $\epsilon^*=20$ -Konzeptes auf einen Kompromiß von Variante (b) und (c) hinauslaufen. Verwendet man eine Benzin-Direkteinspritzung kann man das effektive  $\epsilon$  wegen der Zylinderinnenkühlung des verdampfenden Kraftstoffes um etwa 1 bis 2 Einheiten erhöhen. Somit wäre denkbar, dasselbe Potential der erweiterten Expansion zu erhalten, wenn man  $\epsilon^*$  auf 18 bis 19 zurücknimmt.

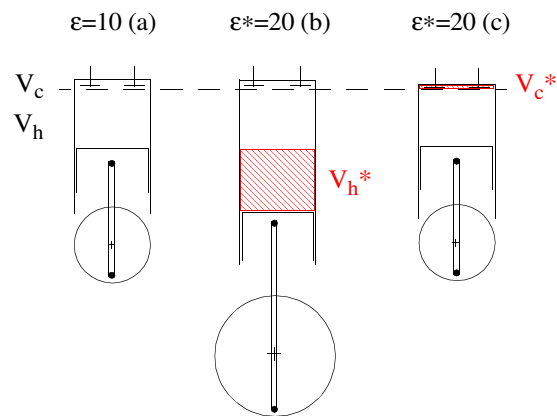


Abbildung 5-15 Geometrieänderung eines Motors mit erweiterter Expansion

Desweiteren besteht die Alternative, für die erweiterte Expansion das 2-Takt-Verfahren dem 4-Takt-Verfahren vorzuziehen, da hier die Regelung der effektiven Verdichtung erheblich einfacher wäre. Hinzukommen würde die hohe Leistungsdichte eines 2-Takt-Aggregates, die insbesondere das Drehmomentdefizit von Methode (c) praktisch kompensieren könnte.

### 5.2.2 Innermotorische Hoch-Abgasrückführung

Abgasrückführung wird bei Dieselmotoren erfolgreich zur Reduktion der innermotorischen  $\text{NO}_x$ -Bildung eingesetzt. Desweiteren können sich auch Verbrauchsvorteile durch den erhöhten Inertgasanteil ergeben.

Der konventionelle Ottomotor mit  $\lambda=1$ -Regelung erfordert hingegen nicht notwendigerweise Abgasrückführung, da die  $\text{NO}_x$ -Reduktion im 3-Weg-Katalysator unter stöchiometrischen Bedingungen mit hohen Konvertierungsraten abläuft. Betreibt man den Ottomotor mit Abgasrückführung, so reduziert sich auch hier die innermotorische  $\text{NO}_x$ -Bildung unter Inkaufnahme eines höheren Ausstosses an HC- und CO-Emissionen aus unvollständiger Verbrennung.

Erhöht man die AGR-Rate auf sehr hohe Werte ( $>30\%$ ), so ist es möglich, den Ottomotor ungedrosselt zu betreiben, da das Restgas im Zylinder einen sehr hohen Anteil an Frischluft verdrängt (Abbildung 5-16). Somit haben hohe Restgasgehalte im Zylinder für das Lastmoment des Motors die gleiche Auswirkung wie ein Androsseln mit der Drosselklappe, nämlich die Steuerung des Drehmomentes durch den Frischluftanteil im Zylinder.

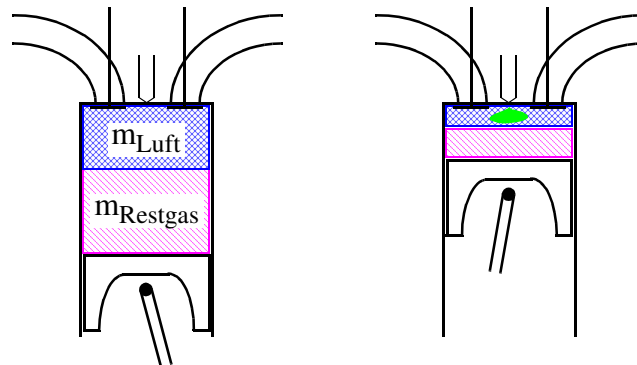


Abbildung 5-16 Laststeuerung mittels Hoch-AGR beim Ottomotor

Mit einem System, das solche hohen AGR-Raten liefern kann, ist es also möglich, die Laststeuerung eines Ottomotors vorzunehmen. Der vollvariable elektromechanische Ventiltrieb EMVT bietet durch die entsprechend erforderlichen Öffnungs- und Schließzeitpunkte das Potential, solche innermotorische Hoch-AGR mit Restgasgehalten weit über  $30\%$  im Ottomotor zu betreiben. Neben der innermotorischen  $\text{NO}_x$ -Absenkung hat diese Methode somit auch erhebliches Potential, den Kraftstoffverbrauch durch Entdrosselung des Ladungswechsels zu reduzieren. Ein weiterer beachtenswerter Vorteil ist, daß die konventionelle Abgasnachbehandlung mittels 3-Weg-Katalysator weiterhin verwendet werden kann, da das Abgas stöchiometrische Zusammensetzung aufweist.

### 5.2.2.1 Restgassteuerverfahren

Mit Hilfe des elektromechanischen Ventiltriebes EMVT ist man in der Lage, 3 verschiedene Verfahren der innermotorischen Restgassteuerung voneinander abzugrenzen. Hierbei ist die Unterscheidung nach dem Herkunftsort des dem Zylinder rückgeführten Abgases zweckmäßig:

♦ Einlaßkanalrückführung EKR:

Bei dieser Strategie wird der Restgasanteil über die Lage von EÖ und AS deutlich vor dem oberen Totpunkt bei Ladungswechsel (LOT) eingestellt (Abbildung 5-17).

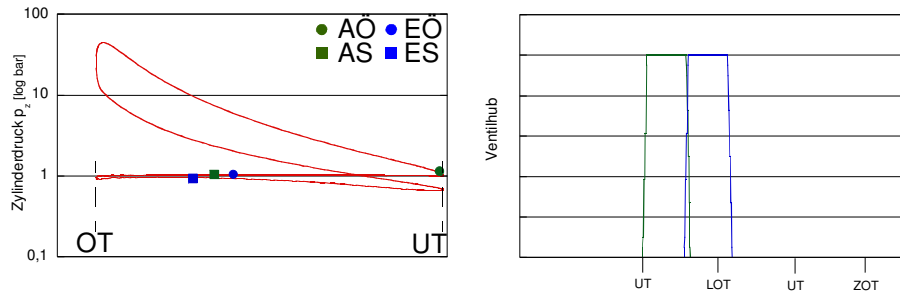


Abbildung 5-17 Restgassteuerverfahren Einlaßkanalrückführung EKR

Hierdurch wird ein hoher Anteil an Restgas während der Ausschiebephase in den Einlaßkanal ausgeschoben, um beim anschließenden Ansaughub wieder in den Zylinder zurückgesaugt zu werden. Je früher der Auslaßschluß ist, desto höher ist der Restgasanteil beim darauffolgenden Arbeitsspiel.

Als Variante hiervon kann man zusätzlich eine hohe Strömungsgeschwindigkeit im Bereich des Einlaßventils generieren, wenn man es später im Bereich von LOT öffnet (Abbildung 5-18).

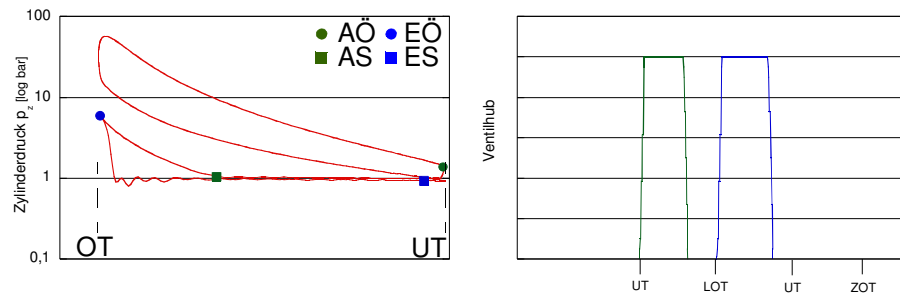


Abbildung 5-18 Restgassteuerverfahren Einlaßkanalrückführung EKR mit hoher Strömungsgeschwindigkeit

Die erhöhte Turbulenz im Einlaßkanal sorgt für eine bessere Durchmischung mit der Frischladung und kann Wandfilmbildung verhindern, die aber nur durch den Verlust an Pumparbeit in der Ladungswechselschleife zu erreichen ist, was aus der eingeschlossenen Fläche im p-V-Diagramm zu entnehmen ist.

♦ Auslaßkanalrückführung AKR:

Bei der Auslaßkanalrückführung wird die rückgeführte Abgasmasse hauptsächlich durch AS bestimmt. Das Auslaßventil schließt erst nach LOT während der Ansaugphase. Somit wird das ausgeschobene Abgas teilweise wieder aus dem Auslaßkanal in den Zylinder zurückgesaugt. Ein Maß für die zurückgeführte Abgasmenge ist die Größe der Ventilüberschneidungsfläche.

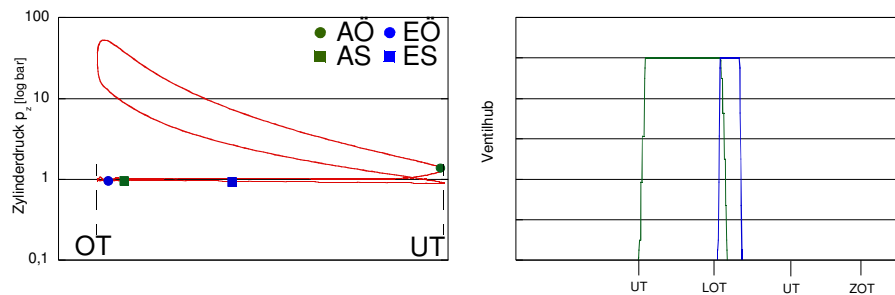


Abbildung 5-19 Restgassterverfahren Auslaßkanalrückführung AKR

♦ Zylinderrückführung ZR:

Bei der Zylinderrückführung verbleibt, im Gegensatz zu den Varianten EKR und AKR, die gewünschte Abgasmenge direkt im Zylinder. Diese Art der Restgassteuerung wird als die thermodynamisch günstigste Methode erachtet, da ein verlustbehaftetes Ausschieben und Ansaugen des Restgases über die Ventile entfällt.

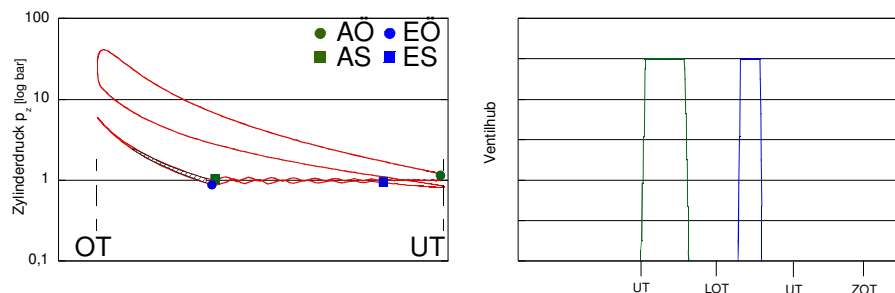


Abbildung 5-20 Restgassterverfahren Zylinderrückführung ZR

Das Auslaßventil wird vor Erreichen des LOT geschlossen, wenn sich die gewünschte Abgasmenge im Zylinder befindet. Das Restgas wird komprimiert und bis zum Öffnen des Einlaßventils expandiert. Um die Pumpverluste zu minimieren, wird dieses erst bei Druckausgleich im Zylinder geöffnet. Abbildung 5-20 zeigt, daß die Wärmeübergänge von Gas und Zylinderwand wegen der kleinen Fläche (schraffiert dargestellt) im p-V-Diagramm sehr gering sind, und somit die Kompressions- und Expansionsphase kaum verlustbehaftet ist.

### 5.2.2.2 Modellierung in ASCET

Für die nachfolgenden Betrachtungen wird das zuletzt beschriebene Verfahren der Zylinderrückführung ZR als wirkungsgradgünstigste Methode der Hoch-AGR angenommen und in das Motormodell in ASCET umgesetzt.

Maßgeblich für die Umsetzung des Verbrauchspotentials ist hierbei das Timing der vollvariablen Ventile. Abbildung 5-21 zeigt den untersuchten Verstellbereich der Ladungswechselventile. Die Erhebungskurven wurden vereinfacht durch Rampen konstanter Steigung modelliert. In der Realität besitzt das Feder-Masse-System des EMVT im Bereich der Aufsetzpunkte jedoch veränderliche Steigungen, hervorgerufen durch endliche Geschwindigkeitsgradienten.

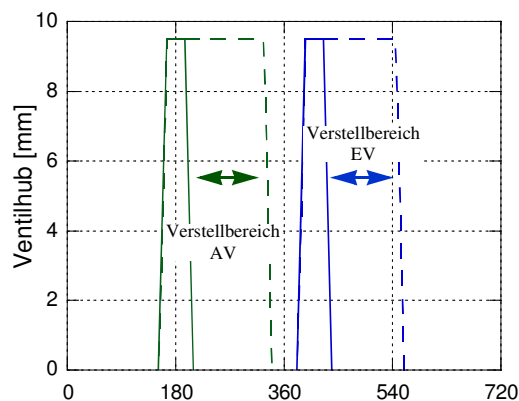


Abbildung 5-21 Steuerzeiten des EMVT bei der Methode Zylinderrückführung

Steigt der Restgasgehalt im Zylinder auf hohe Werte, ist mit einem verschlechterten Umsetzungsgrad des Kraftstoffes aufgrund unvollständiger Verbrennung zu rechnen. Da bei dieser Methode der Hoch-AGR der Inertgasanteil auf über 50% steigen kann, muß dies bei der Simulation mit einem abgeschwächten Verbrennungswirkungsgrad berücksichtigt werden, um eine realistischere Potentialabschätzung zu erhalten. Abbildung 5-22 zeigt die angenommene Reduzierung des Umsetzungsgrades  $\eta_u$  in Abhängigkeit vom Restgasgehalt zu Beginn der Verbrennung.

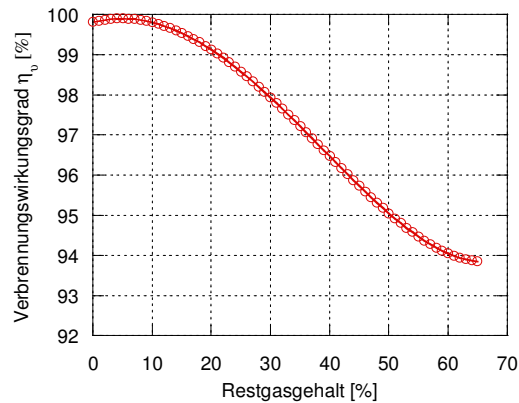


Abbildung 5-22 Abnahme des Verbrennungswirkungsgrades  $\eta_u$  durch unvollständige Verbrennung

Der Umsetzungsgrad wurde bei einem Inertgasanteil von 50% zu 95% angenommen und durch die dargestellte Funktion abgeschwächt.

### 5.2.2.3 Simulationsergebnisse

Die vorgestellte Methode der Zylinderrückführung wird bei einer Motordrehzahl von  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  dem Basismotor gegenübergestellt. Dieser wird zum Teillastbetrieb auf konventionelle Weise angedrosselt. Abbildung 5-23 zeigt das berechnete Wirkungsgradpotential, gemessen an den indizierten Werten beider Motoren.

Erwartungsgemäß ist der Zugewinn bei geringerer Motorlast am größten, da hier die Drosselverluste des Basismotors am stärksten zum Tragen kommen. Bei einem Mitteldruck von 2 bar beträgt der Vorteil maximal etwa 6 bis 7% bei einem Restgasgehalt von 65% (Abbildung 5-24 b) und einem Verbrennungswirkungsgrad von 94%. Unter diesen Bedingungen in der Teillast kann dies ein realitätsnaher Wert zu sein, da die Verbrennungsgüte und auch die Verbrennungsstabilität das Potential dieser Methode stark einschränkt.

Durch die Freiheit der Wahl von Öffnungsdauer und -zeitpunkt von EV und AV können sich bei gleichem indiziertem Mitteldruck unterschiedliche Restgasanteile einstellen, wodurch sich jeweils eine unterschiedliche Ladungswechselerbeit bzw. indizierter Wirkungsgrad ergibt (siehe Abbildung 5-23 und Abbildung 5-24).



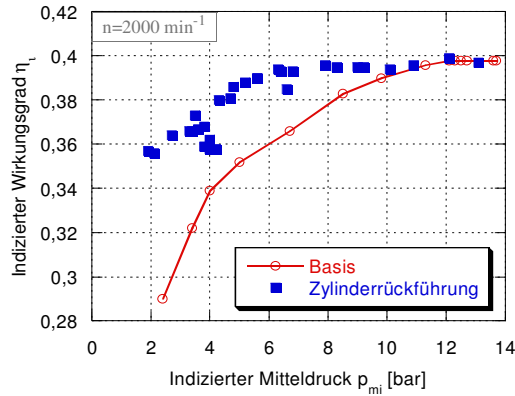


Abbildung 5-23 Wirkungsgrad  $\eta_i$  bei Zylinderrückführung im Vergleich zum drosselgesteuerten Motor ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ )

Erniedrigt man den Inertgasanteil, d.h. kommt man zu höheren Lasten, so nähert sich der Wirkungsgrad asymptotisch dem des Basismotors, da sich die Verbrennung und Ladungswechselverluste immer mehr angleichen.

Betrachtet man die Ladungswechselarbeit (Abbildung 5-24 a), stellt sich der Wirkungsgradvorteil aufgrund von Entdrosselung klar dar. Beim Basismotor steigt die Pumparbeit kontinuierlich an, wenn man den Saugrohrdruck zur Laststeuerung absenkt. Beim entdrosselten Motor mit Hoch-AGR kann die Pumparbeit nahezu konstant und auf niedrigem Niveau gehalten werden.

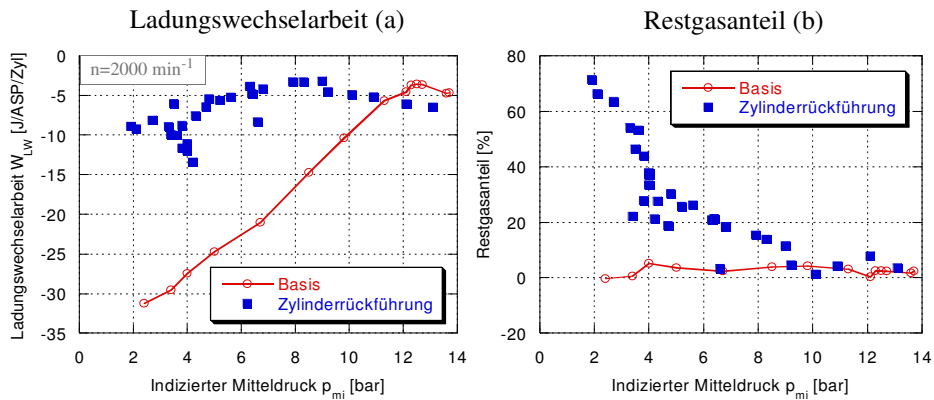


Abbildung 5-24 Ladungswechselarbeit und Restgasanteil bei Zylinderrückführung im Vergleich zum drosselgesteuerten Motor ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ )

Der Restgasanteil zum Verbrennungsbeginn ist beim gedrosselten Motor über der Last etwa konstant und  $< 5\%$ , was auf die konstanten Ventilsteuerzeiten bei geringer Ventilüberschneidung zurückzuführen ist (siehe auch Abbildung 5-11). Beim Motor mit Hoch-AGR steigt der RG-Anteil bereits bei einer Last  $< 10$  bar deutlich an und erreicht bei Niedriglast Werte über  $60\%$ .

Vergleicht man die Prozeßtemperaturen  $T_3$  und  $T_4$  in Abbildung 5-25, so sieht man, daß der drosselgesteuerte Motor, nahezu unabhängig von der Last, ein etwa gleiches Temperaturniveau besitzt, was für den  $\lambda=1,0$ -Betrieb typisch ist. Die Abgastemperatur zum Zeitpunkt des Öffnens des Auslaßventils beträgt  $900-950^\circ\text{C}$ . Bei Erhöhung des RG-Anteiles fällt die maximale Verbrennungstemperatur  $T_3$  drastisch ab, wobei insbesondere der lineare Abfall mit steigendem Inertgasanteil auffallend ist. In dem Teillastpunkt bei  $p_{mi}=2$  bar und  $60\%$  Restgas ist  $T_3$  nahezu nur noch halb so groß, was einen enormen Rückgang der innermotorischen thermischen  $\text{NO}_x$ -Bildung zur Konsequenz hat. Die Abgastemperatur  $T_4$  beträgt in diesem Betriebspunkt nur noch etwa  $450^\circ\text{C}$ .

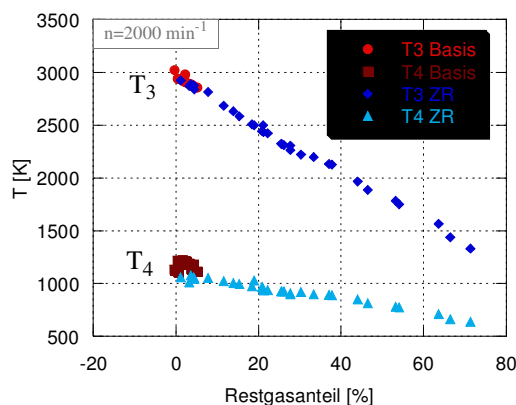


Abbildung 5-25 Verbrennungstemperatur  $T_3$  und Expansionstemperatur  $T_4$  bei Zylinderrückführung im Vergleich zum drosselgesteuerten Motor ( $n=2000\text{min}^{-1}$ )

#### 5.2.2.4 Bewertung und Vergleich mit BDE

Durch die Methode der Zylinderrückführung als Anwendung zur innermotorischen Hoch-AGR kann man Verbrauchseinsparungen von etwa  $7\%$  bei niedriger Teillast erhalten. Hervorgerufen durch Restgasgehalte von über  $60\%$  in diesem Punkt, bringt dies eine drastische Absenkung der Prozeßtemperaturen mit sich. Somit ist prinzipiell mit einer erniedrigten Aktivität bei der Schadstoffkonvertierung im 3-Weg-Katalysator zu rechnen. Da aber die HC- und CO-Rohemissionen in diesem Bereich ebenfalls sehr hoch sind ( $\eta_u=94\%$ ), wird die Absenkung der Katalysatortemperatur durch die Oxida-

tionsreaktionen zu einem erheblichen Maß reduziert. In Verbindung mit sehr niedrigen  $\text{NO}_x$ -Rohwerten, könnten bei dieser Methode, im Vergleich zum Basismotor, die effektiven Emissionen jedoch neutral gehalten werden.

Problematischer anzusehen ist die Verbrennungsstabilität und die Streuung einzelner Arbeitsspiele bei Niedriglasten. Bei den Simulationsrechnungen deutet sich dieses Problem bereits an, da sich bei den hohen Restgasgehalten zyklische Schwankungen von 3 bis 4% ergeben. Zudem hängt die Einstellung von Restgasgehalten > 50% sehr stark von einer präzisen Ansteuerung des elektromechanischen Ventiltriebes ab. Eine Änderung der Öffnungs- und Schließzeitpunkte von  $10^\circ$  KW ergibt bereits eine Änderung des Restgasgehaltes von etwa 10%. Somit wäre die Anforderung an die Präzision des EMVT sehr hoch. Eine Möglichkeit, diese hohe Anforderung herabzusenken, wäre ein leichtes Androsseln der Frischluft mit Hilfe der Drosselklappe. Dann würden die notwendigen Ventilöffnungsdauern bei gleichem Restgasgehalt und Lastpunkt wieder länger werden und der Einfluß von Streuungen des Restgasgehaltes verringert werden. Geringe Wirkungsgradeinbußen durch Pumparbeit wären wiederum die Folge.

Die Methode der Zylinderrückführung beruht im wesentlichen auf gleichen Effekten wie die BDE mit Schichtladungsbetrieb, nämlich der Entdrosselung und der Erhöhung der spezifischen Zylinderbelastung durch Erhöhung der Zylindermasse in Teillastpunkten. Nimmt man den Verbrauchsvorteil beider Systeme aufgrund der Entdrosselung im Einlaßkanal als gleich groß an, so ist aus Sicht des thermischen Wirkungsgrades der BDE-Prozeß dem Hoch-AGR-Prozeß vorzuziehen, wie aus Gleichung 5-1 ersichtlich ist.

$$\eta_{\text{th}} = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad \text{Gleichung 5-1}$$

Vernachlässigt man den Restgasanteil bei BDE, so besteht das Arbeitsgas hier aus einem überstöchiometrischen Anteil aus Luft und Kraftstoff mit  $\kappa \sim 1,4$ . Bei der Zylinderrückführung besteht das Arbeitsgas aus einem sehr hohen Anteil Restgas und einer restlichen stöchiometrischen Luft-Kraftstoff-Aufteilung mit  $\kappa \sim 1,34$ . Dies bedingt eine Begünstigung des thermischen Wirkungsgrades für BDE. Hier werden Verbrauchersparnisse von etwa 10-12% in Teillastpunkten angegeben, die sich aber insgesamt bei der Verwendung von  $\text{NO}_x$ -Speicheratalysatoren wegen notwendiger Regenerationszyklen vermindern.



## 6. Reale Motorprozeßrechnung

### 6.1 Variable Nockenwellensteuerung und variables Schaltsaugrohr bei Saugmotoren

Um bei nicht aufgeladenen Saugmotoren den Ladungswechsel und damit das Drehmoment deutlich zu verbessern, werden heutzutage Ansaugrohre mit variabler Geometrie eingesetzt. Ein weiterer Vorteil bezüglich Luftaufwand und Ladungswechselerbeit wird mit der Phasenverstellung der Nockenwellen erreicht. Beide Maßnahmen zusammen sind effiziente Möglichkeiten zur Verbesserung der Drehmomentcharakteristik und zur Verringerung des Verbrauchs.

Die Bewertung des Drehmoment- und Verbrauchspotentials einer variablen Einlaßnockenwellenverstellung in Kombination mit variabler Sauganlage erfolgt auf der Basis eines 4-Zylinder-Reihenmotors mit 2 Litern Hubraum und Benzin-Direkt-Einspritzung, wie er in Kapitel 4.3.3 vorgestellt wurde.

#### 6.1.1 Potential der Saugrohrumschaltung

Der Vorteil eines in der Länge variablen Saugrohrs liegt in der Verbesserung der Zylinderfüllung bei Vollast. Um diesen Effekt herauszustellen, wird die Vollastlinie des Motors mit kurzer und langer Saugrohrstellung verglichen. Hierbei soll der variable Phasenschieber zunächst keinen Einfluß ausüben, d.h. die Nockenwellenstellung ist konstant am Spätanschlag. Abbildung 6-1 und Abbildung 6-2 zeigen das Ergebnis der Simulationsrechnung.

Der Drehmomentvorteil in der jeweiligen Saugrohrstellung ergibt sich aus gasdynamischen Vorgängen, wobei das Timing von Gaslaufzeit, Saugrohrlänge und Ventilöffnung von großer Bedeutung ist. Der Zugewinn in der M-Stellung (langes Saugrohr zur Maximierung des Drehmoments im unteren Drehzahlbereich) beträgt bis 1,5 bar Mitteldruck. In der P-Stellung (kurzes Saugrohr zur Maximierung der Leistung im oberen Drehzahlbereich) kann, je nach Abregeldrehzahl, eine Verbesserung bis zu 4 bar erreicht werden (Abbildung 6-1).

Charakteristisch ist der Einbruch der Zylinderfüllung für die lange Saugrohrstellung,

insbesondere in der Nähe des Umschaltpunktes und bei Nenndrehzahl. Werte des Luftaufwandes über 1 zeigen den gasdynamischen Aufladungseffekt, der typischerweise nur in relativ schmalen Drehzahlbereichen auftritt. Das Saugrohr wurde hierbei mit diskontinuierlicher 2-Punkt-Schaltung umgesetzt. Ein kontinuierlich verstellbares Saugrohr nutzt den Selbstaufladeeffekt in größeren Drehzahlbereichen aus und bewirkt einen harmonischeren Drehmomentenübergang.

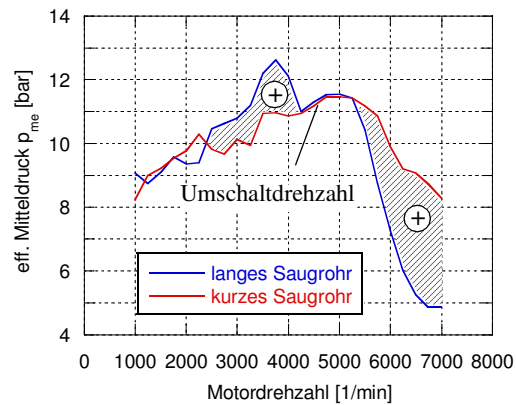


Abbildung 6-1 Eff. Mitteldruck an der Volllast bei kurzer und langer Saugrohrstellung (Nockenwelle konstant am Spätanschlag)

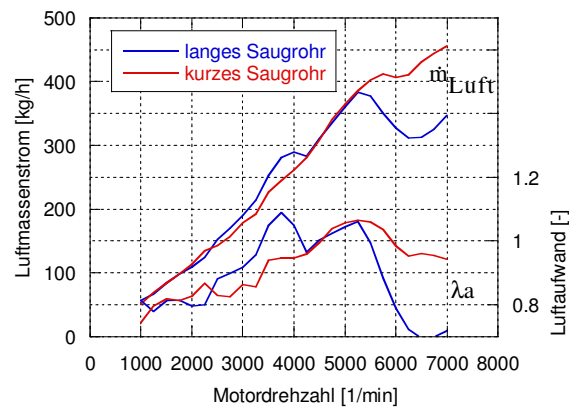


Abbildung 6-2 Luftmassenstrom und Luftaufwand an der Volllast bei kurzer und langer Saugrohrstellung (Nockenwelle konstant am Spätanschlag)

Anhand des Gaswechselforgangs am Einlaßventil wird im folgenden der jeweilige Vorteil in langer M- und kurzer P-Stellung erläutert.

Der größte Drehmomentvorteil bei M-Stellung liegt bei der Drehzahl von  $3500 \text{ min}^{-1}$ . Kurz nach Öffnen des Einlaßventils ist der eintretende Luftmassenstrom beim kurzen Saugrohr aufgrund einer ankommenden Druckwelle noch größer als beim langen Saugrohr (Abbildung 6-3). Da die freie Ventilquerschnittsfläche aber noch relativ gering ist, nimmt der einfließende Massenstrom schnell wieder ab. Die Gaslaufzeit in dem kurzen Saugarm in Verbindung mit dem Öffnungszeitpunkt des Einlaßventils ist in diesem Fall also ungünstig. Das lange Saugrohr bietet entsprechend der geänderten Gaslaufzeiten somit hier günstigere Bedingungen für einen optimalen Gasaustausch.

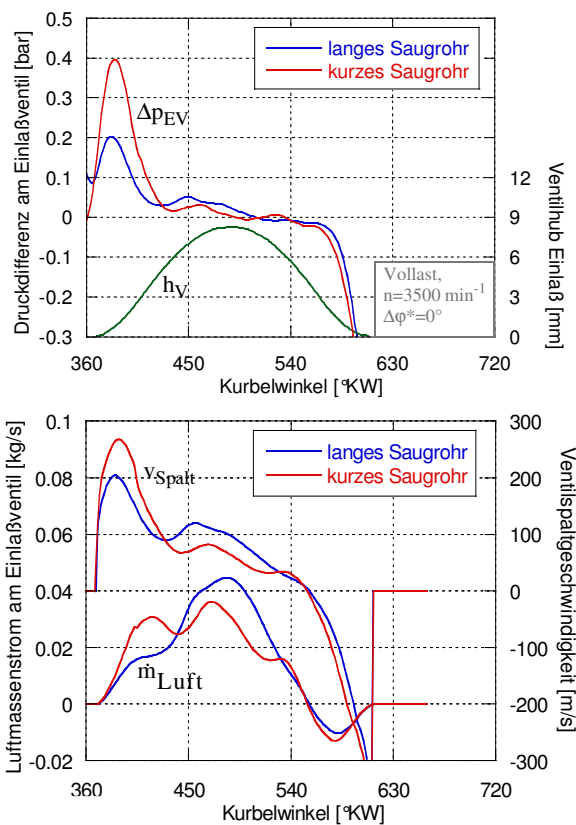


Abbildung 6-3 Gasdynamik am Einlaßventil bei kurzer und langer Saugrohrstellung,  $n=3500 \text{ min}^{-1}$

Im Bereich der maximalen Ventilöffnung ist über einen längeren Zeitraum bei der M-Stellung das treibende Druckgefälle in den Zylinder groß. Da hier die freie Ventilquerschnittsfläche am größten ist, ist der Massenstrom in den Zylinder auch am größten. Der anfängliche Füllungs-nachteil wird somit überkompensiert und es resultiert eine höhere Füllung im Vergleich zur P-Stellung.

Betrachtet man die dynamischen Vorgänge am Einlaßventil bei Nenndrehzahl  $n=7000 \text{ min}^{-1}$ , so kehren sich erwartungsgemäß die Verhältnisse zu Gunsten des kürzeren Saugrohrs um (Abbildung 6-4).

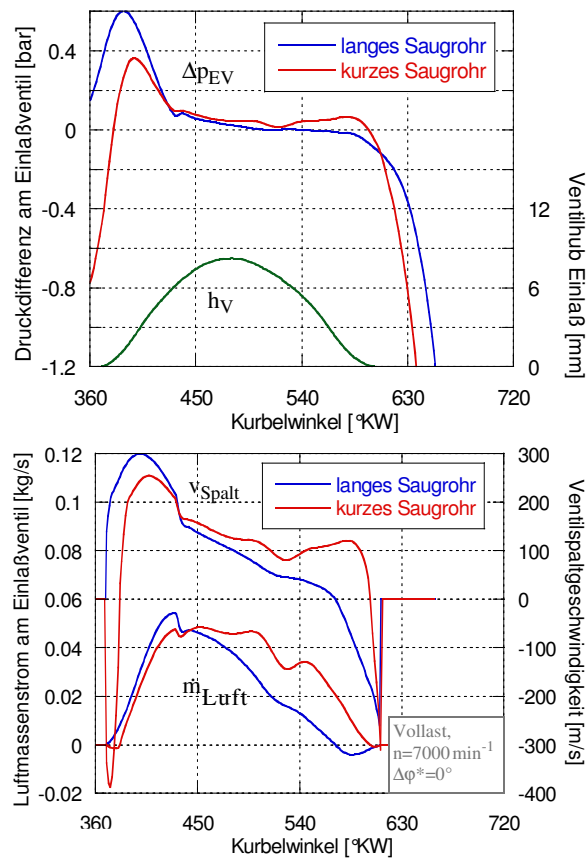


Abbildung 6-4 Gasdynamik am Einlaßventil bei kurzer und langer Saugrohrstellung,  $n=7000 \text{ min}^{-1}$



Kurz nach Öffnen des Einlaßventils herrscht in der P-Stellung ein sehr hohes negatives Druckgefälle am Einlaßventilspalt. Da der Ventilhub erst einige 1/10 mm beträgt, kann sich aber keine merkliche rückwärtsgerichtete Strömung aus dem Zylinder aufbauen. Im weiteren Verlauf des Ventilhubes überwiegen die Vorteile des kurzen Saugrohrs. Das höhere treibende Druckgefälle bei großen freien Strömungsflächen bewirkt deutlich höhere Massenströme in den Zylinder hinein.

An den beiden gezeigten Beispielen läßt sich weiterhin der füllungsverbessernde Effekt der Gasdynamik verdeutlichen. Aufgrund der kinetischen Energie und des Eigenimpulses der einströmenden Gasmasse kommt es bei Überschreiten des unteren Totpunktes (540 °KW) zu einem Nachladeeffekt. Ein treibendes Druckgefälle in den Zylinder ist nicht mehr vorhanden, da der Zylinderraum in UT keine Volumenänderung mehr erfährt. Das Druckgefälle und der Massenstrom werden jedoch rasch negativ, da der Zylinder sich wieder in der Kompressionsphase befindet. Dieser Nachladeeffekt kommt hauptsächlich nur bei hohen Massenströmen mit hoher kinetischer Energie zum tragen.

Im Teillastbetrieb kann es daher zu einem Rückschieben von Zylinderladung in den Einlaßkanal kommen, wenn das Einlaßventil wegen zu langer Steuerzeiten während der Kompressionsphase geöffnet ist. Mit dem Einsatz eines variablen Ventiltriebssystems ist man unter anderem in der Lage, diesen negativen Effekt in hohem Maße zu kompensieren.

### 6.1.2 Potential variabler Einlaßnockenwellensteuerung

Die größeren Einflüsse einer Nockenwellenverstellung auf Drehmoment und Emissionen liegen auf der Einlaßseite. Aus diesem Grund beschränkt sich die Variabilität bei den meisten Motorenanwendungen auf eine einlaßseitige Verstellung der Nockenwelle, wobei sich eine kontinuierliche Verstellung gegenüber einer reinen 2-Punkt-Verstellung durchgesetzt hat.

Das Drehmomentpotential einer kontinuierlich variablen Einlaßnockenwelle soll im folgenden herausgestellt werden. Der Verstellbereich beträgt  $\Delta\varphi_s=42^\circ$ , was sich thermodynamisch als ausreichend herausstellt. Im Spätanschlag ist die normierte Phasenposition  $\Delta\varphi^*=0^\circ$ , im Frühanschlag  $\Delta\varphi^*=42^\circ$  (siehe Abbildung 6-5 und folgende).

Um das Potential unter besonderer Berücksichtigung der gasdynamischen Vorteile bewerten zu können, wird zunächst die Phasenposition im gesamten Drehzahlbereich hinsichtlich des Luftaufwandes optimiert. Indem das Motormodell zunächst im Schleppbetrieb gefahren wird, werden Einflüsse, die den Luftaufwand verändern, wie z.B. Zündwinkel, Verbrennung und Kraftstoffeinspritzung, ausgeschlossen.

Durch diese Maßnahme können die Phasenpositionen  $\Delta\varphi^*$  mit maximalem Ladungswechselwirkungsgrad und Luftaufwand eindeutig und ohne Quereinflüsse bestimmt

werden. Die Optimierung des Luftaufwands ist in Abbildung 6-5 und Abbildung 6-6 über der Motordrehzahl in der M-Stellung ( $n=4000 \text{ min}^{-1}$ ) bei voll geöffneter Drosselklappe (WOT) dargestellt.

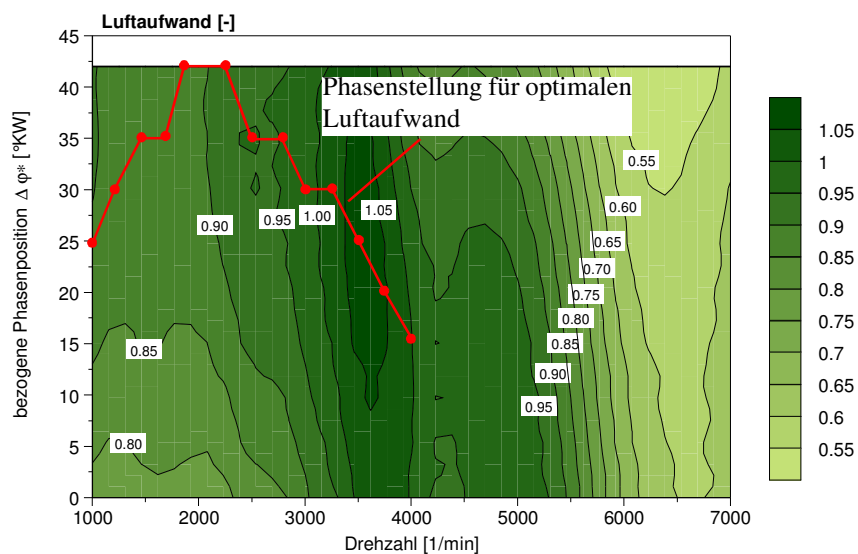


Abbildung 6-5 Optimierung des Luftaufwands (M-Stellung, WOT)

Die rote Linie kennzeichnet die Phasenstellungen des maximalen Luftaufwands bei der jeweiligen Motordrehzahl und spiegelt gleichzeitig das maximal erreichbare Drehmomentpotential wider. In Abbildung 6-5 erkennt man, daß bereits eine geringe Verstellung der Nockenwelle auf der Einlaßseite eine große Auswirkung auf den Luftaufwand hat. Im unteren Drehzahlbereich bei  $n=2500 \text{ min}^{-1}$  können durch eine Verschiebung um  $35^\circ \text{ KW}$  Füllungsvorteile von 15% erzielt werden. Bei höheren Drehzahlen wird ein Luftaufwand  $> 1$  erreicht, d.h. der dynamische Aufladungseffekt kommt zum tragen. Bei Drehzahlen  $> n=4000 \text{ min}^{-1}$  nimmt der Luftaufwand auch bei Phasenverstellung stark ab. Für diesen Drehzahlbereich ist die kurze Saugrohrstellung, wie im vorherigen Kapitel gezeigt, vorzuziehen.

Wie aus der Abbildung 6-3 ersichtlich ist, kann es während des Ladungswechsels zu einem Zurückschieben bereits angesaugter Ladung in den Einlaßkanal kommen, was stets zu einem Verlust an Drehmoment und Leistung führt. Betrachtet man die in den Einlaßkanal zurückgeschobene Luftmenge (Abbildung 6-6 oben), so kann diese im ungünstigsten Fall 26% der Zylinderladung betragen. Im Falle des optimalen Luftaufwands bei  $\Delta \varphi^*=42^\circ \text{ KW}$  kann dieser Verlust auf etwa 2-3% reduziert werden.

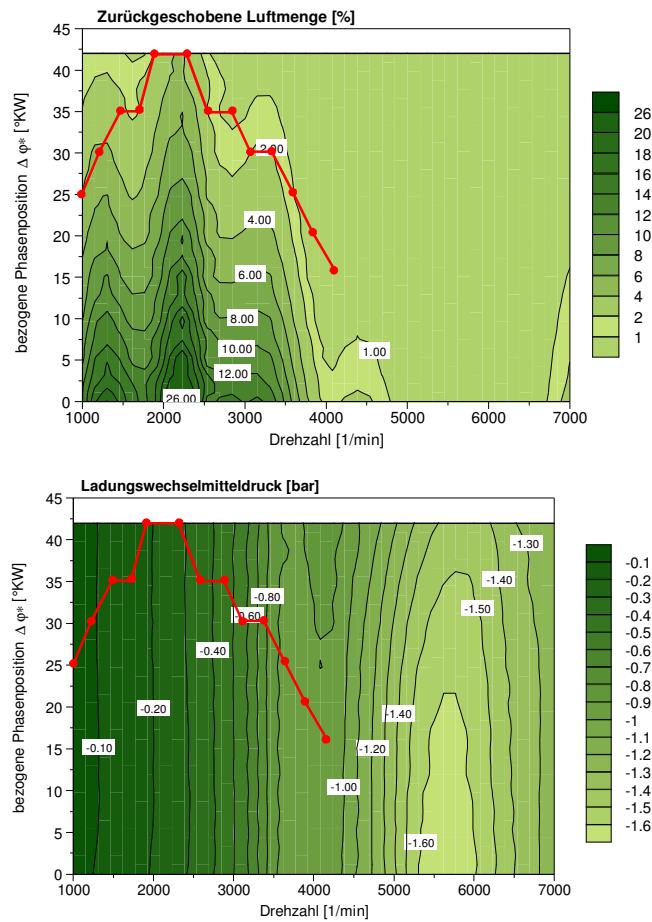


Abbildung 6-6 Zurückgeschobene Luftmenge und Ladungswechselarbeit (M-Stellung, WOT)

Die Ladungswechselarbeit ist in weiten Teilen des Kennfeldes unabhängig von der Phasenposition  $\Delta\phi^*$ . Die Einlaßnockenwellenverstellung bringt somit keinen Verbrauchsvorteil an der Vollast durch zusätzliche Entdrosselung gegenüber konventionellen Ventiltrieben, sondern nur den gezeigten Füllungsvorteil. Zu hohen Drehzahlen hin nimmt der Pumpverlust stetig zu, weil das lange Saugrohr bei voll geöffneter Drosselklappe die Strömung androsselt.

Analog zu der Vorgehensweise in der M-Stellung, wird die Optimierung mit kurzem Saugrohr durchgeführt.

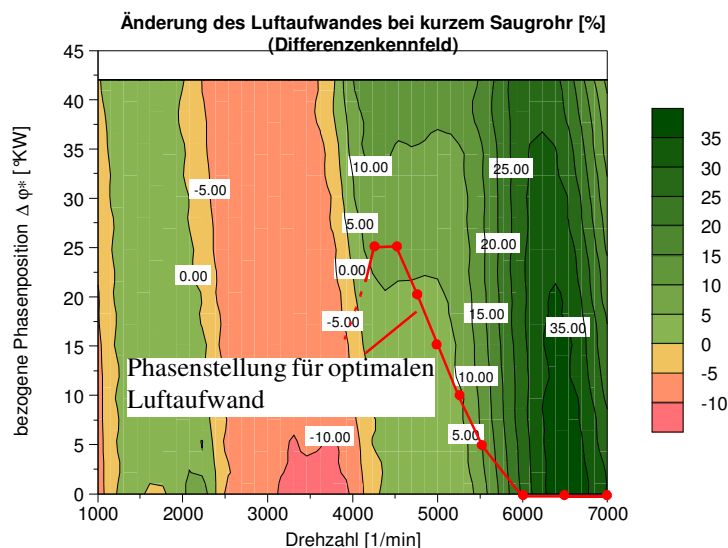


Abbildung 6-7 Optimierung des Luftaufwands (P-Stellung, WOT)

In Abbildung 6-7 ist das Differenzenkennfeld des Luftaufwands von P- und M-Stellung in Prozent dargestellt. Oberhalb der Umschalt Drehzahl von  $n=4000 \text{ min}^{-1}$  zeigen sich die Vorteile des kurzen Saugrohrs. In Kombination mit Phasenverstellung können beachtliche Luftaufwandzugewinne im Vergleich zum langen Saugrohr erzielt werden ( $>35\%$ ). Unterhalb der Umschalt Drehzahl überwiegt erwartungsgemäß der Füllungs-nachteil.

Die Kennlinie der optimierten Phasenlage (rot) stellt hierbei einen Kompromiß aus maximaler Zylinderfüllung und Verstellweg des Phasenstellers dar. Im Drehzahlbereich zwischen  $4000$  und  $5000 \text{ min}^{-1}$  wird der maximale Luftaufwand zu Gunsten eines harmonischeren Verlaufs der Phasenstellerkennlinie speziell im Umschaltbereich des Saugrohrs nicht vollständig ausgenutzt.

Fügt man beide Kennlinien aus M- und P-Stellung zusammen, so ergibt sich unter Ausnutzung des gesamten Verstellweges des Phasenschiebers eine drehmomentoptimierte Vollastlinie. Die Simulationsrechnung zeigt somit, wie man eine Optimierung beider Systeme (variables Saugrohr und variable Nockenwelle) hinsichtlich des maximalen Luftaufwands unabhängig voneinander vornehmen kann.

Das so optimierte System aus verschiebbarer Einlaßnockenwelle und Schaltsaugrohr wird nun nach dem maximalen Drehmoment zündwinkeloptimiert. Das Potential des

Phasenschiebers ist schraffiert in Abbildung 6-8 gekennzeichnet. Durch den Einsatz einer kontinuierlichen Phasenverstellung können somit Zugewinne von etwa 2 bar Mitteldruck erzielt werden. Insgesamt ergibt sich eine harmonischere Drehmomentenlinie, insbesondere die Unstetigkeit im Umschalt­punkt des Saugrohres wird unterdrückt.

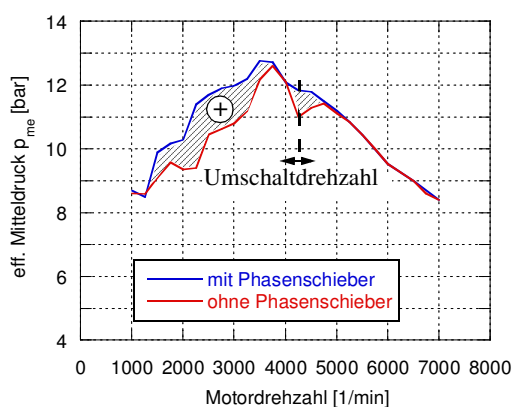


Abbildung 6-8 Effektiver Mitteldruck ohne und mit optimierter Einlaßnockenwellenverstellung

### 6.1.3 Verbrauchspotential der variablen Einlaßnockenwellensteuerung

Betrachtet man den Teillastverbrauch eines Motors, so kann die variable Nockenwellenverstellung auch zu einem Verbrauchsvorteil beitragen.

Zur Bewertung des Verbrauchspotentials wird der typische Teillastbetriebspunkt  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  und  $p_{me}=2 \text{ bar}$  herangezogen (Abbildung 6-9). Ein für diesen Lastpunkt konstanter Zündwinkel von  $25^\circ$  v.OT ergibt bei der Variation von  $\Delta\varphi^*$  einen effektiven Verbrauch um  $380 \text{ g/kWh}$ .

Der wirkungsgradoptimale Zündwinkel senkt den Verbrauch auf das Minimum ab. Betrachtet man den maximalen Verbrauchsunterschied, so beträgt dieser innerhalb  $20^\circ$  Verstellwinkel  $10 \text{ g/kWh}$ , also etwa 3%. Dieses relativ geringe Verbrauchspotential ist als realistisch anzusehen, da die Ladungswchselverluste mit der Phasenverstellung zwar geringer werden, aber nicht vollständig minimiert werden können, wie auch

Abbildung 6-10 zeigt.

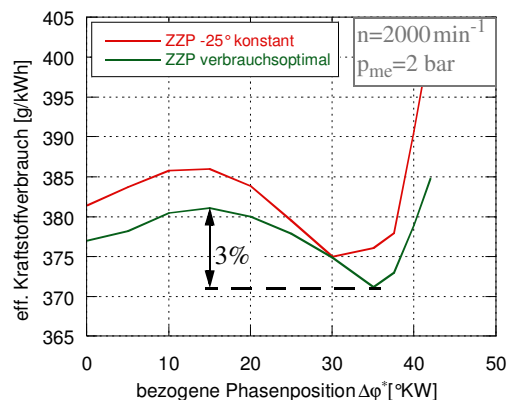


Abbildung 6-9 Teillastverbrauch mit Nockenwellenverstellung ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Darüber hinaus liegt der Grund für dieses nur relativ geringe Potential darin, daß mit größer werdendem  $\Delta\phi^*$  die Verbrennung zunehmend ungünstiger wird (Abbildung 6-10 Mitte). Brenndauer und 50%-Umsatzpunkt verschieben sich aufgrund hoher Restgasanteile nach spät und werden deutlich wirkungsgradungünstiger. Durch das frühe Öffnen des Einlaßventils wird bei entsprechend großer Ventilüberschneidung ein hoher Anteil an Restgas ausgeschoben und wieder zurückgesaugt. Dieses verlangsamt die Verbrennung und verlagert den Schwerpunkt nach spät. Bei max. Frühstellung werden Restgasgehalte von 25% erreicht, was bei dem konventionellen  $\lambda=1$ -Konzept einen hohen Anteil an zusätzlichem Inertgas bedeutet. Als Folge hiervon verlangsamt sich die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit, so daß die Flammenfront länger zum Durchlaufen des Kraftstoff-Luft-Gemisches benötigt. Am realen Motor ist somit mit höherem HC-Ausstoß zu rechnen, die thermische  $\text{NO}_x$ -Bildung ist entsprechend der geringeren Zylindertemperatur niedriger.

Andererseits bewirkt der hohe Restgasgehalt eine ansaugseitige Entdrosselung (Abbildung 6-10 oben), wodurch die Ausschleubarbeit während des Ladungswechsels geringer wird. Dieser relativ geringe Vorteil kann die schlechtere Verbrennungslage und -güte jedoch nicht kompensieren und es resultiert trotz geringerer Ladungswechselarbeit ein Mehrverbrauch für  $\Delta\phi^* > 35^\circ$ .

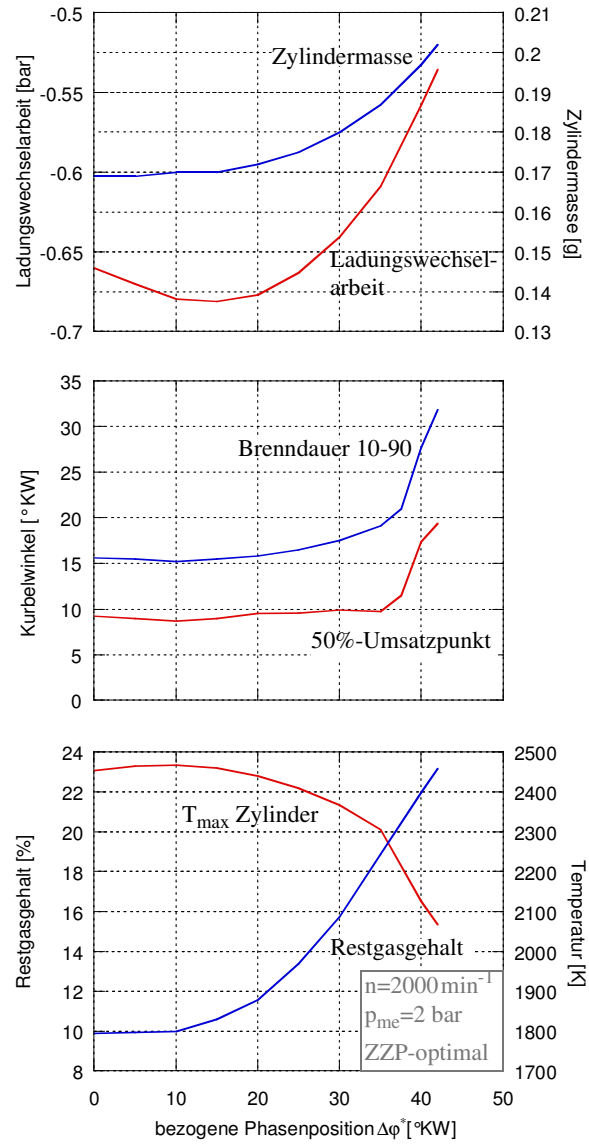


Abbildung 6-10 Zustandsgrößen bei Verbrennung und Ladungswechsel im Zylinder ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Abbildung 6-11 zeigt den kausalen Zusammenhang von steigendem Restgasgehalt und wirkungsgradungünstiger werdender Verbrennung.

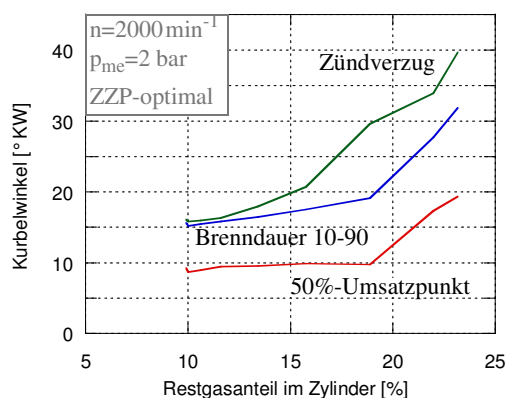


Abbildung 6-11 Verbrennungslage bei unterschiedlichen Restgasanteilen ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Der Restgasgehalt hat bei der Verwendung der einfachen Vibe-Funktion keinen Einfluß auf die Brennrate, da das Vibe-Modell ein nicht vorhersagendes Brennmodell ist. Die Erkenntnisse über den quantitativen Einfluß des Restgasgehaltes sind auf die Verwendung eines turbulenten Brennmodells in GT-Power zurückzuführen. Dieses berücksichtigt die Zusammensetzung des Verbrennungsgasgemischs und ist bei Vorgabe von Zündzeitpunkt und geometrischer Brennraumparameter somit ein vorhersagendes Brennmodell.

#### 6.1.4 Vergleich mit vollvariablen Ventiltrieben

Dem zuvor diskutiertem Verbrauchspotential des kontinuierlichen Einlaßphasenschiebers in der Teillast werden im folgenden 2 Systeme einer vollvariablen Ventilsteuerung gegenübergestellt:

- **Minihub (mechanisch)**

Ein zwischen Nocken und Einlaßventil geschaltetes elektro-mechanisches Verstellsystem sorgt dafür, daß der Nocken bedarfsweise nur für einen kleinen Hub des Einlaßventils sorgt. Die Spreizung des Nockens ergibt sich hierbei durch die Auslegung des Zwischenhebels und kann für die Simulation als variabel angesehen werden. Ein Maß für die angesaugte Zylinderladung ist primär der Ventilhub, in geringerem Maße auch der Spreizungswinkel des Ventils. Der grün markierte Verstellbereich des Systems



„Minihub“ in Abbildung 6-12 stellt den thermodynamisch sinnvollen Bereich einer Teillaststeuerung bei niedrigen Drehzahlen dar.

• **Elektromechanisch vollvariabler Ventiltrieb**

Diese Art der drosselfreien Laststeuerung ist charakterisiert durch einen Ventilhub, der nicht mehr durch einen Nocken einer Nockenwelle realisiert wird. Elektromechanische Aktuatoren, die als schwingungsfähige Feder-Masse-Systeme konzipiert sind, haben im gesamten Motorkennfeldbereich nahezu die selben Aufsetzgeschwindigkeiten und Öffnungsdauern der Ventilflanken. Bei niedrigen Motordrehzahlen ist die Ventilflanke im Ventilhub-Diagramm entsprechend steiler als bei hohen Drehzahlen und das Ventil verharrt länger bei maximalem Ventilhub.

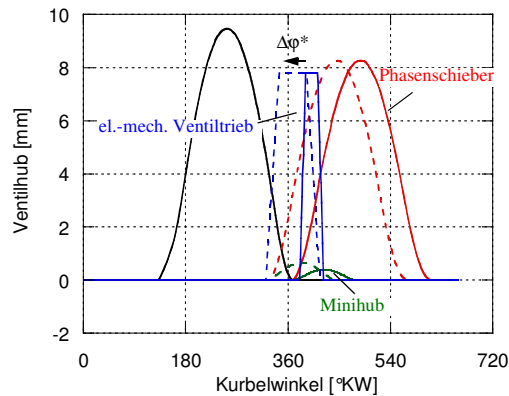


Abbildung 6-12 Verstellbereich der Ventiltriebssysteme Phasenschieber, Minihub und elektromechanischer Ventiltrieb

Die bezogene Phasenposition  $\Delta\phi^*$  wird auch hier als Referenzbezugsgröße zum Vergleich aller 3 Ventiltriebssysteme eingeführt. Tabelle 6-1 stellt die Spreizungsbereiche einander gegenüber:

System	Minimale/ Maximale Spreizung [°KW]	bez. Phasen- position $\Delta\phi^*$ [°KW]
Phasenschieber	86 / 128	0 ... 42
Minihub	22 / 63	0 ... 41
el.mech. Ventiltrieb	8 / 40	0 ... 32

Tabelle 6-1 Spreizungsbereiche der Ventiltriebssysteme

Das Verstellsystem mit Phasenschieber ist in dem vorherigen Kapitel diskutiert worden und bildet den Vergleichsmaßstab für die beiden vollvariablen Systeme. Da sich durch den Einsatz eines anderen Ventiltriebssystems auch das Reibmoment des Motors ändert, wird zunächst nur der spezifische indizierte Verbrauch bewertet.

Durch den Einsatz der vollvariablen Systeme kann der Verbrauch um weitere 4 bis 5% abgesenkt werden, wobei der Abstand von elektromechanischem Ventiltrieb zu dem System mit Minihub mit 1,5% relativ gering ist (Abbildung 6-13). Der charakteristische Verlauf des spezifischen Verbrauchs steht hierbei in unmittelbarem Zusammenhang mit der Ladungswechsellarbeit (Abbildung 6-14).

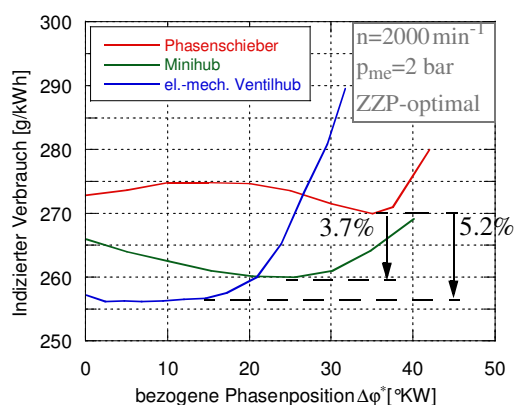


Abbildung 6-13 Vergleich der 3 Ventiltriebssysteme: spezifischer innerer Verbrauch ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Zur Bewertung der Systeme ist der effektive Verbrauch aussagekräftiger, also die Mitbetrachtung geänderter Reibungsverhältnisse im Ventiltrieb. Es ist davon auszugehen, daß das System mit Minihub eine geringere Antriebsleistung benötigt, als das mit Phasenschieber, da die Reibleistung an den Nockenflanken durch die kürzere Eingriffsdauer reduziert wird. Bei dem elektromechanischen Ventiltrieb ist mit gleicher oder sogar mit einer Erhöhung der Antriebsleistung zu rechnen. Somit kann abgeschätzt werden, daß das System mit Minihub im effektiven Verbrauchsbestpunkt gleich gut wie das System mit elektromechanischen Ventiltrieb ist bzw. sogar leicht überlegen sein könnte. Hinzu kommt der weitere Vorteil bei extrem kleinen Ventilhuben (0,7 mm für  $p_{me}=2 \text{ bar}$ ), daß sehr hohe Spaltgeschwindigkeiten die Homogenisierung des Gemisches verbessern. Je höher die kinetische Energie in Form von Turbulenz und Verwirbelung zum Zündzeitpunkt ist, desto früher schlägt die Flammenfront von laminarer in turbulente Flammengeschwindigkeit um, was zu besserer Verbrennungsqualität führt.

Alle 3 Ventiltriebssysteme wurden mit intermittierender Saugrohreinspritzung betrieben. Es ist zu erkennen, daß der spezifische Verbrauch bei früher Phasenlage wieder drastisch ansteigt, was, je nach betrachtetem System, verschiedene Ursachen hat:

Bei dem System Phasenschieber liegt der Verbrauchsanstieg ursächlich im zunehmenden Restgasanteil begründet. Zwar wird die Ladungswechselarbeit geringer, aber die sich verschlechternden Verbrennungsbedingungen haben in der Summe den überwiegenden Einfluß auf den sich verschlechternden Verbrauch (Abbildung 6-13 und Abbildung 6-14).

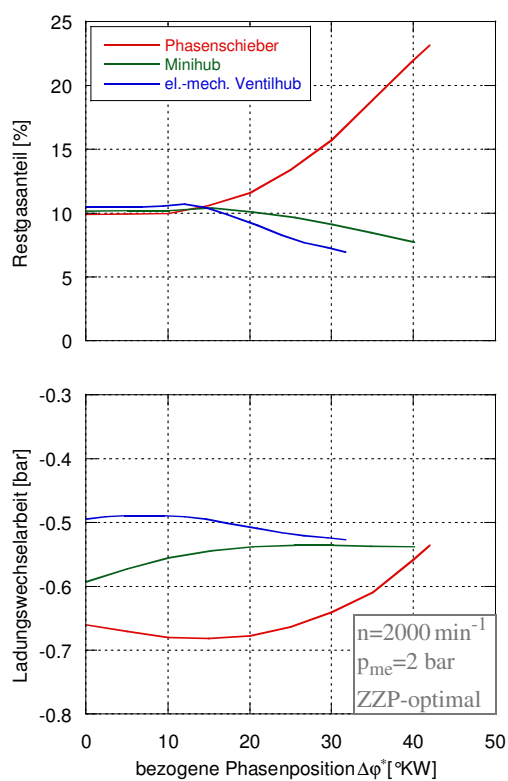


Abbildung 6-14 Vergleich der 3 Ventiltriebssysteme: Restgasgehalt und Ladungswechselarbeit ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Bei den Systemen Minihub und elektromechanischer Ventiltrieb rührt der höher werdende Verbrauch daher, daß es bei der ungedrosselten Lastregelung ( $p_{\text{Saugrohr}} = p_{\text{Abgas}}=1 \text{ bar}$ ) zu einem Überspülen von Frischladung in den Auslaßkanal kommt, je größer die Ventilüberschneidung ist. Das Überspülen von Frischladung ist deutlich am

verminderten Fanggrad zu erkennen, ebenso anhand des Unterschiedes von Einspritz- und Brennraum- $\lambda$  (Abbildung 6-15). Ein 10%-iges Überströmen von Luft bewirkt in erster Näherung auch etwa einen 10%-igen Luftmangel, da gemäß der Gesamtmenge an Luft, die durch den Motor strömt, der Kraftstoff eingespritzt wird (stöchiometrisches Einspritz- $\lambda$ ). Die fette Verbrennung verursacht also in diesen beiden Fällen den ansteigenden Verbrauch. Das Problem des Überströmens in den Auslaßkanal tritt bei dem drosselgesteuerten Verstellsystem mit Phasenschieber nicht auf, da hier der Saugrohrdruck typischerweise in diesem Teillastpunkt bei etwa 0,4 bar liegt. Hier tritt, wie bereits gezeigt, in umgekehrter Weise ein Rückströmen in den Einlaßkanal auf.

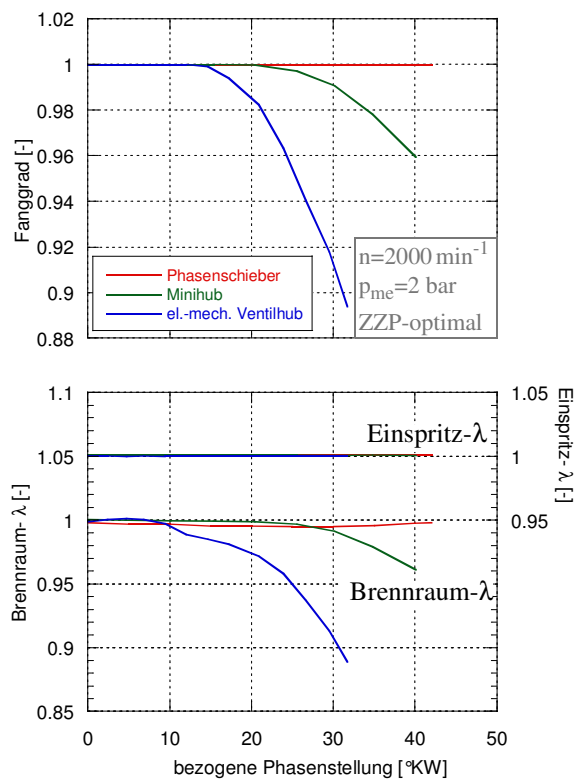


Abbildung 6-15 Vergleich der 3 Ventiltriebssysteme: Fanggrad und Luftverhältnis  
( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ )

Zur näheren Verdeutlichung des Überströmvorgangs wird der elektromechanische Ventiltrieb bei der Phasenlage  $\Delta\phi^*=32^\circ$  betrachtet (Abbildung 6-16). In diesem Punkt ist die übergeströmte Zylinderladung, bedingt durch die große Überschneidungsfläche der Ventile, am höchsten.

Das treibende Druckgefälle von Zylinder in Richtung Auslaßkanal beträgt während der Ventilüberschneidungsphase bis zu 50 mbar. Da auch die Überschneidungsfläche in diesem Zeitraum sehr groß ist, stellt sich ein gleichzeitig einsetzender positiver Massenstrom an Ein- und Auslaßventil ein. Die Folge ist zunächst ein intensiveres Restgasauspülen. Da das übergeströmte Frischluft-Kraftstoffgemisch aber dem Brennraum verloren geht, ist die Verbrennung bei stöchiometrisch eingestelltem Frischluft- und Einspritz- $\lambda$  unterstöchiometrisch.

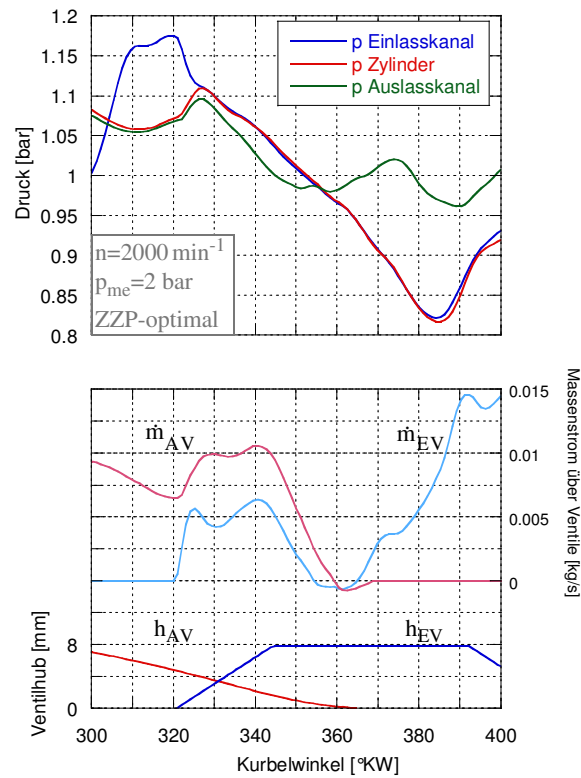


Abbildung 6-16 Druckverläufe und Massenströme beim elektromechanischen Ventiltrieb ( $n=2000 \text{ min}^{-1}$ ,  $p_{me}=2 \text{ bar}$ ),  $\Delta\phi^*=32^\circ$

## 6.2 Variable Nockenwellensteuerung am kleinen abgasturboaufgeladenen Motor

Insbesondere hubraumkleine Ottomotoren mit Abgasturboaufladung verfügen im unteren Drehzahlbereich meist nur über sehr geringes Anfahrtdrehmoment, da der Massenstrom zur Bereitstellung einer höheren Turbinen- und Verdichterleistung nicht vorhanden ist. Dieses Defizit im stationären und instationären Betrieb wird auch beim Turbomotor mit Hilfe einer variablen Ventilsteuerung deutlich verringert, da mit optimierten Steuerzeiten des Einlaßventils der Luftaufwand in jedem Betriebspunkt maximiert werden kann.

Da beim aufgeladenen Motor der Saugrohrdruck deutlich größer ist als beim Saugmotor, kann bei genügend großer Ventilüberschneidung jedoch der überlagerte Effekt des Überströmens von Frischluft in den Abgaskrümmern hinzukommen. Die übergeströmte Luftmenge bedeutet für den Ladungswechsel einen Verlust und hat für die Zusammensetzung der tatsächlichen Zylinderladung bei der Verbrennung und des Abgases einen erheblichen Einfluß. Eine richtige Füllungserfassung ist für den korrekten Motorbetrieb heutzutage jedoch unerlässlich. Aus diesem Grund wird eine detaillierte Betrachtung dieser gasdynamischen und thermodynamischen Vorgänge durchgeführt.

Die Bewertung des Drehmomentpotentials und des Effekts des Überströmens von Frischluft durch variable Einlaßnockenwellenverstellung erfolgt auf der Basis von Prüfstandsmessungen eines 3-Zylinder-Versuchsmotors und Benzin-Direkt-Einspritzung, wie er in Kapitel 4 vorgestellt wurde. Ein kalibriertes Motormodell zur Simulation obiger Effekte wurde in GT-Power erstellt (siehe auch Kapitel 4.3.1).

### 6.2.1 Validierung des Simulationsmodells

Um die oben angesprochenen Effekte beim Ladungswechsel aus den Simulationsergebnissen richtig interpretieren zu können, ist ein genauer Abgleich des Simulationsmodells mit gemessenen Prüfstandswerten notwendig. Neben den normalen Motorgrößen, wie

- ♦ Ladedruck und -temperatur
- ♦ Drehmoment
- ♦ spez. Verbrauch
- ♦ Luftaufwand
- ♦ Brennverlaufsmodellierung und
- ♦ Abgastemperatur

wird insbesondere auf den Abgleich der zeit- bzw. °KW-aufgelösten Signale aus der Niederdruckindizierung von Luft- und Abgasseite großer Wert gelegt. Die Betrachtung des stationären Mittelwertes reicht in diesem Fall nicht aus, da gerade in der Ladungswechselphase, insbesondere während der Ventilüberschneidung, hoch dynamische

Druckverläufe auftreten.

Mit Hilfe des in GT-Power integrierten Entwicklungswerkzeuges GT-Muffler, welches die 3D-Daten des Saugrohres in ein 1D-Rechenmodell für GT-Power umwandelt, kann der zeitaufgelöste Druckverlauf im Saugrohr mit hoher Genauigkeit abgebildet werden (Abbildung 6-17 und Abbildung 6-18).

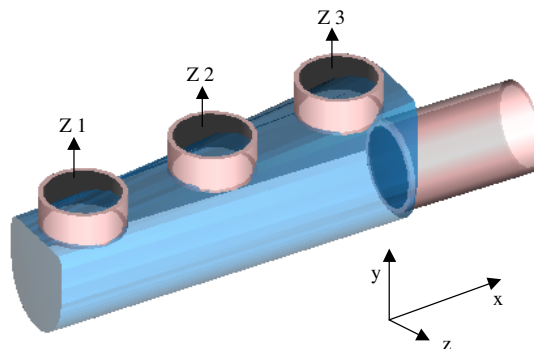


Abbildung 6-17 Saugrohrmodell in GT-Muffler

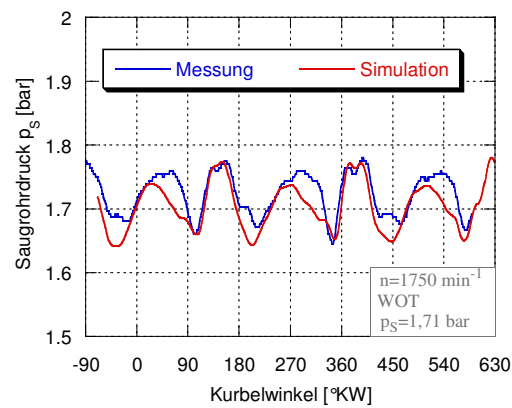


Abbildung 6-18 Abgleich der Druckdynamik im Saugrohr ( $n=1750 \text{ min}^{-1}$ )

Die Vorgehensweise bei dem Abgleich der Niederdruckdynamik im Abgaskrümmen war hierbei identisch. Auch hier konnte die notwendige Simulationsgenauigkeit zur Betrachtung der Effekte in hohem Maß erreicht werden (Abbildung 6-19).

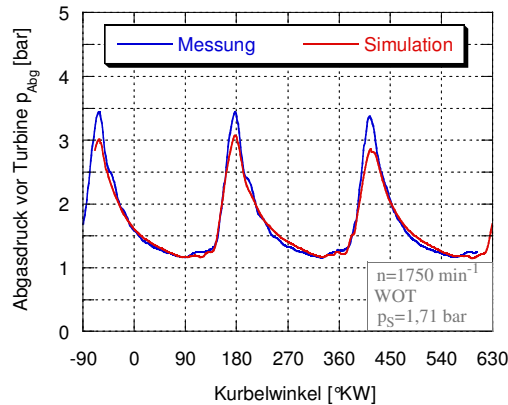


Abbildung 6-19 Abgleich der Druckdynamik im Abgaskrümmen ( $n=1750 \text{ min}^{-1}$ )

Die gute Übereinstimmung von Saugrohr- und Abgaskrümmerdynamik ist in erster Linie auch auf die genaue Abbildung der Verbrennung zurückzuführen. Wie Abbildung 6-20 zeigt, liefert das turbulente Flammenmodell unter Eingabe detaillierter Zylindergeometrien eine höhere Simulationsgenauigkeit als das Standard-Verbrennungsmodell nach Vibe.

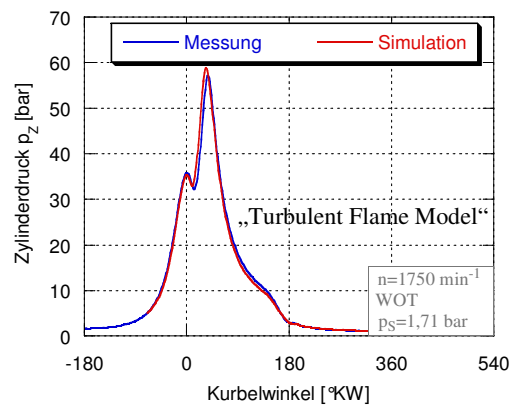


Abbildung 6-20 Abgleich der Verbrennung mit turbulentem Flammenmodell ( $n=1750 \text{ min}^{-1}$ )



### 6.2.2 Effekte bei hoher Ventilüberschneidung

Die Füllung wird durch die Frühverstellung des Einlaßventils deutlich gesteigert. Bei sehr frühen Steuerzeiten kann dies sogar dazu führen, daß angesaugte Ladung den Zylinder durch das Auslaßventil wieder verläßt, was als Überströmen oder auch als Ladungsspülung bezeichnet wird. Dieses Überströmen bewirkt ein intensives Restgas-spülen, welches an der Vollast verbrennungs- und somit drehmomentfördernd wirkt.

Abbildung 6-21 zeigt den Vorgang des Überströmens während der Ladungswechselphase des ersten Zylinders.

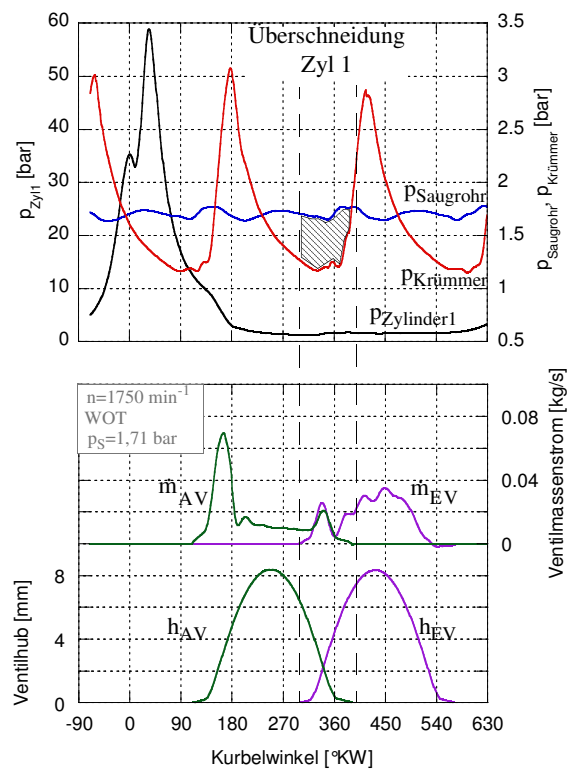


Abbildung 6-21 Ladungswechsel bei großer Ventilüberschneidung ( $n=1750 \text{ min}^{-1}$ )

Aufgrund der geringen Zylinderzahl sind die Druckschwingungen des 3-Zylinder-Aggregates im Abgaskrümmer vor der Turbine sehr groß. Der Mittelwert von Saugrohr- und Krümmerdruck ist hingegen etwa gleich groß (1,71 bar), so daß daher eigent-

lich kein Überströmen zu erwarten wäre. Erst die zeitliche Auflösung über ein Arbeitsspiel zeigt, daß während der Ventilüberschneidungsphase ein deutliches positives Spülgefälle von etwa 500 mbar auftritt (schraffierte Fläche in Abbildung 6-21). Da die Überschneidungszeit im gezeigten Fall mehr als  $90^\circ$  KW beträgt, kann sich über die freigegebene Ventilfläche ein relativ großer Massenstrom aufbauen. Diese Verlustströmung zeigt sich in der gleichzeitigen Überlagerung von Ein- und Auslaßmassenstrom über die Ventile. Das Ausschleiben verbrannten Abgases ist praktisch kurz vor OT schon abgeschlossen. Das EV öffnet sehr früh vor OT und läßt Frischladung in den Zylinder einströmen, welche sich mit Restgas vermischt und den Zylinder durch das noch geöffnete Auslaßventil wieder verläßt. Die intensivierete Restgasspülung äußert sich positiv, die übergespülte Frischladung insgesamt jedoch in hohem Maße negativ im Drehmoment des Motors.

Abbildung 6-22 unterteilt die dynamischen Vorgänge während der Ventilüberschneidung in 4 Phasen:

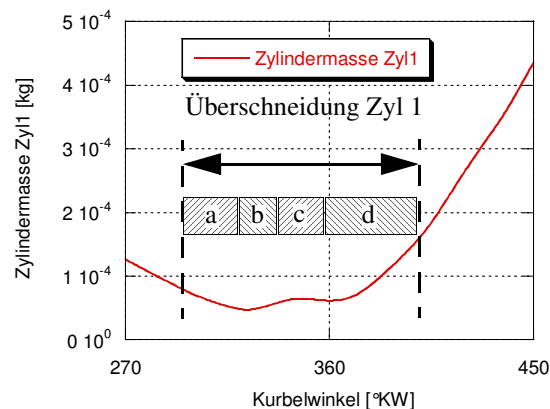


Abbildung 6-22 Zylindermasse während Überschneidungsphase

Die momentan im Zylinder befindliche Masse ändert sich durch die hohe Gasdynamik während der Überschneidung sehr stark (vergleiche auch Abbildung 6-21).

- a)  $\dot{m}_{\text{aus}} > \dot{m}_{\text{ein}}$ ,  $m_{\text{Zyl}}$  nimmt ab.
- b)  $\dot{m}_{\text{aus}} < \dot{m}_{\text{ein}}$ ,  $m_{\text{Zyl}}$  nimmt zu.
- c)  $\dot{m}_{\text{aus}} \approx \dot{m}_{\text{ein}}$ ,  $m_{\text{Zyl}}$  bleibt konstant. In den Phasen b und c herrschen aufgrund der hohen Druckdifferenz die höchsten Ein- und Austrittsströme.
- d)  $\dot{m}_{\text{aus}} \ll \dot{m}_{\text{ein}}$ ,  $m_{\text{Zyl}}$  nimmt zu. Durch die immer kleiner werdende Auslaßventilfläche wird die überspülende Strömung rasch abgebremst, bis sie schließlich zum Erliegen kommt.

Die beschriebenen Auswirkungen sind prinzipiell an einem aufgeladenen 3-Zylinder-Motor am ausgeprägtesten, da hier die Ungleichförmigkeit der Beaufschlagung von Abgas an die Turbine am höchsten ist. Mit zunehmender Zylinderzahl und entsprechender Gleichförmigkeit nimmt dieser Effekt ab. Eine Möglichkeit zur Beeinflussung ist mit der Anpassung der Turbine gegeben, denn der Halsquerschnitt und die Radgröße bestimmen das Aufstauverhalten, das Turbinendruckverhältnis und damit den Druck im Abgaskrümmers des Motors. Eine vom Durchsatzvermögen kleinere Turbine bewirkt einen höheren Abgasgedruck, welcher zu einer deutlichen Abschwächung der gezeigten Effekte führt.

Das Überspülen hat auf den Verbrennungsprozeß des darauf folgenden Arbeitstaktes einen sehr großen Einfluß. Bei dem untersuchten Otto-Motor mit  $\lambda=1$ -Konzept wird der Kraftstoff stöchiometrisch gemäß dem Luftmassensignal des HFM eingespritzt und über die Abgas- $\lambda$ -Sonde korrigiert. Durch Überströmen von Luft ist die tatsächliche im Zylinder gefangene Luftmasse geringer, als es der HFM vorgibt; der Fanggrad  $\lambda_F$  ist  $<1$ . Dies hat eine unterstöchiometrische Verbrennung zur Folge, siehe Abbildung 6-23. Betrachtet man die Vorgänge im Abgaskrümmers an der Mündungsstelle, an der alle 3 Rohrstücke zusammenlaufen, so stellt man abwechselnde mager-fett-Phasen fest. Die Spitzenwerte von  $\lambda >2$  kennzeichnen hierbei den jeweiligen übergeströmten Luftsauerstoff der Einzelzylinder. Die Bereiche  $\lambda <1$  ergeben sich aus den Ausschleibphasen nach der unvollständigen Verbrennung. Im Mittel über einen Arbeitszyklus beträgt das Abgas- $\lambda$  wiederum exakt 1,0, so daß die  $\lambda$ -Sonde bzw. die Kraftstoffregelung die 3 rasch wechselnden Bereiche zwischen mager und fett innerhalb eines Arbeitszyklusses nicht unterscheiden kann.

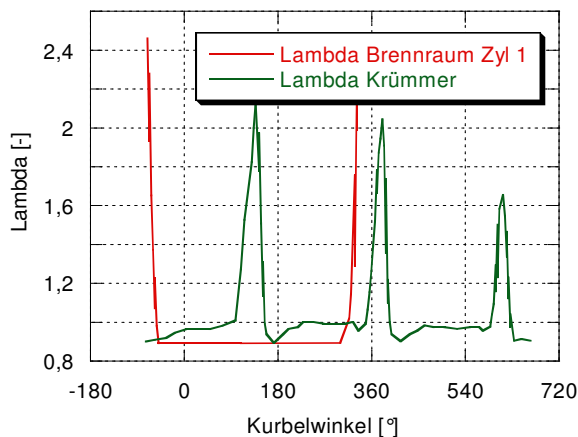


Abbildung 6-23 Luftverhältnis  $\lambda$  im Zylinder und im Abgaskrümmers bei Ventilüberschneidung (Simulation)

Als Folge verbleibt somit ein stark erhöhter CO- und HC-Gehalt im Abgas bei gleichzeitig schlechtem spezifischem Verbrauch und scheinbar korrekt arbeitender Kraftstoffregelung bei  $\lambda=1,0$ , wie Messungen zeigen und Simulationen bestätigen.

Betrachtet man das Abgas- $\lambda$ -Signal bei den selben Betriebsbedingungen im Schalldämpfer, so erkennt man, daß sich Mager- und Fettzonen bereits gut durchmischt haben (Abbildung 6-24). Die Schwankung um den Mittelwert 1,0 liegt nur noch bei etwa 2%.

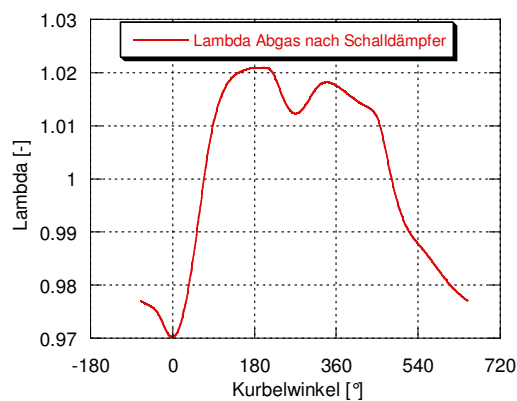


Abbildung 6-24 Luftverhältnis  $\lambda$  im Endschalldämpfer (Simulation)

### 6.2.3 Differenzierung der auftretenden Effekte

Mit Hilfe der Simulationsrechnung des Ladungswechselprozesses wird im folgenden eine Analyse der einzelnen füllungs- und drehmomentsteigernden Effekte bei sukzessiver Vorverstellung der Einlaßnockenwelle vom Spätanschlag ( $+0^\circ$ ) zum maximalen Frühanschlag ( $+40^\circ$ ) bei verschiedenen Drehzahlen an der Vollast durchgeführt. Hierzu wird die Verstellung des Einlaßventils in 4 Positionen vorgenommen (siehe Abbildung 6-25):

- A:** Spätanschlag mit geringer Ventilüberschneidung (Ausgangsposition)
- B:** Vorziehen der rechten Ventilflanke: entspricht einem frühen Einlaßschluß (FES)
- C:** Vorziehen des Scheitelpunkts: Verlagerung des Öffnungsschwerpunktes nach früh
- D:** Vorziehen der linken Ventilflanke: maximaler Frühanschlag und maximale Ventilüberschneidung

Hierbei ist zu bemerken, daß die Positionen B und C lediglich fiktive Ventilkurven darstellen, welche von den real am Motor gefahrenen Anfangs- und Endpositionen A und D eingehüllt werden.

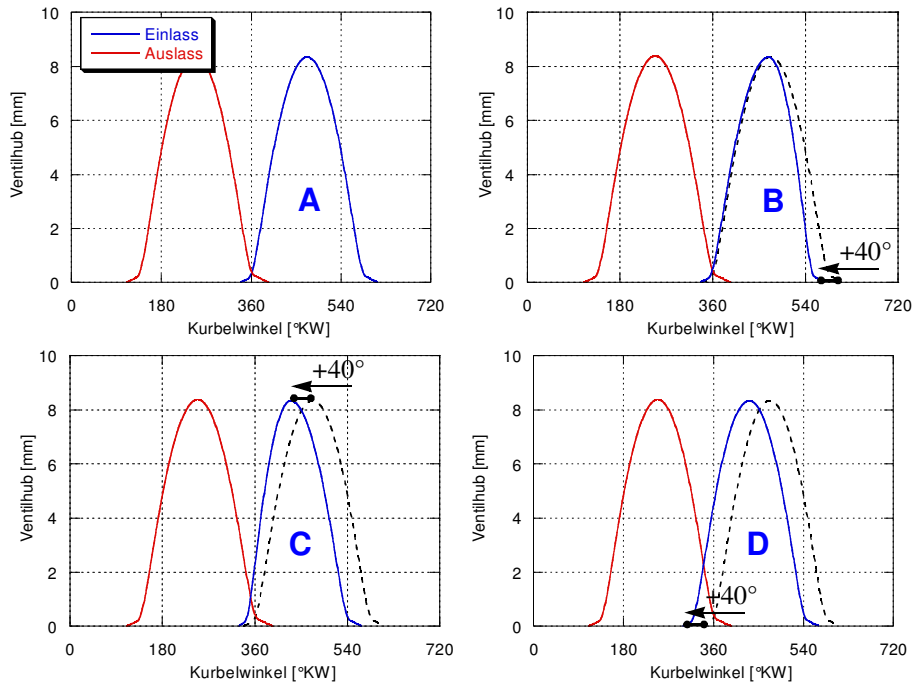


Abbildung 6-25 Schrittweise Frühverstellung der Einlaßnockenwelle um +40°KW

### 6.2.3.1 Motordrehzahl $n=1400 \text{ min}^{-1}$

Der Effekt der Drehmomentsteigerung durch Ladungsspülen und Überströmen wird an der stationären Vollast bei einer Motordrehzahl von  $1400 \text{ min}^{-1}$  untersucht und mit Hilfe von Meßdaten verifiziert. Bei der Variation von Position A nach D wird stets auf ein stöchiometrisches Frischluft- $\lambda$  geregelt und der Einfluß auf die motortechnischen Größen

- ♦ Drehmoment  $M_{\text{eff}}$ , Luftmassenstrom  $\dot{m}_L$ , Ladedruck  $p_L$
- ♦ spez. Verbrauch  $b_{\text{eff}}$
- ♦ tatsächliches Brennraum- $\lambda$ , Fanggrad  $\lambda_F$ , gefangene Zylindermasse  $m_{Zy1}$
- ♦ Restgasanteil  $x_{RG}$ , Verbrennungsschwerpunkt  $\phi_{50\%}$
- ♦ Turbineneintrittstemperatur  $T_3$

bewertet (Abbildung 6-26 und Abbildung 6-27):

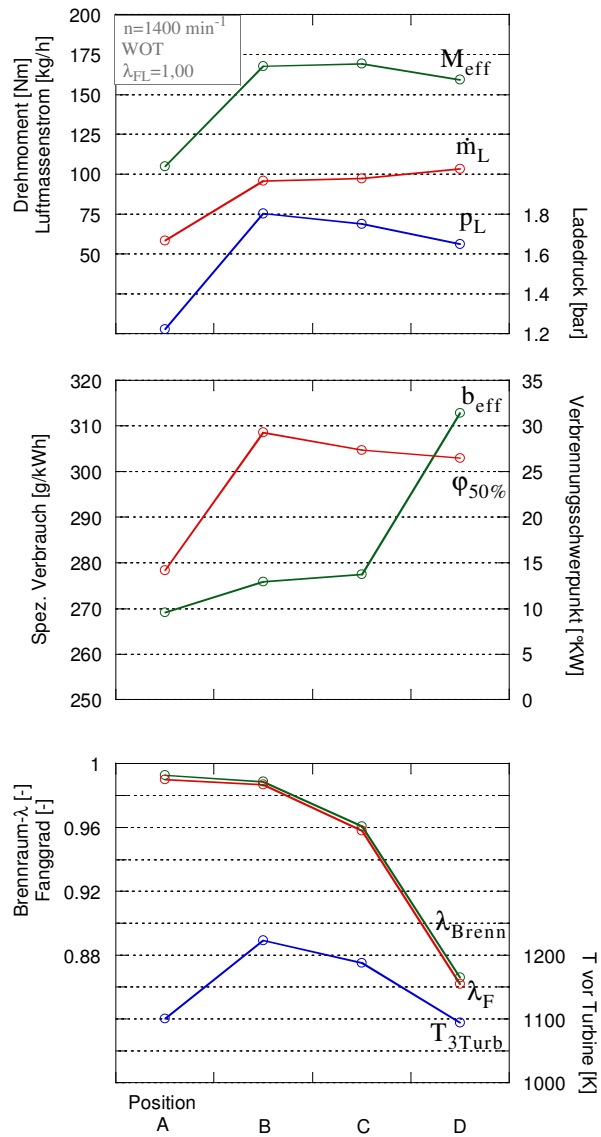


Abbildung 6-26 Motorzustandsgrößen bei Vorverstellung der Einlaßnockenwelle von Spät- nach Frühanschlag (Positionen A bis D),  $n=1400 \text{ min}^{-1}$

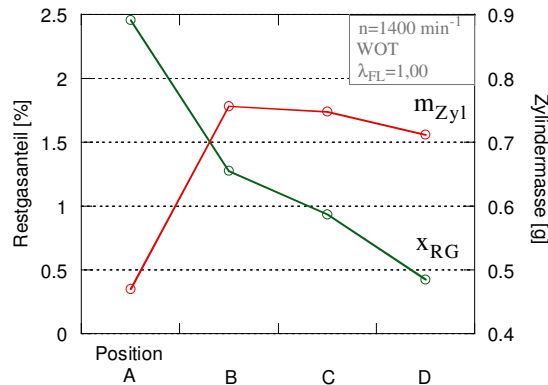


Abbildung 6-27 Motorzustandsgrößen bei Vorverstellung der Einlaßnockenwelle von Spät- nach Frühanschlag (Positionen A bis D),  $n=1400 \text{ min}^{-1}$

- ♦ Ausgehend von der Basisposition A ergibt sich bei voll geöffneter Drosselklappenstellung ein entsprechend dem Ladedruckaufbau nur mäßiges Drehmoment von etwa 100 Nm, was einem Mitteldruck von  $p_{me}=12 \text{ bar}$  entspricht.
- ♦ Bringt man die Ventilstellung in Position B, so erhöht sich die Zylinderfüllung in drastischer Weise, was sich in einem gesteigertem Ladedruck und Luftmassenstrom äußert. Der Drehmomentzugewinn beträgt 60%. Ursächlich liegt dies darin begründet, daß durch das Vorziehen der rechten Einlaßventilflanke ein Wiederausschieben von bereits im Zylinder befindlicher Frischladung in den Einlaßkanal nahezu vollständig vermieden wird. Da die gestiegene Zylinderladung auch höhere Kompressionsdrücke und -temperaturen bewirkt, wird entsprechend der Klopfregelung der Motronic der Zündzeitpunkt später gelegt, was ebenfalls eine Spätverschiebung des Verbrennungsschwerpunktes zur Folge hat. Das deutlich heißere Abgas liefert mehr Turbinenenthalpie und verdichterseitig kann ein hoher Ladedruck bereit gestellt werden. Die wirkungsgradungünstigere Schwerpunktlage der Verbrennung bewirkt nur eine leichte Verschlechterung von  $b_{eff}$ .
- ♦ Die Verlagerung von Stellung B nach C bringt bereits eine nicht mehr vernachlässigbare Ventilüberschneidungsfläche mit sich. Als Konsequenz stellt sich bereits ein geringes Überströmen von 4% der Luftmasse ein, was sich aus dem verminderten Fanggrad und dem unterstöchiometrischen  $\lambda_{Brenn}$  ableiten läßt. Die übergeströmte Frischluft kühlt das Verbrennungsabgas im Abgaskrümmner bereits merklich ab, so daß die Turbinen- und Verdichterleistung sinkt und der Ladedruck sich verringert. Die Zylinderfüllung bleibt jedoch etwa konstant, so daß dieser Vorgang insgesamt drehmomentneutral bleibt.

- ♦ Die endgültige Frühverstellung in Position D gibt die maximale Ventilüberschneidungsfläche frei. Der Effekt des Überströmens ist mit 14% sehr drastisch und extrem verbrauchsungünstig ( $\Delta b_{\text{eff}} = +12\%$ ). Die Motorrohmissionen erreichen wegen  $\lambda_{\text{Brenn}} = 0,86$  die schlechtesten Werte. Das Turbinenabgas wird durch den hohen Kaltluftanteil um weitere 100 K abgekühlt, was einen Ladedruckabfall von 100 mbar bewirkt; Drehmoment und Zylindermasse sinken ebenfalls. Messungen dieses Punktes zeigen gleichzeitig einen Wert der Abgas- $\lambda$ -Sonde von 1,0, wodurch in primärer Weise keine Möglichkeit der motorischen Erkennung dieses Zustandes gegeben ist.

Aus den Simulationen der Positionsverschiebungen geht klar hervor, daß geringe Änderungen von Ventiltiming und Verlaufsform für den Verbrauch und die Emissionen des Motors entscheidende Bedeutung haben. Optimal für den untersuchten Betriebspunkt ist Position B, die verhindert, daß die Zylinderladung wieder durch das Einlaßventil zurück in den Saugkanal geschoben wird.

### 6.2.3.2 Motordrehzahl $n=1750 \text{ min}^{-1}$

In diesem Drehzahlbereich tritt bereits die Ladedruckregelung durch das Turbinenwastegate in Kraft, da der Turbine ein Überangebot an Enthalpie zur Verfügung steht. Der Solladedruck von 1,7 bar wird bei  $n=1750 \text{ min}^{-1}$  stets erreicht, so daß ein größerer Ladedruckzuwachs aus Gründen des Klopfens und verbrauchsungünstiger Zündzeitpunktverschiebung nicht betrachtet wird.

Es wird für die nachfolgenden Simulationen angenommen, daß durch geeignete Sensorik bzw. durch Verarbeitung von Signalen aus der Motronic ein Überspülen von Ladung erfaßt werden kann, beispielsweise durch ein Modell zur Berechnung des Fanggrades. Die Simulationen zeigen, daß man durch die Korrektur der Einspritzmenge mit Hilfe des Fanggrades die Möglichkeit besitzt, stets eine stöchiometrische und somit emissionsoptimale Verbrennung im Zylinder zu garantieren.

Bei den nachfolgenden Simulationen steht im Vordergrund, welches Drehmoment aus konstant geregelter Ladedruck von 1,7 bar durch die Frühverstellung des Einlaßventils gemäß Abbildung 6-25 maximal erreicht werden kann und mit welchen Effekten man trotz stöchiometrischer Verbrennung rechnen muß:

- ♦ Ausgehend vom Grundzustand A stellt sich bei Spätstellung erwartungsgemäß noch kein Überströmen ein,  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und  $\lambda_{\text{F}}$  sind etwa 1,0 (Abbildung 6-28).
- ♦ Ähnlich wie bei Betrachtung von  $n=1400 \text{ min}^{-1}$  kann das Drehmoment bei Stellung B um 7% gesteigert werden, weil ein Zurückschieben von Ladung weitgehend vermieden wird.  $\lambda_{\text{Frischluft}}$ ,  $\lambda_{\text{Brenn}}$ ,  $\lambda_{\text{Abgas}}$  und der Fanggrad betragen folglich immer noch 1,0.
- ♦ Bei weiterer Verlagerung nach früh bewirkt das Überspülen einen erhöhten  $\text{O}_2$ -Anteil im Abgas ( $\lambda_{\text{Abgas}} = 1,12$ ). Der Restgasgehalt im Zylinder nimmt durch die spülende Wirkung dabei minimale Werte  $< 0,6\%$  an.



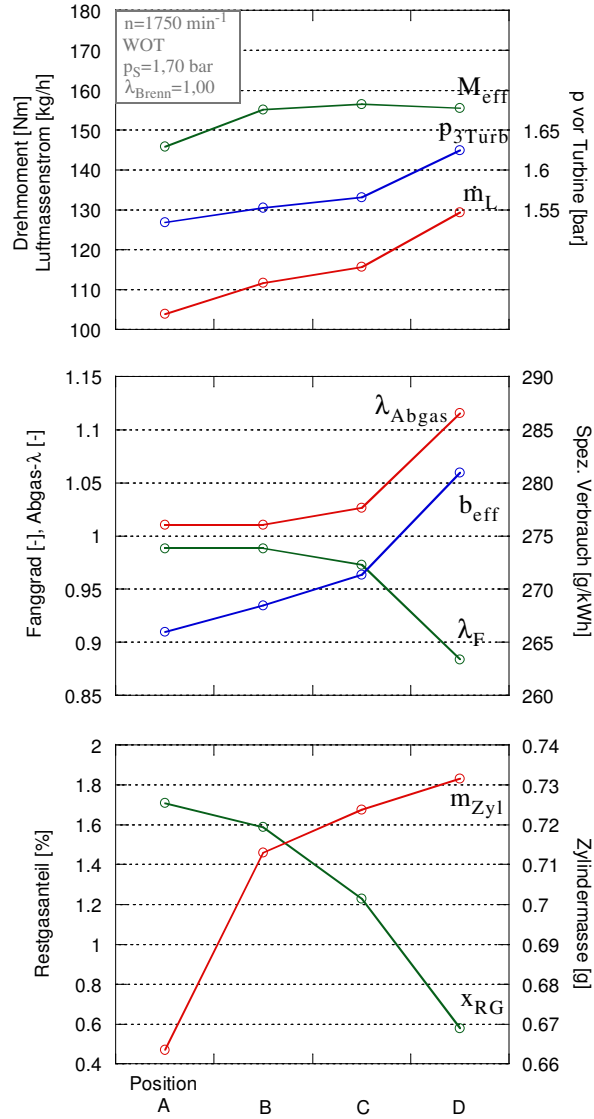


Abbildung 6-28 Motorzustandsgrößen bei Vorverstellung der Einlaßnockenwelle von Spät- nach Frühanschlag (Positionen A bis D),  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

Durch den gestiegenen Abgasmassenstrom steigt der Druck vor der Turbine und somit auch die Ladungswechselarbeit. In Verbindung mit erforderlicher Spätverschiebung des Zündzeitpunktes steigt der Verbrauch um etwa 5% an.

Sowohl Simulationen als auch Messungen belegen, daß bei Frühanschlag der Verbrauch sich deutlich verschlechtert und das Abgas dauerhaft abgemagert ist. Unter dem Gesichtspunkt der Abgasnachbehandlung mit konventionellen 3-Weg-Kat bedeutet dies eine Einschränkung der Funktion bei längerem Betrieb in diesem Punkt. Es zeigt sich mehrfach bei den Simulationen, daß der wesentliche Vorteil der variablen Einlaßnockenwellensteuerung darin liegt, durch früheren Einlaßschluß bei niedrigen Drehzahlen einen Füllungsgewinn zu erzielen. Die zwangsläufig erhöhte Ventilüberschneidung bei LOT bringt ottomotorisch Nachteile mit sich. Vollvariable Systeme mit höheren Freiheitsgraden sind hier in der Lage, das gezeigte Potential besser zu nutzen, ohne sich weitere thermodynamische Nachteile einzuhandeln.

#### **6.2.4 Nachoxidation unverbrannter Kraftstoffreste im Abgas**

Weitergehend wird das Potential untersucht, das sich aus der Nutzung des übergeschobenen Kraftstoffes durch vollständige Oxidation maximal ergibt. Bei stöchiometrischer Kraftstoffeinspritzung und auftretendem Überspülen können sich, je nach Betriebspunkt, Überströmmengen von 10-14% ausbilden. Da das Abgas im Massenmittel immer noch stöchiometrisch zusammengesetzt sein muß, strömt an einer festen Stelle im Abgaskrümmen, z.B. an der Mündungsstelle vor der Turbine, während eines Arbeitszyklusses 3 mal angefettetes und abgemagertes Abgas vorbei.

Die Nachoxidation unverbrannter Kraftstoffreste kann für den Arbeitsprozeß des Motors nur dann noch einen Nutzen bringen, wenn diese vor Eintritt in die Turbine stattfindet. Der Oxidationsvorkatalysator des Versuchsmotors müßte somit sehr motor-nah in den Abgaskrümmen integriert werden (siehe Abbildung 4-1). Krümmenintegrierte Minikatalysatoren für jeden einzelnen Zylinder wären hier einsetzbar.

Eine weitere Erhöhung der Turbinenthalpie kann in begrenztem Maße auch durch eine zusätzliche Nacheinspritzung nach Verbrennungsende erzielt werden. Mit der BDE ist dieser Freiheitsgrad theoretisch gegeben, so daß auch dieses Potential mit GT-Power untersucht wird.

Rechnerisch wird das Potential der Nachoxidation in GT-Power mit Hilfe einer Brennkammer umgesetzt, die jede gerechnete oxidierbare Spezies aus der Verbrennung berücksichtigt. Die Brennkammer befindet sich zur Bewertung des maximalen Potentials direkt vor Turbineneingang (Abbildung 6-29).

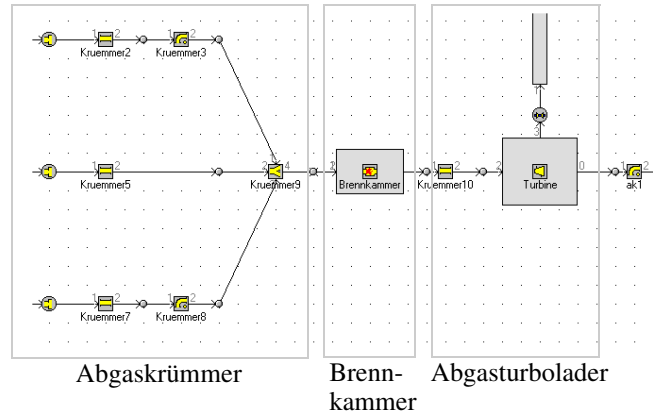


Abbildung 6-29 Modellierung der Nachoxidation in GT-Power

### 6.2.4.1 Lastsprünge bei Motordrehzahl $n=1400 \text{ min}^{-1}$

Mit Hilfe von Lastsprüngen bei dem definiertem Ausgangszustand von  $p_{me}=2 \text{ bar}$  läßt sich sowohl das transiente als auch das stationäre Potential bewerten. Es werden im folgenden 2 Fälle mit der Basis verglichen.

	rel. Phasenwinkel Nockenwelle [°KW]	$\lambda_{\text{Frischluft}}$	$\lambda_{\text{Brennraum}}$	Überströmen	Nachoxidation
<b>Basis</b>	+35 konst.	1,00	<1	ja	nein
<b>Fall 1</b>	+35 konst.	1,00	<1	ja	ja
<b>Fall 2</b>	+35 konst.	1,00	1,00	ja	ja + stöch. Nacheinspritzung

Tabelle 6-2 Fallunterscheidung bei Nachoxidation,  $n=1400 \text{ min}^{-1}$

In allen 3 Situationen tritt aufgrund der Frühstellung der Nockenwelle ein Überströmen von Frischluft auf ( $\lambda_{\text{Fang}} < 1$ ). Bei Fall 1 werden die unverbrannten Kraftstoffreste mit Hilfe des übergeströmten Luftsauerstoffs oxidiert. Fall 2 berücksichtigt eine Regelung auf stöchiometrisches Gemisch im Zylinder, d.h. es wird die Kraftstoffmenge eingespritzt, die dem Fanggrad des Ladungswechsels entspricht. Da der Kraftstoff bei der Verbrennung vollständig umgesetzt wird, wird die Enthalpieerhöhung vor der Turbine durch eine Nacheinspritzung in den Ausschietakt erreicht. Die Nacheinspritzmenge ergibt sich aus dem Faktor  $(1-\lambda_F)$  und reagiert mit dem übergeströmten unverbrannten

Sauerstoff stöchiometrisch. Das Turbinenwastegate ist bei allen Fällen geschlossen.

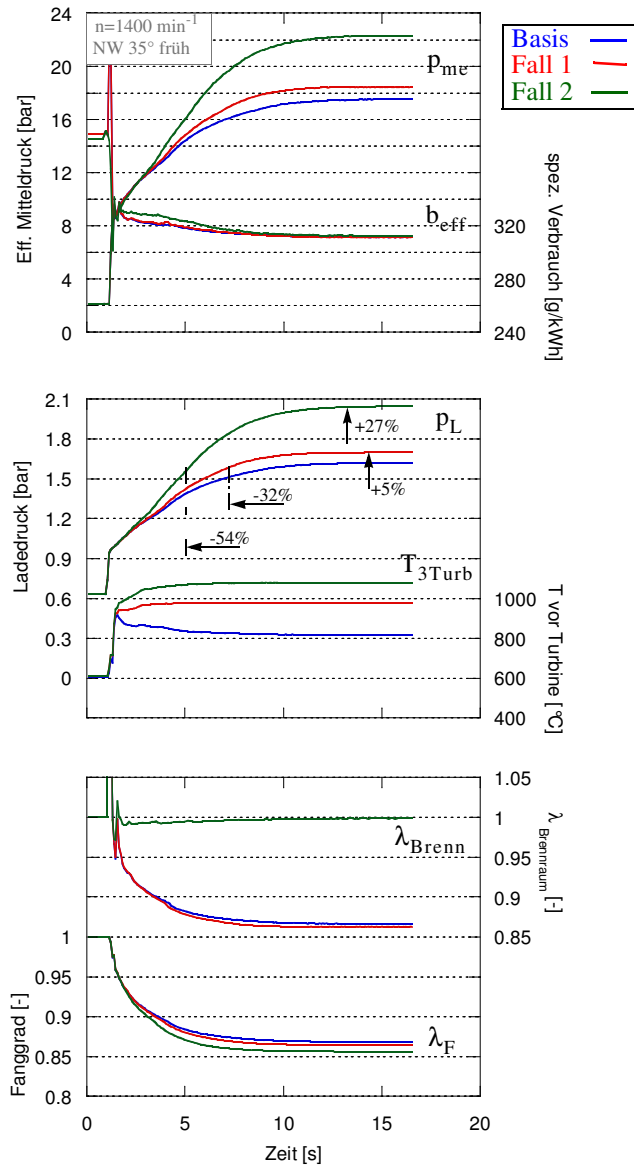


Abbildung 6-30 Potential der Nachoxidation bei Lastspr\u00fcngen von  $p_{me} = 2 \text{ bar}$ ,  $n = 1400 \text{ min}^{-1}$

Die Nachoxidation des übergeströmten Kraftstoff-Luft-Gemisches (Fall 1) äußert sich zunächst in einer Temperaturerhöhung am Turbineneintritt von  $150^{\circ}\text{C}$ . Die zusätzliche Turbinen- und Verdichterleistung bewirkt stationär eine Ladedruck- und Drehmomentsteigerung von etwa 5%. Dieser relativ geringe Zuwachs ist hauptsächlich auf die kühlende Wirkung des Arbeitsgases durch stark angefettetes Gemisch während der Verbrennung zurückzuführen ( $\lambda_{\text{Brenn}}=0.86$ ). Transient bietet die Nachoxidation allerdings bereits eine 32%-ig geringere Hochlaufzeit bis zum Erreichen des Ladedruckes. Bei der untersuchten Motordrehzahl  $n=1400\text{ min}^{-1}$  ist das Enthalpieangebot im Basisfall noch sehr schwach, so daß geringe Zuwächse für den transienten Hochlauf des Turboladers große Vorteile bieten. Der spezifische Verbrauch bleibt nahezu identisch, da der unverbrannte Kraftstoff in Fall 1 genauso wenig zur Drehmomententwicklung im Zylinder beiträgt, wie im Basisfall. Somit dient die Nachoxidation nur zur Steigerung der inneren Arbeit durch erhöhte Füllung und nicht zur Wirkungsgradsteigerung.

Fall 2 zeigt eine sehr deutliche Steigerung im Drehmoment gegenüber Fall 1 und der Basis. Der Ladedruck kann stationär um 27% gesteigert und die Hochlaufzeit instationär um mehr als 50% verkürzt werden. Dieses hohe Potential zur Drehmomentsteigerung ist einerseits auf weitere Enthalpieerhöhung vor der Turbine und andererseits auf die Stöchiometrie bei der Verbrennung zurückzuführen. Das Arbeitsgas hat die maximale Temperatur und somit die höchste Arbeitsfähigkeit. Auch hier muß der spez. Verbrauch mehr oder weniger gleich bleiben, da der naheingespritzte Kraftstoff nicht der Verbrennung im Zylinder dient, sondern, wie im Fall 1, nur zur Enthalpieerhöhung vor der Turbine beiträgt. Absolut gesehen ist der Kraftstoffmassenstrom bei Fall 2 am höchsten, da auch der höchste Luftmassenstrom vorliegt. Wie bereits in dem Kapitel zuvor beschrieben, setzt der Fall 2 voraus, daß der aktuelle Fanggrad des Ladungswechsels in jedem Betriebszustand bekannt bzw. im Steuergerät berechenbar ist, so daß das tatsächliche Verbrennungslambda stöchiometrisch ist.

Die Nachoxidation verbrannten (Fall 1) oder unverbrannten Kraftstoffes (Fall 2) mit der übergeströmten Luft bietet in beiden Fällen Vorteile in Bezug auf stationären und instationären Drehmomentaufbau, aber nicht im Wirkungsgrad des Motors, wobei Fall 2 eindeutig höheres Potential zeigt.

#### 6.2.4.2 Motordrehzahl $n=1750\text{ min}^{-1}$

Bei höheren Motordrehzahlen herrscht im allgemeinen ein ausreichendes Energieangebot, um mit dem Abgasturbolader schnell den gewünschten Aufladegrad zu erreichen. Dieses Überangebot wird durch die Ladedruckregelung, also durch das geregelte Öffnen des Wastegates der Turbine, kompensiert. Die transienten und stationären Vorteile durch die Nachoxidation werden geringer, als im vorherigen Fall.

In den nachfolgenden Simulationsrechnungen wird das Wastegate bei allen Fällen auf konstantem Wert gehalten, um eine Vergleichbarkeit zu gewähren. Der erste Fall unterscheidet sich zu der Basis nur durch die reine Nachverbrennung. Im Fall 3 wird zusätz-

lich eine geringe Menge von 5 mg/Zyklus nach der Verbrennung eingespritzt, um zusätzliches Potential beurteilen zu können. Der Unterschied zur Nacheinspritzung im vorherigen Fall 2 ist, daß hier nicht auf  $\lambda_{\text{Brenn}}=1,00$  geregelt wird, sondern daß  $\lambda_{\text{Frischluf}}=1,00$  gehalten wird. In die Brennkammer gelangen somit der nicht oxidierte Kraftstoffrest und die zusätzlichen unverbrannten 5 mg/Zyklus aus der Nacheinspritzung, was 8% der Haupteinspritzmenge entspricht.

	rel. Phasenwinkel Nockenwelle [°KW]	$\lambda_{\text{Frischluf}}$	$\lambda_{\text{Brennraum}}$	Überströmen	Nachoxidation
<b>Basis</b>	+40 konst.	1,00	<1	ja	nein
<b>Fall 1</b>	+40 konst.	1,00	<1	ja	ja
<b>Fall 3</b>	+40 konst.	1,00	<1	ja	ja + Nacheinspritzung 5mg/<Zyklus

Tabelle 6-3 Fallunterscheidung bei Nachoxidation,  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

Im Fall 1 können, vergleichbar zur Simulation bei  $n=1400 \text{ min}^{-1}$ , Drehmoment und Ladedruck auch hier um etwa 5% gesteigert werden, was auf die Erhöhung der Abgasenergie zurückzuführen ist. Der spez. Verbrauch bleibt ebenfalls auf etwa gleichem Niveau (Abbildung 6-31) wie beim Basisfall.

Die Nacheinspritzmenge (Fall 3) kann erwartungsgemäß in der Brennkammer nicht vollständig umgesetzt werden, da das Verhältnis von Sauerstoff zu Kraftstoff im Massenmittel unterstöchiometrisch ist. Aus diesem Grund ist die Temperaturerhöhung von T3 nur sehr gering (20 K) und der spez. Verbrauch steigt sehr stark an, da das Drehmoment nur unterproportional gesteigert wird. Fall 3 ist daher die verbrauchsungünstigste Art der Drehmomentsteigerung bei den 3 untersuchten Möglichkeiten von Fall 1, Fall 2 und Fall 3.

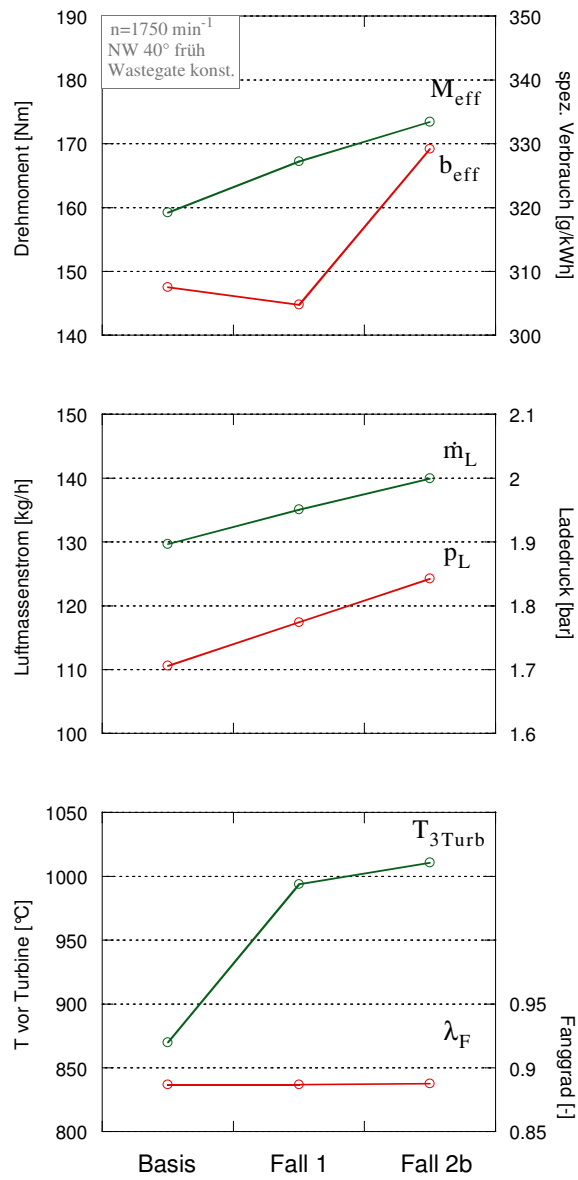


Abbildung 6-31 Potential der Nachoxidation,  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

### 6.3 Elektrisch unterstützte Abgasturboaufladung

Ottomotoren mit einem konventionellen Wastegate-Abgasturbolader besitzen prinzipbedingt heute immer noch den Nachteil der Anfahrschwäche bei niedrigen Motordrehzahlen. Um diesen Schwachpunkt zu verbessern, können Turbolader mit VTG-Technologie eingesetzt werden. Das weite Drehzahlband und insbesondere Abgastemperaturen von  $1000^{\circ}\text{C}$  und darüber sind hierbei neue Herausforderungen für den Betrieb von Verdichtern und VTG-Turbine. Somit sind der Verbesserung hinsichtlich Dynamik und Anfahrtdrehmoment bei Otto-VTG ebenfalls Grenzen gesetzt.

Eine Alternative zur Otto-VTG ist die elektrische Unterstützung des Turboladers. Sie verspricht noch weitere Vorteile in Bezug auf die Drehmomentcharakteristik des Motors. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Potential eines elektrischen Zusatzverdichters EZV mit Hilfe von Fahrzeugmessungen und weiterführenden Simulationsrechnungen bewertet, wie sie in Kapitel 4.2.2 und 4.3.2 beschrieben sind.

Um der Kosten-Nutzen-Relation des EZV-Systems gerecht zu werden, ist das Entwicklungsziel sowohl die dynamische als auch die stationäre Unterstützung des Hauptverdichters des eigentlichen Abgasturboladers im unteren Drehzahlbereich des Ottomotors deutlich zu gewährleisten. Der EZV soll die bekannten Schwächen des Hauptverdichters, nämlich den dem Fahrerwunsch nur stark verzögert hinterherlaufenden Drehmoment- und Ladedruckaufbau, bestmöglich kompensieren.

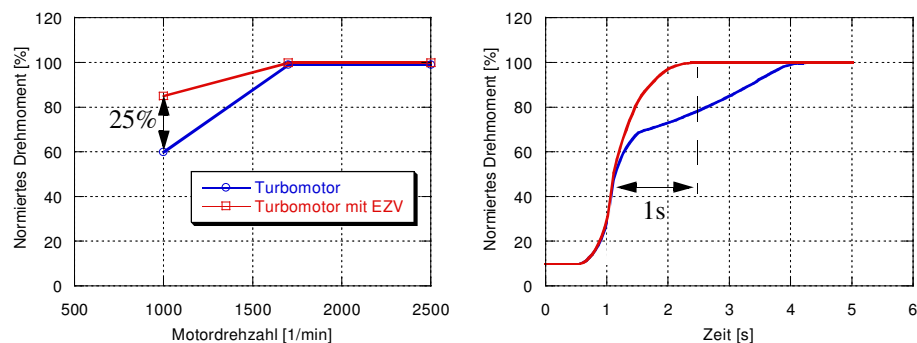


Abbildung 6-32 Stationäre und instationäre Drehmomentunterstützung durch EZV

Stationär wird ein Drehmomentgewinn von 25% vom EZV bereits bei einer Motordrehzahl von  $1000\text{ min}^{-1}$  gefordert. Der relative Drehmomentgewinn soll bis zum Erreichen des stationären Nennmoments bei üblichen Eckdrehzahlen von etwa  $1700\text{--}2000\text{ min}^{-1}$  diesem Niveau angeglichen werden.

Dynamisch soll das Drehmomentniveau bei Lastannahme bereits nach 1 s erreicht werden. Diese Forderung stellt speziell bei Lastsprüngen von sehr niedrigen Drehzah-



len und Motorlasten für den EZV eine große Herausforderung dar, da hier der geforderte Ladedruck praktisch ausschließlich über den EZV bereit gestellt werden muß. Durch die niedrige ATL-Drehzahl und das magere Enthalpieangebot an der Turbine, ist der Hauptverdichter kaum in der Lage, innerhalb 1 s einen deutlichen Beitrag zum geforderten Ladedruck zu leisten.

Die Performance des EZV hängt von den wesentlichen Auslegungsparametern

- ♦ Massenträgheitsmoment (Summe aus  $\Theta_{\text{Rotor}}$ ,  $\Theta_{\text{Welle}}$  und  $\Theta_{\text{Verdichterrad}}$ )
- ♦ Raddurchmesser des Verdichterrades
- ♦ Elektrische Antriebsleistung und
- ♦ EZV-Drehzahl ab.

Der Raddurchmesser ist ein Maß für die Druckerhöhung der zu verdichtenden Luft, hat aber auch starken Einfluß auf das Massenträgheitsmoment und somit letztendlich auch auf die erforderliche elektr. Antriebsleistung. Die Wahl des Verdichterwerkstoffs hat direkten Einfluß auf die Trägheit.

Da die Kennfeldbreite des EZV-Verdichterrads relativ schmal ist, ist die Positionierung des EZV vor dem Hauptverdichter aus thermodynamischer Sicht am sinnvollsten, weil der Volumenstrom durch den EZV vor Hauptverdichter geringer ist als dahinter. Die Positionierung des EZV nach dem Ladeluftkühler ist thermodynamisch am ungünstigsten, weil die Luftdichte im Saugrohr aufgrund der Temperaturerhöhung im EZV absinken würde, welches einer Verschlechterung der Zylinderfüllung gleichkommen würde.

### 6.3.1 Betriebsverhalten des EZV

#### 6.3.1.1 Regelung der Bypassklappe

Der EZV wird notwendigerweise nur im unteren Drehzahlbereich des Motors betrieben, somit ist er für viele Fahrzustände des Motors deaktiviert. Da beide Verdichter in Serie geschaltet sind, wird mit Hilfe einer Bypassklappe um den EZV bei hohen Luftmassenströmen ein Androsseln der Strömung weitestgehend vermieden, wenn dieser deaktiviert ist.

Im Moment der Lastannahme wird der E-Motor zugeschaltet und das Steuergerät für die Leistungselektronik regelt den Stromfluß. Zeitgleich muß der bis dahin geöffnete EZV-Bypass geschlossen werden, um den Druckaufbau im EZV-Verdichter zu gewährleisten. Aus Kostengründen wird ein selbstregelnder Bypass bevorzugt, der sich ab einem Differenzdruck von 30 bis 50 mbar gegen eine Federkraft schließt.

Alternativ kann auch ein elektrischer Steller mit etwas kürzerer Schließzeit verwendet werden. Die nachfolgende Abbildung 6-33 zeigt den Vergleich beider Systeme auf Basis einer rechnerischen Simulation.

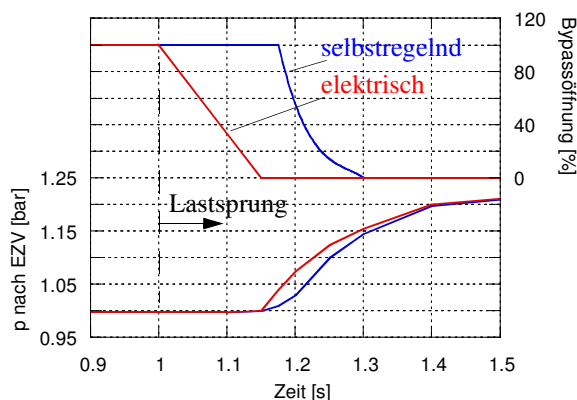


Abbildung 6-33 Vergleich des transienten Ladedruckaufbaus mit selbstregelnder und elektrischer Bypassklappe des EZV

Das Signal des Lastsprunges wird quasi verzögerungsfrei an den elektrischen Steller der Bypassregelung weitergegeben. Nach der Schließzeit von 150 ms baut sich der Ladedruck innerhalb 400 ms auf. Der selbstregelnde Bypass schließt zeitverzögert, da sich erst der Differenzdruck, der gegen die Feder arbeitet, aufbauen muß. Anhand der Simulationsrechnung zeigt sich jedoch bei dem Ladedruckaufbau kein Nachteil des selbstregelnden Systems. Dies liegt darin begründet, daß hier die längere Zeitperiode des geöffneten Bypasses dazu genutzt wird, den EZV schneller auf die Soll Drehzahl zu bringen, da noch keine Verdichtungsarbeit geleistet wird, sondern nur Beschleunigungsarbeit.

### 6.3.1.2 Regelung des EZV-Betriebs

Die Betriebsphasen des EZV können in drei Bereiche unterteilt werden, siehe Abbildung 6-34:

- ♦ Hochlaufphase (A): Im Moment des Lastsprunges wird die volle elektrische Leistung auf den E-Motor gegeben. Die Maximalstrom- und Drehzahlbegrenzung, deren Werte parametrisierbar sind, sind aktiv.
- ♦ Haltephase (B): Die maximale Drehzahl wird gehalten bis der Soll ladedruck erreicht ist. Der Stromfluß ist hierbei etwa konstant.
- ♦ Ausregelphase (C): Der Soll ladedruck ist erreicht und die EZV-Drehzahl wird möglichst drehmomentneutral unter Vorgabe eines Drehzahlgradienten zurückgenommen. Wenn der EZV wie im gezeigten Beispiel nur zur dynamischen Unterstützung des Drehmomentes dient, wird der Stromfluß komplett auf Null geregelt, so daß der Haupt-

verdichter die Verdichtungsarbeit alleine übernimmt. Setzt man den EZV darüber hinaus auch zur stationären Unterstützung ein, so muß ein permanenter Grundstrom gehalten werden.

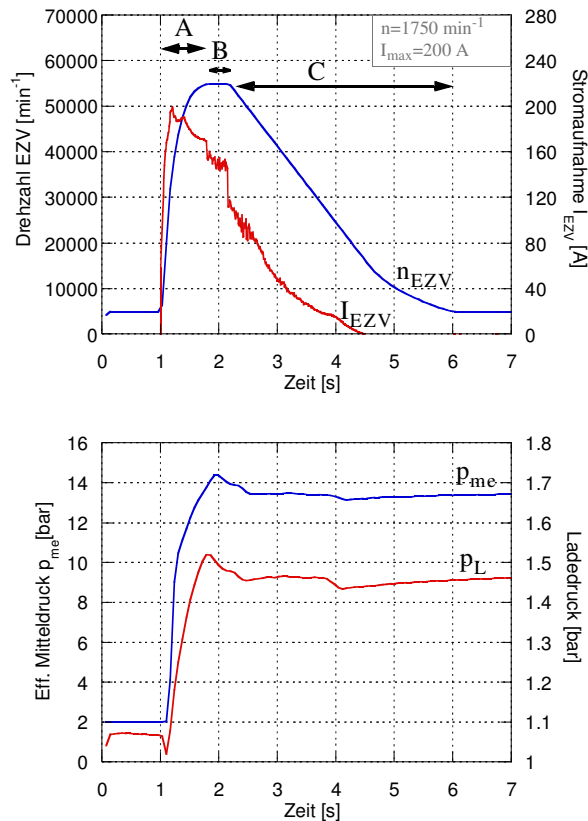


Abbildung 6-34 Betriebsverhalten des EZV, Lastsprung bei  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

Der dargestellte Lastsprung bei  $n=1750 \text{ min}^{-1}$  wurde durch eine Maximalstrombegrenzung von 200 A durch die Leistungselektronik begrenzt. Dieser Spitzenstrom ist auch gleichzeitig die obere Grenze, die für Fahrzeugversuche und Simulationsrechnungen gesetzt wurde.

Die gekennzeichneten Bereiche A, B und C sind in den beiden Verdichterkennfeldern wiederzufinden (Abbildung 6-35). In der Hochlaufphase (A) sieht man die rasche Beschleunigung auf die Solldrehzahl ( $55000 \text{ min}^{-1}$ ) und das entsprechende Druckverhältnis bei etwa 1,30. Lediglich 7 Motorarbeitsspiele sind hierfür notwendig. Am Ende der Hochlaufphase erzeugt der Hauptverdichter erst das Einzeldruckverhältnis  $\pi_v$  von

1,15 und der EZV-Verdichter bereits ein  $\pi_V$  von 1,33. In der kurzen Haltephase (B) ändern sich die Druckverhältnisse und Verdichtermassenströme nur in geringem Maße. In der Ausregelphase (C) wird durch die Reduzierung des Stromflusses die EZV-Drehzahl reduziert. Das Druckverhältnis sinkt im EZV gleichmäßig ab, so daß der Hauptverdichter in der Lage ist, das Gesamtdruckverhältnis drehmomentneutral aufrecht zu halten. Der Massenstrom durch beide Verdichter bleibt während des harmonischen Ausregelns etwa konstant.

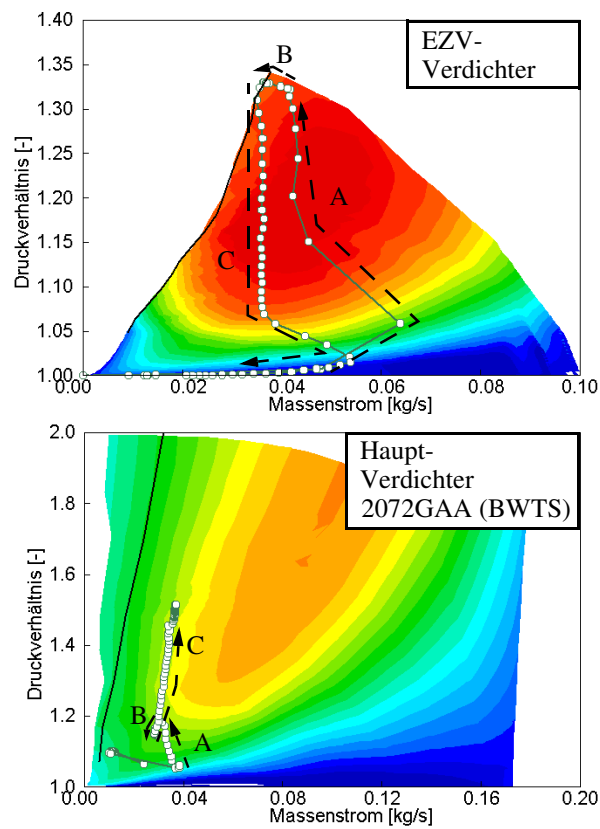


Abbildung 6-35 Betriebsverhalten des EZV, Lastsprung bei  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

### 6.3.2 Validierung der Simulationsmodelle

Der Abgleich der Simulationsmodelle unter GT-Power wurde mit umfangreichen Meßdaten aus Rollenprüfstandsmessungen des Versuchsfahrzeugs Audi 1,8T mit und ohne EZV durchgeführt (siehe auch Kapitel 4.2 und 4.3). Das Simulink-Modell des

EZV´s wurde von der Robert Bosch GmbH erstellt und validiert.

Bei der Kalibrierung sind insbesondere die transient veränderlichen Größen bei einem Lastsprung sehr bedeutsam, um die Leistungsfähigkeit des EZV-Systems zu bewerten. Somit wurde zuerst das turboaufgeladene Motormodell alleine im transienten und stationären Bereich abgeglichen und danach in Kombination mit dem EZV kalibriert.

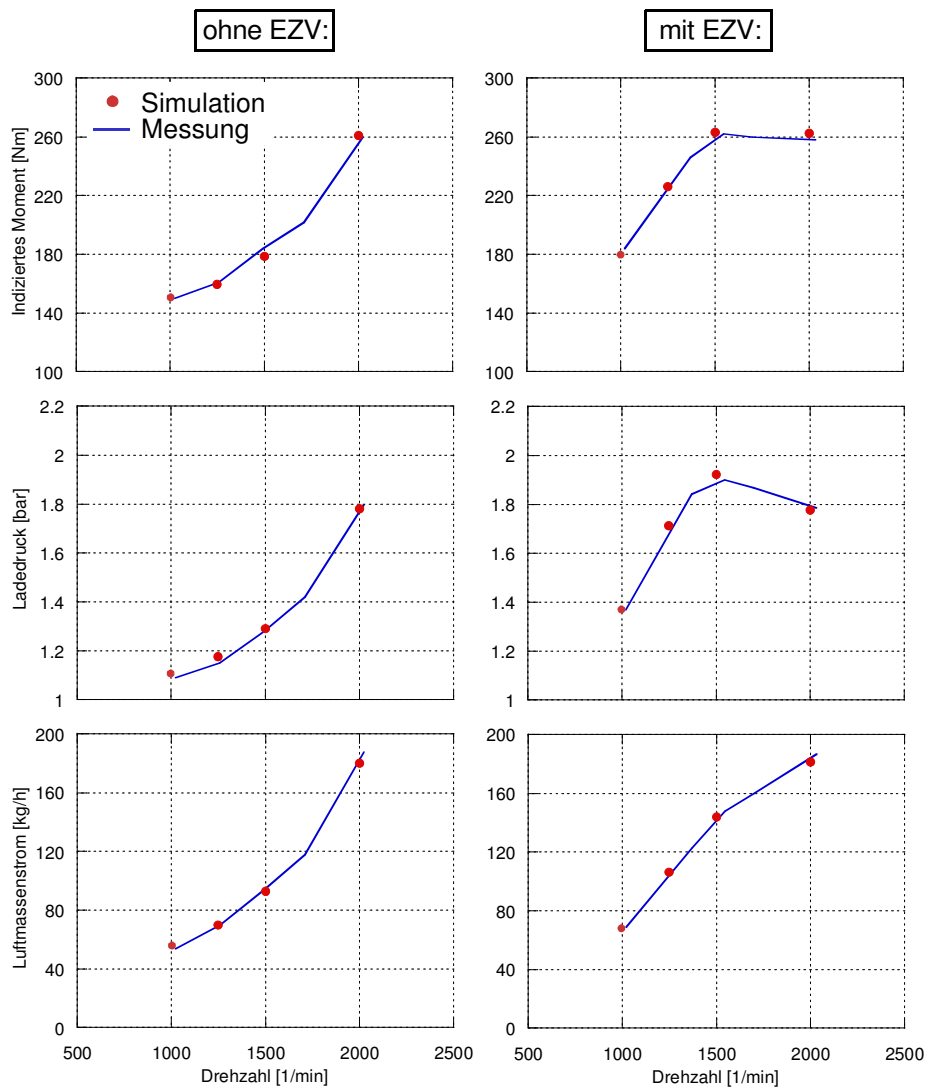


Abbildung 6-36 Stationärer Abgleich der Simulationsmodelle (mit und ohne EZV)

Der stationäre Modellabgleich mit und ohne EZV konnte mit hoher Genauigkeit in Bezug auf die gemessenen Prüfstandswerte vorgenommen werden, wie der Ausschnitt von wesentlichen Motorkenngrößen in Abbildung 6-36 zeigt.

Der transiente Abgleich mit Lastsprüngen verschiedener Motordrehzahlen bedarf höherer Modellierungsgenauigkeit, um den sich ändernden Bedingungen aus Verbrennung, Wärmeübergängen und Regelung gerecht zu werden. Abbildung 6-37 zeigt ein typisches Beispiel eines Lastsprunges bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  von Niedrig- auf Vollast bei konstanter Motordrehzahl.

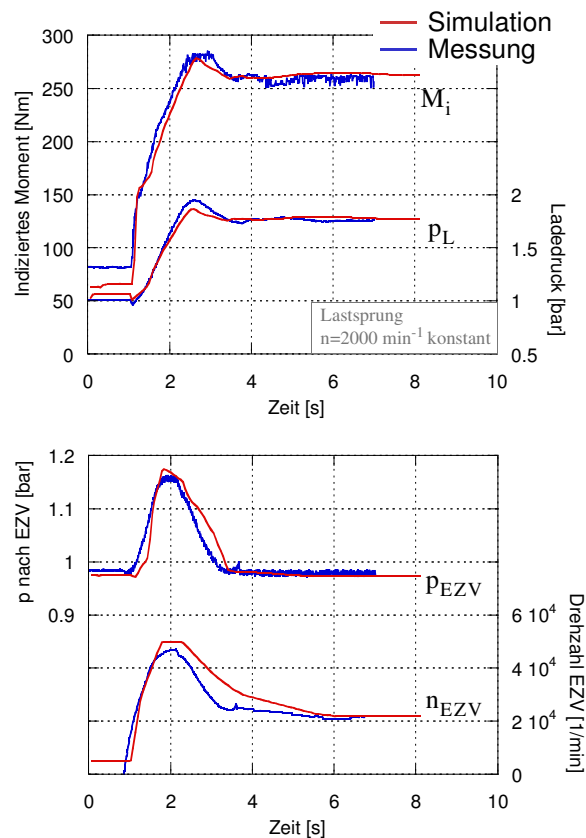
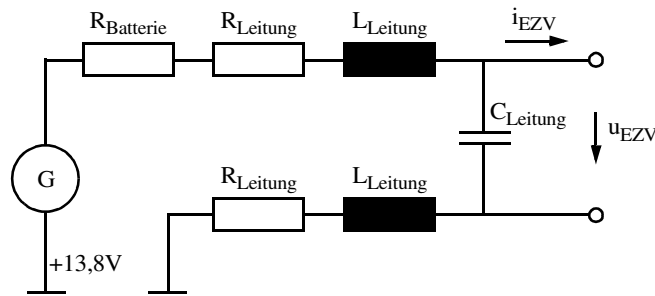


Abbildung 6-37 Transienter Abgleich der Simulationsmodelle, Lastsprung bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Zur korrekten Berechnung der Ladedruck- und Drehmomentsteigerung ist auch eine genauere Modellierung der elektrischen Versorgungsspannung des E-Motors erforder-

lich. Aufgrund der hohen Ströme ist ein merklicher Spannungsabfall an den Polen des E-Motors vorhanden, der bei der Simulation mit Hilfe eines Bordnetzmodells berücksichtigt wird.



$$u_{EZV} = U_{Bat} - \frac{R_{Bat} + 2R + 2Ls}{2LCs^2 + (CR_{Bat} + 2CR)s + 1} i_{EZV}$$

Abbildung 6-38 Bordnetzmodell und Filterübertragungsfunktion für EZV-Simulation

Die sich für das EZV-Modell ergebende Stromaufnahme und der resultierende Spannungsabfall ist in Abbildung 6-39 ersichtlich. Die nominelle Batteriespannung wurde für alle Simulationen mit 13,8 V als konstant angenommen. Somit kann die Klemmenspannung an den Polen in guter Übereinstimmung mit den Messungen 1,5 bis 2 V abfallen.

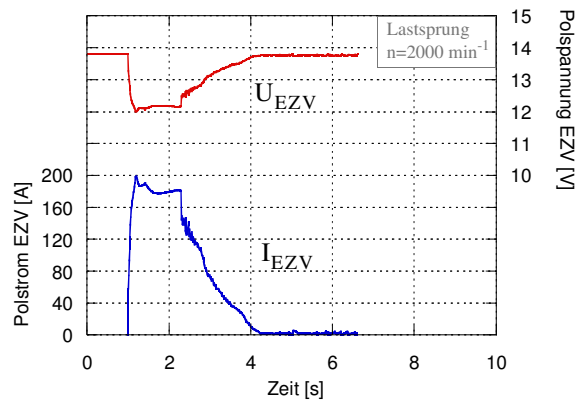


Abbildung 6-39 Strom- und Spannungsverlauf bei Lastsprung  $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Der elektrische Leistungsbedarf, der aus dem Bordnetz dem Gleichstrommotor zur Verfügung gestellt werden muß, richtet sich nach Vorgabe des Maximalstroms und nach der Soll-drehzahl des Rads (Verdichtungs- und Beschleunigungsarbeit). Im Falle des gezeigten Beispiels mit Aluminiumrad und  $I_{\max}=200\text{ A}$  liegt der kurzzeitige elektrische Leistungsbedarf bei etwa 2,3 kW (Abbildung 6-40).

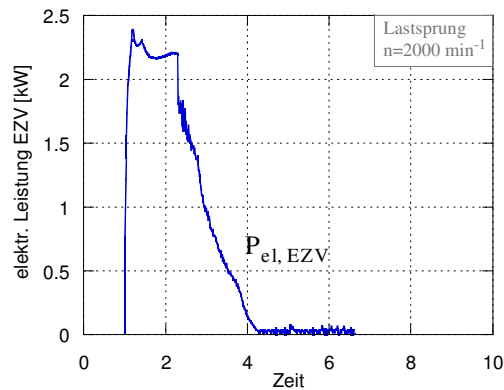


Abbildung 6-40 Elektrischer Leistungsbedarf bei Lastsprung  $n=2000\text{ min}^{-1}$

### 6.3.3 Dynamische Drehmomentunterstützung

Eine Unterscheidung nach der Art und Weise der Unterstützung eines EZV-Systems ist sinnvoll, um verschiedene Applikationsmöglichkeiten bewerten zu können. Bezugnehmend auf Abbildung 6-32 wird zunächst eine rein dynamische Drehmomentunterstützung untersucht, d.h. das stationäre Enddrehmoment ist mit und ohne EZV identisch (Abbildung 6-41).

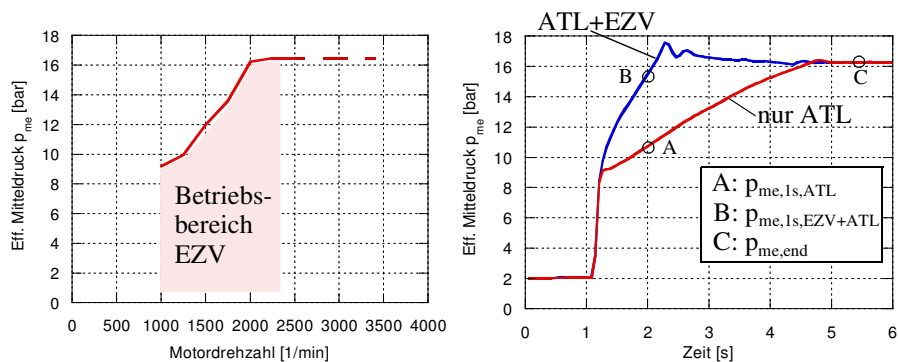


Abbildung 6-41 Dynamische Drehmomentunterstützung durch EZV



Die Dynamik des Systems wird anhand definierter Lastsprünge von dem eff. Mittel-  
druck  $p_{me} = 2$  bar auf die stationäre Vollast bewertet. Die beiden Vergleichspunkte A  
und B stellen das  $p_{me}$  1 s nach Lastsprung dar, jeweils ohne und mit EZV.

Mit der Zieldefinition, bei Vollastanforderung das stationäre Drehmoment innerhalb  
einer Sekunde zu erreichen, wurde mit Simulationsrechnungen der elektrische Strom-  
und Leistungsbedarf optimiert, um die Belastung des Bordnetzes durch Spitzenströme  
möglichst gering zu halten. Das Einsetzen eines möglichst leichten Werkstoffes für das  
Verdichterrad, bietet die Möglichkeit, aufgrund eines niedrigeren Trägheitsmoments  
kürzere Hochlaufzeiten und schnelleren Drehmomentaufbau zu realisieren. Tabelle 6-4  
zeigt die Kombination der untersuchten Varianten.

<b>Motordrehzahl [min-1]</b>	1000, 1250, 1500, 1750, 2000
<b>Strombegrenzung <math>I_{max}</math> [A]</b>	70, 120, 150, 160, 180, 200
<b>Verdichterrad- werkstoff</b>	$\Theta_{ges,Alu}/\Theta_{ges,Kunststoff} = 1,55$ ( $\rho_{Al}=2,7 \text{ g/cm}^3$ , $\rho_{Kunststoff}=1,38 \text{ g/cm}^3$ )

Tabelle 6-4 Parametervariation bei EZV-Simulationen

Abbildung 6-42 zeigt die Darstellung des dynamischen Mitteldrucks über dem zugelassenen  
Maximalstrom des E-Motors. Für Ströme über 180 A wird der stationäre Mittel-  
druck bereits nach 1 s erreicht. Reduziert man  $I_{max}$ , so wird auch die Antriebsleistung  
reduziert, was sich in einem längeren Zeitraum zum Erreichen von  $p_{me,end}$  niederschlägt.  
Auffallend ist der nur relativ geringe Vorteil des Kunststoffrads gegenüber der  
Ausführung aus Aluminium. Das geringere Trägheitsmoment bringt hier nur einen

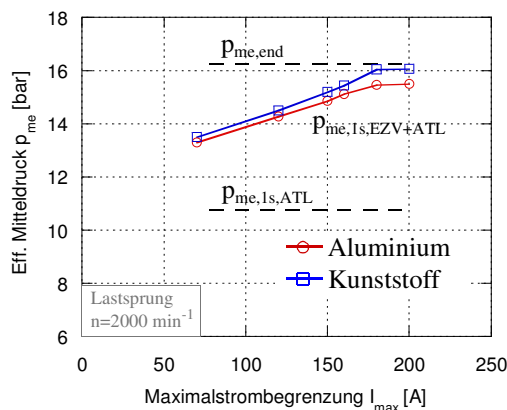


Abbildung 6-42 Variation von  $I_{max}$  und Werkstoff bei Lastsprung  $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Vorteil von maximal 0,5 bar Mitteldruck. In beiden Fällen jedoch ist das Potential zum schnellen Drehmomentaufbau gegenüber der ATL-Aufladung alleine gegeben. Praktisch liegt nach 1 s, bei ausreichend hoher elektr. Antriebsleistung, das volle Drehmoment an der Kurbelwelle an.

Bei Motordrehzahlen unter  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  nimmt das stationäre Drehmoment aufgrund des Mangels an Abgasangebot stark ab. Die Anforderung an den EZV werden somit ebenfalls geringer, da weniger Verdichtungsarbeit zu leisten ist. Es stellt sich bei den Simulationen heraus, daß im Drehzahlbereich 1000 bis  $1750 \text{ min}^{-1}$  selbst bei kleinen elektrischen Strömen der stationäre Ladedruck bereits 0,5 s nach Lastanforderung bereit steht.

Bei der Drehzahl  $n=1750 \text{ min}^{-1}$  (Abbildung 6-43) reicht bereits ein Maximalstrom von

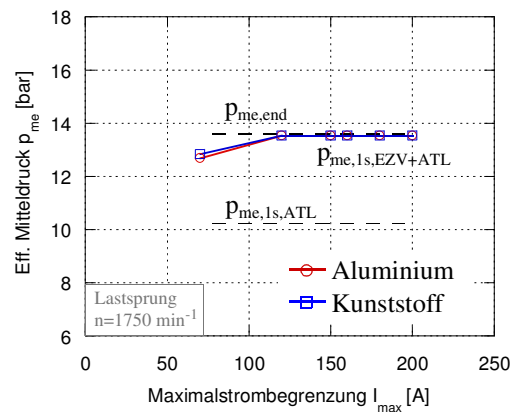


Abbildung 6-43 Variation von  $I_{\max}$  und Werkstoff bei Lastsprung  $n=1750 \text{ min}^{-1}$

120 A aus, um nach 1s das volle stationäre Drehmoment zu bekommen. Höhere Ströme sind somit nicht notwendig, um das Ziel zu erreichen. Der Unterschied zwischen Kunststoff- und Alurad ist praktisch nicht mehr gegeben.

Die Analyse des Drehzahlbereichs von  $n=1000 \text{ min}^{-1}$  bis  $n=1500 \text{ min}^{-1}$  zeigt erwartungsgemäß noch deutlicher, daß der Einfluß des Massenträgheitsmoments zur Beschleunigung des EZV's praktisch keine Rolle mehr spielt und schon relativ geringe Ströme (70 bis 80 A) ausreichend sind, um den transienten Drehmomentaufbau zu erreichen.

Der Einfluß der Massenträgheit ist somit nur bei Lastsprüngen höherer Motordrehzahl bemerkbar. Die Energiebilanz des Systems bei  $n=2000 \text{ min}^{-1}$  (Abbildung 6-44) zeigt die Unterscheidung nach elektrischer Leistung, mechanischer Verdichterleistung und Beschleunigungsleistung der rotatorischen Massen.

Über die Systemgrenze des EZV's gilt die Gleichung:

$$P_{el} = P_{Verd} + P_{Beschl} + P_{mech} \quad \text{Gleichung 6-1}$$

In der mechanischen Verlustleistung ist der elektromechanische Wirkungsgrad des E-Motors und die Verlustreibung enthalten.

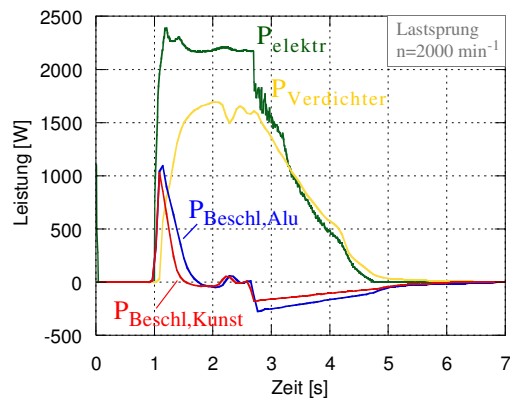


Abbildung 6-44 Leistungsbilanz bei Lastsprung  $n=2000 \text{ min}^{-1}$

Man erkennt den niedrigen Anteil der Beschleunigungsleistung, gemessen an der insgesamt zugeführten Energie. Innerhalb der ersten 300 ms nach Lastsprung stellt diese zwar einen hohen Anteil dar, hat aber während der 1 s dauernden Beschleunigungsphase nur einen Gesamtanteil von 12% (Kunststoff) bis 20% (Aluminium) der Verdichterleistung.

Die bei dem EZV-Hochlauf gespeicherte rotatorische Energie wird beim Verzögern, also in der Ausregelphase, an das Verdichterrad abgegeben, um einen Teil der immer noch notwendigen Verdichterarbeit zu leisten ( $P_{Verdichter} > P_{elektr}$ ).

Die Verwendung des EZV's zur Unterstützung des stationären Drehmoments alleine, spiegelt, wie in den Simulationen gezeigt, nicht das vollständige Potential wider. Die stationäre Drehmomentlinie ist so schnell erreicht, daß praktisch nach Lastannahme des E-Motors direkt das Ausregeln erfolgt, ohne daß in vielen Fällen die maximale Soll-drehzahl des EZV erreicht wird. In den nachfolgenden Untersuchungen wird daher das maximale Potential, das mit dem gegenwärtigen EZV-System darzustellen ist, herausgestellt.

### 6.3.4 Dynamische und stationäre Drehmomentunterstützung

Um das größtmögliche Potential des EZV abzuschätzen, wird der maximale Aufladegrad innerhalb des anfahrrelevanten Motordrehzahlbereichs  $< n=2000 \text{ min}^{-1}$  eingestellt. Die Ladedruckregelung ist also nicht aktiv, so daß das Gesamtdruckverhältnis beider Verdichter, also Ladedruck und Drehmoment, maximal ist.

Abbildung 6-45 zeigt den Zugewinn des stationären Mitteldrucks, der unter diesen Annahmen erzielbar ist. Es wird eine mehr als 60%-ige Steigerung des Drehmoments gegenüber dem abgasturboaufgeladenen Motor erreicht.

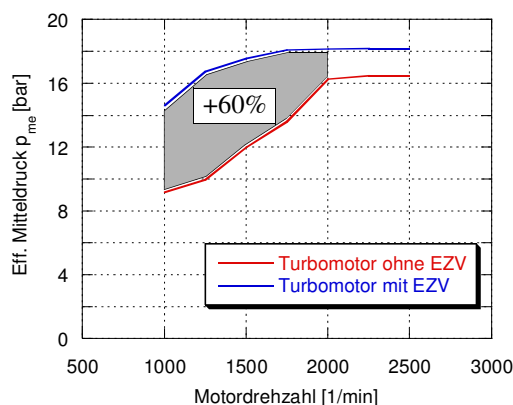


Abbildung 6-45 Maximales Potential zur stationären Drehmomentunterstützung durch EZV

Um bei einem Ottomotor Mitteldrücke wie im gezeigten Beispiel von 18 bar im unteren Drehzahlbereich zu erreichen, ist etwa ein Verdichterdruckverhältnis von 2 notwendig. Dieses Druckverhältnis ist mit der heutigen ATL-Technologie mit Wastegate oder VTG im anfahrrelevanten Drehzahlbereich nicht zu realisieren, da die hierfür benötigte Turbinenleistung nicht ausreicht.

Bei dem Einsatz des EZV profitiert die Turbine des Abgasturboladers von dem gesteigerten Abgasmassenstrom des Motors, so daß der Hauptverdichter ein höheres Druckverhältnis zum Gesamtdruckverhältnis beitragen kann, als im Betrieb ohne EZV. Am Beispiel des Lastsprungs  $n=1500 \text{ min}^{-1}$  sieht man, daß das Druckverhältnis im Hauptverdichter um 0,15 bis 0,2 gesteigert wird, wenn der EZV zugeschaltet wird (Abbildung 6-46). Mit dem überlagerten Druckverhältnis des EZV von ungefähr 1,3 ergibt sich das notwendige Gesamtdruckverhältnis  $\pi_{\text{ges}}$  von 2.

Anhand der Trajektorie im EZV-Verdichterkennfeld erkennt man, daß bereits 4 Arbeitsspiele nach erfolgtem Lastsprung die Solldrehzahl des EZV von  $55.000 \text{ min}^{-1}$

erreicht und von der Regelelektronik gehalten wird (Lastsprung mit Kunststoffrad). Bei der Motordrehzahl  $1500 \text{ min}^{-1}$  ist dies somit schon nach 320 ms der Fall. Der gleiche transiente Beschleunigungsvorgang des Läufers mit Aluminiumrad beträgt 6 Arbeitsspiele, also 480 ms. Ähnlich wie bereits im vorherigen Kapitel, bestätigt sich der relativ geringe Einfluß der Massenträgheit auch hier.

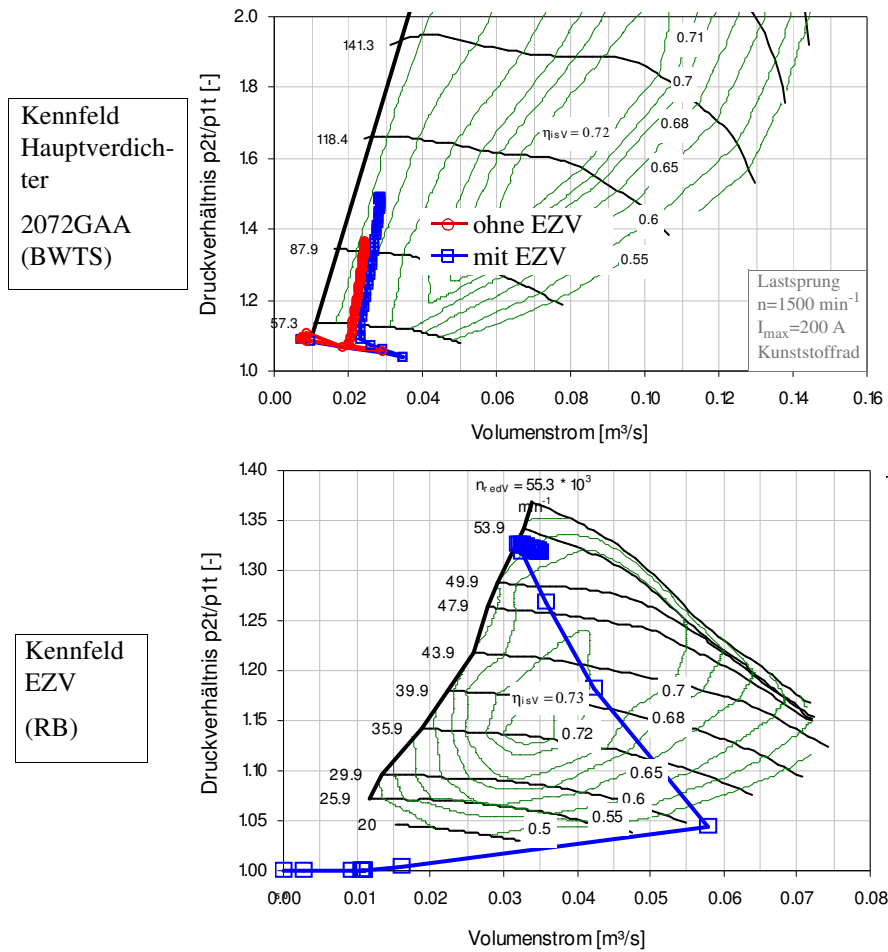


Abbildung 6-46 Transienter Aufbau der Druckverhältnisse in Hauptverdichter und EZV bei Lastsprung  $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Die Trajektorien in Hauptverdichter und EZV zeigen, daß die Auslegung beider Verdichter für den untersuchten Motor optimal aufeinander abgestimmt ist. Der Hauptverdichter hat bei Einsatz des EZV noch genügend Reserve zur Pumpgrenze und

operiert bei Wirkungsgraden  $> 60\%$ . Der EZV läuft bei der Maximaldrehzahl bereits knapp unterhalb der Pumpgrenze. Eine Anhebung der Maximaldrehzahl ist somit thermodynamisch nicht sinnvoll bzw. auch nicht erforderlich, da das Druckverhältnis von 1,3 zur signifikanten Steigerung des Drehmoments ausreicht.

Da die stationäre Drehmomenterhöhung gegenüber der ursprünglichen Forderung von 25% nun wesentlich höher liegt, ist die dynamische Hochlaufzeit  $t_{95}$  bis zum Erreichen des Endwertes ebenfalls höher (vgl. Abbildung 6-32 und Abbildung 6-47). Der Wert von  $t_{95}$  bei einem Lastsprung bei  $n=1500 \text{ min}^{-1}$  von 3 s ist hierbei hauptsächlich auf die Massenträgheit des Turboladers zurückzuführen.

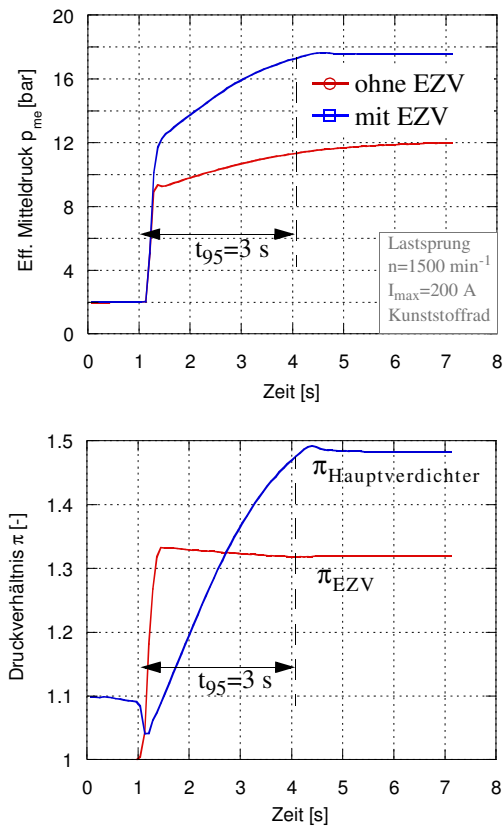


Abbildung 6-47 Mitteldruck und Druckverhältnis bei Lastsprung  $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Aufgrund dieser Tatsache läßt sich ableiten, daß der Unterschied im Massenträgheitsmoment zwischen Aluminium- und Kunststoffrad keinen wesentlichen Unterschied im

transienten Gesamtdruckaufbau bewirkt.

Die dargestellten Stromspitzen von 200 A sind nur kurzzeitig festzustellen und treten nur während des Hochlaufs des Rotors auf, der Dauerstrom beträgt etwa 150 A (Abbildung 6-48).

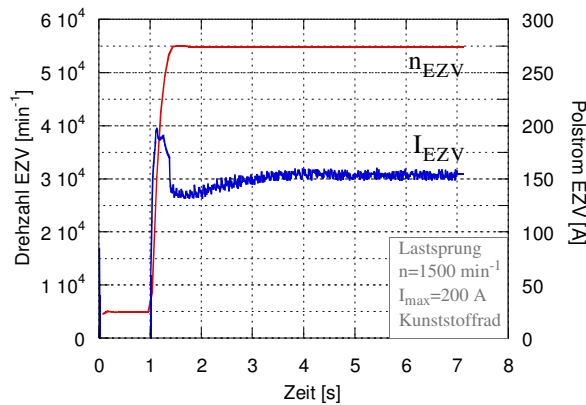


Abbildung 6-48 Drehzahl und Stromaufnahme des EZV bei Lastsprung  $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Die Abhängigkeit des für die Auslegung der Leistungselektronik wichtigen Maximalstroms  $I_{max}$  ist für den dynamischen Aufbau von  $\pi_{EZV}$  von größerer Bedeutung, da hiermit direkt die Verdichterleistung feststeht. Eine Variationsrechnung des Maximalstromes  $I_{max}$  ergibt ein Optimum von 150 A.

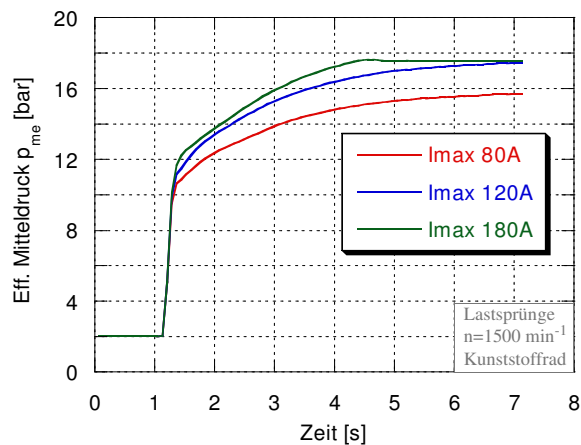


Abbildung 6-49 Mitteldruck bei Variation von  $I_{max}$  bei Lastsprung  $n=1500 \text{ min}^{-1}$

Hierdurch wird die Beanspruchung des Elektromotors durch das Verhindern schädigender Strompeaks minimiert, ohne einen merklichen Abfall des dynamischen Mitteldruckes zu erwirken. Höhere Maximalströme sind nicht mehr vorteilhaft, niedrigere verursachen bereits deutliche Nachteile in Bezug auf die Dynamik des Gesamtsystems (Abbildung 6-49 und Abbildung 6-50).

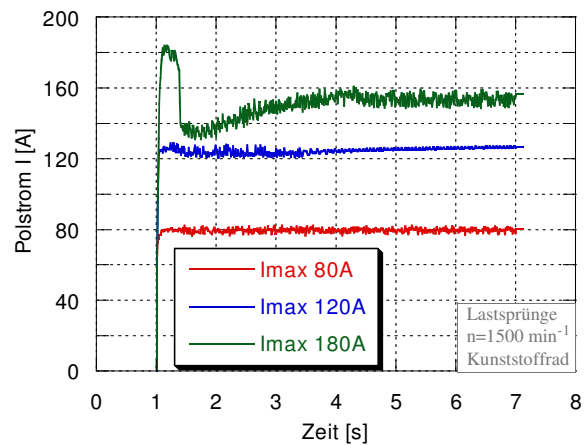


Abbildung 6-50 Stromaufnahme bei Variation von  $I_{\max}$  bei Lastsprung  $n=1500 \text{ min}^{-1}$



## 7. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden verschiedene Konzepte zur Verbesserung von Verbrauch und Drehmoment von Ottomotoren auf Basis der Motorprozeßrechnung untersucht. Zum Einsatz kamen 3 Programme zur Modellierung des Motorprozesses, die sich in Aufbau, Modellkomplexität und Aussagekraft stark unterscheiden.

Als Basis zur Erstellung und Validierung geeigneter Motormodelle dienten Motor- und Fahrzeugversuche, die bei der Robert Bosch GmbH durchgeführt wurden. Es handelte sich hierbei um ein Downsizing-Konzept eines hubraumkleinen abgasturboaufgeladenen Forschungsmotors mit Benzin-Direkt-Einspritzung und um einen 1,8-Liter abgasturboaufgeladenen Motor von Audi mit elektrischem Zusatzverdichter. Daneben wurden Modelle eines Saugmotors mit variabler Einlaßnockenwellensteuerung und Saugrohr-umschaltung entwickelt.

Als einfachster Vertreter der Motorprozeßrechnung wurde das Fortran-Programm VOMO verwendet. Es basiert auf der thermodynamischen Berechnung des Hochdruckprozesses des vollkommenen Motors. Hier wurden generelle Aussagen abgeleitet, inwieweit sich durch Variation der Gemischqualität und Verdichtungsverhältnis der Motorwirkungsgrad ändert. Diese Betrachtungsweise entspricht im wesentlichen bereits heutigen Versuchen, sich beim Ottomotor dem Dieselprozess vom Wirkungsgradniveau her anzunähern. Ausgehend von ottomotortypischen Werten von  $\lambda=1,0$ ,  $\epsilon=10$  und  $\eta_v=30\%$ , ist in extremen Grenzen von  $\lambda=4,0$  und  $\epsilon=15$  ein Wirkungsgradzu-gewinn von maximal 15% bis 20% theoretisch zu erwarten. Dieses Potential kann natürlich aus den gegebenen Randbedingungen des realen Motors nicht erreicht werden.

Ein nicht unerheblicher Anteil der Druckenergie an der gesamten Abgasenergie geht beim Öffnen des Auslaßventils dem Arbeitsprozeß verloren. Mit VOMO wurde abgeschätzt, daß durch die vollständige Expansion des Abgases auf den Umgebungsdruck der vollkommene Wirkungsgrad um 13% angehoben werden kann. Das hierfür notwendige Expansionsverhältnis läge bei dem Extremwert  $\epsilon^*=40$ , was technisch zweifelsfrei nicht umsetzbar ist. Eine der Realität angenäherte Betrachtung des Potentials mit  $\epsilon^*=20$  wurde als erweiterte Expansion bezeichnet und mit einem Simulationsmodell unter ASCET-SD genauer untersucht, welches im wesentlichen die Bausteine heutiger realer Motorprozeßrechnung beinhaltet. Die erweiterte Expansion entspricht im übertragenen

Sinne einem Motor mit variablem  $\epsilon$  zur Steigerung des Teillastwirkungsgrades. Die mit  $\epsilon^*=20$  abgeschätzte maximale Wirkungsgradzunahme des Arbeitsprozesses liegt im Bereich 7% bis 10%.

Eine wirkungsgradsteigernde Maßnahme liegt in der Minimierung der Pumparbeit während des Ladungswechsels in der Teillast. Verschiedene Arten der Umsetzung sind hierbei möglich. Die Benzin-Direkt-Einspritzung nutzt die Entdrosselung, um mit einem großen Luftüberschuß den Motor mager zu betreiben, wobei als Nachteil das Problem der  $\text{NO}_x$ -Reduktion besteht. Ein anderer Ansatz, um dieselbe Wirkung durch Entdrosselung zu erzielen, ist ein Verfahren mit innermotorischer Hoch-AGR. Hier herrscht an Stelle von Luftüberschuß ein äquivalenter Abgasüberschuß. Der Vorteil dieses Verfahrens gegenüber BDE ist, daß das Luftverhältnis  $\lambda_v$  bei 1,0 bleibt und daß durch die hohen AGR-Raten die innermotorische  $\text{NO}_x$ -Bildung auf ein Minimum gesenkt werden kann. Umgesetzt werden kann dies mit einem vollvariablen elektromechanischen Ventiltrieb, der die erforderlichen Öffnungs- und Schließzeitpunkte zur Realisierung hoher innerer AGR-Raten darstellen kann. Die gewünschte Restgasmenge im Zylinder wird durch frühes Schließen des Auslaßventils eingestellt. Durch das Einlaßventil gelangt somit drosselfrei nur die Luftmenge, die für den stöchiometrischen Teillastbetrieb erforderlich ist. In dem Teillastpunkt  $n=2000\text{min}^{-1}$ ,  $p_{mi}=3\text{bar}$  kann der Wirkungsgrad um etwa 6% angehoben werden, was einem relativen Verbrauchsvorteil von etwa 20% entspricht. Der Restgasgehalt im Zylinder zu Beginn der Verbrennung liegt hier typischerweise bei 60%.

Die nachfolgend beschriebenen Potentialbetrachtungen und Simulationsmodelle wurden mit der Motorsimulationssoftware GT-Power durchgeführt.

Die Abgasturboaufladung bei Ottomotoren nimmt eine immer wichtigere Stellung beim Ziel der Leistungssteigerung ein. Dennoch hat der herkömmliche Saugmotor Vorteile gegenüber dem aufgeladenen Motor im Bereich Vollastverbrauch, Ansprechverhalten und schneller Katalysator-Aufheizung. Mittels variabler Saugrohrgeometrie in Kombination mit variabler Einlaßnockenwellenverstellung gelingt es, den Luftaufwand eines Saugmotors in hohem Maße und in weiten Drehzahlbereichen zu verbessern und das Drehmomentdefizit gegenüber dem aufgeladenen Motor teilweise zu kompensieren. Durch die optimale Anpassung der Saugarm-längen eines Schaltsaugrohres ist eine Verbesserung von 10% bis 15% des Luftaufwands im unteren Drehzahlbereich und von bis zu 20% im oberen Drehzahlbereich erzielbar. Das Ausnutzen gasdynamischer Effekte durch Pulsation führt somit zu Luftaufwänden, die in Bereichen von 110% liegen können. Die Einlaßnockenwellenverstellung ist diesem Vorteil nochmals überlagert und führt insbesondere im anfahrrelevanten Drehzahlbereich zu weiteren Zugewinnen von 5% bis 8% im Luftaufwand, so daß im gesamten Drehzahlbereich für einen Saugmotor überdurchschnittliche Mitteldrücke erreicht werden. Der verbesserte Ladungswechsel ist hier auf die Frühverstellung des Einlaßventils zurückzuführen, was ein Zurückschieben angesaugter Luft vom Zylinder in den Einlaßkanal weitestgehend

verhindert.

Downsizingkonzepte werden im Zusammenhang mit der Reduzierung des Flottenverbrauchs an Bedeutung zunehmen. Die Kombination von Abgasturboaufladung, Benzin-Direkt-Einspritzung und kontinuierlich variabler Einlaßventilsteuerung wurde an dem kleinen 3-Zylinder Forschungsmotor getestet und als Rechenmodell abgebildet. Durch die Frühverstellung der Einlaßnockenwelle im unteren Drehzahlbereich läßt sich auch beim aufgeladenen Motor der Luftaufwand beträchtlich steigern. Durch die Frühverstellung um  $40^\circ\text{KW}$  kann der effektive Mitteldruck bei  $n=1400\text{ min}^{-1}$  von 12 bar auf 18 bar gesteigert werden (+50%). Anders als zuvor beim Saugmotor mit variabler Nockenwelle, ist hier die Drehmomentsteigerung auf den gesteigerten Ladedruck zurückzuführen, welcher aus erhöhter Turbinenleistung resultiert;  $\lambda_a$  bleibt etwa gleich. Nachteilig bei maximaler Frühstellung ist jedoch, daß der Fanggrad  $\lambda_F$  auf Werte zwischen 0,85 und 0,90 abfällt, d.h. während der Phase der Ventilüberschneidung kommt es zu einem intensiven Ladungsspülen und einem Überströmen von Zylinderladung von 10% bis 15% in den Auslaßkanal. Die Abgaszusammensetzung ist im Mittel zwar noch stöchiometrisch, unterscheidet zeitlich aufgelöst aber peaks aus unterstöchiometrischer Verbrennung und überstöchiometrischem Luftüberschuß aus dem Überströmen. Der spez. Verbrauch ist wegen der ungewollt fetten Verbrennung um 40 g/kWh schlechter. Gelänge die Oxidation des unverbrannten Kraftstoffrests mit der übergespülten Luft vor der Turbine durch Miniatur-Oxidationskatalysatoren, so würde das theoretische Potential für eine Mitteldrucksteigerung auf  $p_{me}=22\text{ bar}$  bei  $n=1400\text{ min}^{-1}$  abgeschätzt.

Eine andere Möglichkeit, das transiente und stationäre Drehmoment abgasturboaufgeladener Ottomotoren zu verbessern, ist die Unterstützung durch einen elektrischen Zusatzverdichter EZV. Experimentelle Untersuchungen eines 14V-betriebenen EZV am Fahrzeug Audi 1,8T dienten als Basis zur Erstellung geeigneter Simulationsmodelle und zur Optimierung des Systems. Im Arbeitspunkt des EZV wird bei der Drehzahl  $60.000\text{ min}^{-1}$  ein Druckverhältnis von 1,30 erzeugt. Verwendet man den EZV nur im anfahrrelevanten Drehzahlbereich zur dynamischen Unterstützung, erscheint eine motordrehzahlabhängige Begrenzung des Maximalstromes im Bereich 120 A bis 180 A sinnvoll. Dies entspricht kurzzeitigen elektrischen Leistungen zwischen 1,5 kW und 2,4 kW. Darüber hinaus gehende Antriebsleistungen bringen keine weiteren dynamischen Vorteile ein. Die Zeit zum transienten Aufbau des Solladedruckes liegt mit EZV zwischen 0,5 s und 1,0 s nach Lastsprung. Der Einfluß der Trägheit bei den Verdichterradwerkstoffen Aluminium und Kunststoff ist nur in relativ geringem Maß vorhanden. Verwendet man den EZV sowohl zur dynamischen, als auch zur stationären Drehmomentunterstützung, so sind im unteren Drehzahlbereich maximale Mitteldrücke von 15 bar bis 18 bar zu erzielen, was einer Steigerung von 60% zum Basismotor ohne EZV entspricht. Die Optimierung des Leistungsbedarfs ergab eine sinnvolle Strombegrenzung auf 150 A.

Die Möglichkeiten, sich dem Ziel der Senkung des Kraftstoffverbrauchs und der Emis-

---

sionen bei gleichzeitiger Anhebung des Drehmomentes, anzunähern, sind sehr zahlreich. In dieser Arbeit wurden Maßnahmen und deren Kombinationsmöglichkeit hinsichtlich ihres Potentials bewertet, um zukünftige Ziele zu erfüllen. Im Bereich des Ottomotors werden sich hauptsächlich Systeme mit Benzin-Direkt-Einspritzung, Abgasturboaufladung, variabler Ventilsteuerung und deren sinnvolle Kombinationen durchsetzen, um sich dem wirkungsgradgünstigen Dieselmotor anzunähern.

## 8. Literaturverzeichnis

- [1] ALLEN J., BARTHELET P., SHAHED S. M., VERSCHOOR M.  
Der Einfluß von elektrisch unterstützten Aufladesystemen auf Downsizing und Kraftstoffverbrauch; Wiener Motorensymposium 2002
- [2] ALT M., SCHAFFNER P., KREBS W.  
Benzindirekteinspritzung in Kombination mit Aufladung; Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2001
- [3] BALIS C., BARTHELET P., MORREALE C.  
Elektronisch unterstützte Turboaufladung; MTZ 9/2002
- [4] BARGENDE M., SPICHER U.  
Entwicklung eines allgemeingültigen Restgasmodells für Verbrennungsmotoren; Vorhaben Nr. 674; Forschungsgemeinschaft Verbrennungskraftmaschinen 2002
- [5] BARGENDE M.  
Ein Gleichungsansatz zur Berechnung der instationären Wandwärmeverluste im Hochdruckteil von Ottomotoren; Dissertation TH Darmstadt 1990
- [6] BÄUERLE M., NAU M., GERHARDT J., BOLZ M.-P., WINKLER G.  
Zweistufige Aufladung beim Ottomotor: Integration eines elektrischen Zusatzverdichters in die Motorsteuerung; Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002
- [7] BEITZ W., GROTE K.-H.  
Dubbel, Taschenbuch für den Maschinenbau, 19. Auflage; Springer Verlag 1997
- [8] BORRMANN D., BRINKMANN F., WALDER K., PINGEN B.  
Benzindirekteinspritzung mit Turboaufladung - ein interessantes Downsizing-

- konzept; Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002
- [9] BRAESS H.H., SEIFFERT U.  
Handbuch der Kraftfahrzeugtechnik; 1. Auflage; Vieweg Verlag 2000
- [10] BRETTSCHEIDER J.  
Extension of the Equation for Calculation of the Air-Fuel Equivalence Ratio;  
SAE Paper 972989
- [11] CSALLNER P.  
Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs von  
Ottomotoren bei geänderten Betriebsbedingungen; Dissertation TU München
- [12] DIMPELFELD P.M., FOSTER D.E.  
Predictions of autoignition in a spark-ignition engine using chemical kinetics;  
SAE-Paper 860322, 1986
- [13] DIN 1940; HUBKOLBENMOTOREN
- [14] DIVERSE AUTOREN DER FA. AUDI  
Der neue Audi A4; Sonderausgabe von ATZ und MTZ; November 2000
- [15] ENDRES H., ERDMANN H.-D., BÖHME J., EISER A., GÖSCHEL J.  
Die Triebwerke der neuen Audi 2,0l und 3,0l/5V - Ottomotoren; Wiener Moto-  
rensymposium 2001
- [16] ERDMANN H.-D., KÖNIGSTEDT J., FITZEN M.  
Erster ULEV-Ottoturbomotor - der Audi 1,8-l-Fünfventil- Turbo mit 125 kW;  
MTZ 62; 2001
- [17] FISCHER M.  
Die Zukunft des Ottomotors als PKW-Antrieb - Entwicklungschancen unter  
Verbrauchsaspekten; Dissertation TU Berlin 1998
- [18] FLIERL R., LANDERL CH., HOFMANN R., MELCHER T., STEYER H.  
Der neue BMW Vierzylinder-Ottomotor mit Valvetronic; MTZ 62; 2001
- [19] FRANZKE D.E.  
Beitrag zur Ermittlung eines Klopfkriteriums der ottomotorischen Verbrennung  
und Vorausberechnung der Klopfgrenze; Dissertation TU München 1981
- [20] FRIEDRICH C., KREBS W., QUARG J.  
Downsizing - ein geeigneter Ansatz zur Wirkungsgradsteigerung von Ottomoto-

- ren; Entwicklungstendenzen Ottomotoren 2002; TAE Esslingen 2002
- [21] GANZER U.  
Gasdynamik; Springer Verlag 1988
- [22] GROHE H.  
Otto- und Dieselmotoren; 10. Auflage; Vogel Verlag; Würzburg 1992
- [23] GAMMA TECHNOLOGIES  
GT-Power: User's Manual and Tutorial; Version 6.0; 2003
- [24] HANNIBAL W., KNECHT A., STEPHAN W.  
Nockenwellenverstellungen für Ottomotoren; Die Bibliothek der Technik; Band 247; Verlag Moderne Industrie 2002
- [25] HATZ W.  
Variable Ventilsteuerung, Direkteinspritzung oder Aufladung? Wo liegt die Zukunft des Ottomotors?; Entwicklungstendenzen Ottomotoren 2002; TAE Esslingen 2002
- [26] HEYWOOD J.B.  
Internal Combustion Engine Fundamentals; New York McGraw-Hill 1988
- [27] HOECKER P., JAISLE J.W., MÜNZ S.  
Der eBooster - Schlüsselkomponente eines neuen Aufladesystems von Borg-Warner Turbo Systems für Personenkraftwagen; Wiener Motorensymposium 2001
- [28] KLEINSCHMIDT W.  
Zur Simulation des Betriebes von Ottomotoren an der Klopfgrenze; Fortschrittsberichte VDI Reihe 12 Nr. 422; VDI Verlag 2000
- [29] KREUTER P., WENSING M., BEY R., PETER U.  
Kombination von ATL- und Impulsaufladung; Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik 2002
- [30] MAY H., MÜLLER W.  
Spezifische Wärmen, absolute Enthalpien, freie Enthalpien und Entropien verschiedener Stoffe für Temperaturen bis 6000K; TU Kaiserslautern 1983
- [31] MAYER M.  
Abgasturbolader, Sinnvolle Nutzung der Abgasenergie; Die Bibliothek der

- 
- Technik; Band 103; 4. Auflage; Verlag Moderne Industrie 2001
- [32] MEIER K.  
Berechnung der Verbrennung und Schadstoffbildung im Otto-Motor bei großen Abgasrückführraten; Dissertation Uni Karlsruhe 1997
- [33] MELBERT J.  
Vom sanften Aufprall: Elektronik ersetzt Nockenwelle; Absolventen-Guide Wintersemester 2000/2001; Uni Bochum; Wirtschafts- und Medienverlag
- [34] MERKER G.P., KESSEN U.  
Technische Verbrennung Verbrennungsmotoren; Springer Verlag 1999
- [35] MERKER G.P., SCHWARZ C.  
Technische Verbrennung; Simulation verbrennungsmotorischer Prozesse; Teubner Verlag
- [36] NOSKE G.  
Ein quasidimensionales Modell zur Beschreibung des ottomotorischen Verbrennungsablaufes; Dissertation Uni Karlsruhe 1988
- [37] PHILIPS P., KRAMER U., PECHER G., MENNE R.  
Entwicklungspotential von kleinvolumigen Ottomotoren mit Saugrohreinspritzung und Doppel-Nockenwellenverstellung; Wiener Motorensymposium 2001
- [38] PISCHINGER R., KRAßNIG G., TAUCAR G., SAMS TH.  
Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine; Die Verbrennungskraftmaschine, Band 5; Springer Verlag 1989
- [39] RIST D.  
Dynamik realer Gase; Grundlagen, Berechnungen und Daten für Thermogasdynamik, Strömungsmechanik und Gastechnik; Springer Verlag 1996
- [40] ROBERT BOSCH GMBH  
Kraftfahrtechnisches Taschenbuch; 22. Auflage 1995
- [41] ROBERT BOSCH GMBH  
Dieselmotor-Management; 2. Auflage; Vieweg Verlag 1998
- [42] SALBER W., DUESMANN M., SCHWADERLAPP M.  
Der Weg zur drosselfreien Laststeuerung: Vom Ventilabschalter bis zum elektromechanischen Ventiltrieb; Entwicklungstendenzen Ottomotoren 2002; TAE



---

Esslingen 2002

- [43] SALBER W., KEMPER H., VAN DER STAAY F., ESCH T.  
Der elektromechanische Ventiltrieb - Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte; MTZ 62; 2001
- [44] SALLMANN M.  
Beitrag zur numerischen Simulation ottomotorischer Verbrennungsvorgänge; München Hieronymus Verlag 2000
- [45] SCHÄFER F., VAN BASSHUYSEN R.  
Schadstoffreduzierung und Kraftstoffverbrauch von Pkw-Verbrennungsmotoren; Die Verbrennungskraftmaschine-Band 7; Springer Verlag 1993
- [46] SCHREINER K.  
Untersuchungen zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren; MTZ 54; 1993
- [47] SONNER M., KUHN M., WURMS R.  
Elektrisch unterstützte Aufladung beim Ottomotor - Chancen und Risiken;
- [48] SKOPIL M.A.  
Moderne Turboaufladung; Aufladetechnik für Diesel- und Ottomotoren; TAE Ostfildern 2003
- [49] STAN C.  
Direkteinspritzsysteme für Otto- und Dieselmotoren; Springer Verlag 1999
- [50] VIBE I.I.  
Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren; VEB Verlag Technik Berlin; 1970
- [51] WORRET R.; SPICHER U.  
Entwicklung eines Kriteriums zur Vorausberechnung der Klopfgrenze; FVV-Abschlußbericht, Vorhaben Nr. 700; Forschungsgemeinschaft Verbrennungskraftmaschinen 2002
- [52] WOSCHNI G., FIEGER J.  
Experimentelle Untersuchungen zum Wärmeübergang bei normaler und klopfender Verbrennung im Ottomotor; MTZ 43; 1982
- [53] WOSCHNI G, ANISITS F.  
Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufs mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen; MTZ 34;

1973

- [54] ZAPF H.  
Beitrag zur Untersuchung des Wärmeüberganges während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor; MTZ30 (112) 1969
  
- [55] ZINNER K.  
Aufladung von Verbrennungsmotoren; 3. Auflage; Springer Verlag 1985

---

## LEBENS LAUF

Geburtsdatum: 27. Juni 1974  
Geburtsort: Neunkirchen/Saar  
Familienstand: verheiratet  
Staatsangehörigkeit: österreichisch

### Schul Ausbildung:

1980 - 1984: Grundschule Neunkirchen  
1984 - 1993: Gymnasium am Krebsberg Neunkirchen  
Juni 1993: Abitur

### Berufsausbildung:

Okt. 1993 - Apr. 1999: Studium des Maschinenbaus an der Technischen Universität Kaiserslautern, Vertiefungsrichtung Kraft- und Arbeitsmaschinen  
Juli 1994 - Aug. 1994: Industriepraktikum bei Fa. Gonschorek GmbH, Saarwellingen  
April 1995: Industriepraktikum bei Fa. Harth GmbH, Aschaffenburg  
Mai 1996 - Juli 1996: Fachpraktikum bei Fa. BMW/Rolls-Royce, Dahlewitz  
Okt. 1996 - Apr. 1999: Wissenschaftliche Hilfskraft am Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren an der TU Kaiserslautern  
April 1999: Studienabschluß: Diplom-Ingenieur

### Berufstätigkeit:

Mai 1999 - Okt. 2003: Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für Verbrennungsmotoren an der TU Kaiserslautern  
seit Nov. 2003: Technischer Angestellter bei BorgWarner Turbo Systems Engineering GmbH, Entwicklungsabteilung Thermodynamik EST, Kirchheimbolanden

