

Simulation des instationären Betriebsverhaltens hochaufgeladener Vier- und Zweitakt-Dieselmotoren

Vom Fachbereich Maschinenbau

der Universität Hannover

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktor-Ingenieur

genehmigte Dissertation

von

Dipl.-Ing. Michael Gerstle

geboren am 29.11.1966 in Cuxhaven

1999

1. Referent : Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker
2. Referent : Prof. Dr.-Ing. D. Mewes

Tag der Promotion : 29.06.1999

Kurzfassung

In der vorliegenden Arbeit wurde ein umfassendes Programmsystem zur numerischen Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Dieselmotoranlagen erstellt. Neben möglichst kurzen Rechenzeiten ist eine flexible Struktur angestrebt worden, die eine einfache und schnelle Anpassung auf unterschiedliche Anlagenkonfigurationen ohne weiteren Programmieraufwand ermöglicht. Dazu wurde der Dieselmotor in verschiedene Komponenten unterteilt, die als unabhängige Module in ein Simulationsprogramm integriert worden sind.

Die Darstellung der Komponenten erfolgte mittels Kennfeldern, Gleichungssystemen oder einer entsprechenden Kombination. Um die Rechenzeiten und damit die Kosten gering zu halten, wurde der Zylinderprozeß mit Hilfe von n-dimensionalen stationären Zylinderkennfeldern abgebildet. Die Kennfelder sind im Vorfeld der dynamischen Simulation mittels eines Kreisprozeßrechenprogrammes generiert worden. Dazu diente ein nulldimensionaler Ansatz, auch als Füll- und Entleermethode bekannt.

Die Fähigkeit, das dynamische Verhalten des Dieselmotoraggregates abzubilden, konnte am Beispiel von unterschiedlichen Lastwechselreaktionen gezeigt werden. Als Vergleich dienten Messungen verschiedener Motorenhersteller. Es konnte nachgewiesen werden, daß auch extreme, schlagartige Lastaufschaltungen im Bereich von 50% auf 100% Nennlast mit guter Übereinstimmung zu den Messungen simuliert werden können.

Schlagworte :

Simulation, Dieselmotor, dynamisches Betriebsverhalten, Zylinderkennfeld

Abstract

In this thesis, an extensive program system to simulate the transient behaviour of diesel engine systems was created. Besides low calculation time, a flexible architecture was required. This enables any operator to adapt the simulation to all possible engine configurations, quickly and easily, without requiring modifications to the source code. In order to achieve this level of flexibility, a strictly modular approach to the simulation was necessary.

In the simulation, the different components of the engine are described either by a characteristic map, an equation system or a respective combination of both. The cylinder process is modelled by an n-dimensional, stationary map to reduce the computing time of the transient simulation. In advance of the simulation, the cylinder map is created by a purpose designed thermodynamic cycle calculation program. Since the complete operating area of the engine must be stored in the cylinder map, a zero-dimensional approach known as the 'fill and emptying' method was chosen.

The ability to reproduce the transient behaviour of the diesel engine system has been investigated under various load change reactions. Reference measurements supplied by different engine manufactures were available. It can be shown that even with extremely sudden load increases, of the order of 50% to 100% nominal load, simulation data compares well to the reference measurements.

catchwords :

simulation, diesel engine, transient behaviour, cylinder map

Vorwort

Diese Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als Wissenschaftlicher Mitarbeiter des Institutes für Technische Verbrennung der Universität Hannover. Mein besonderer Dank gilt Prof. Dr.-Ing. habil. G. P. Merker für die Möglichkeit, diese Arbeit erstellen zu können und die Übernahme des Referates. Seine Anregungen und die fachlichen Diskussionen sind eine große Hilfe bei der Bearbeitung gewesen. Für die Übernahme des Koreferates bedanke ich mich bei Prof. Dr.-Ing. D. Mewes, der an der Universität Hannover das Institut für Verfahrenstechnik leitet. Ebenso gebührt mein Dank Prof. Dr.-Ing. M. Gietzelt, Institut für Kältetechnik und angewandte Wärmetechnik, Universität Hannover, für die freundliche Übernahme des Vorsitzes der Promotionskommission.

Der Inhalt dieser Arbeit ist im wesentlichen das Resultat der Bearbeitung des Forschungsvorhabens 'GPA-Großmotor', das von der Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. finanziert wurde. Mein Dank gilt den Mitgliedern des Arbeitskreises, insbesondere dem Obmann, Herrn Dr.-Ing. P. Eilts, MAN B&W Augsburg, für die intensive Unterstützung und Förderung des Vorhabens sowie die Versorgung mit betriebsinternen Meßdaten.

Weiterhin gilt mein Dank allen Kollegen und Mitarbeitern des Institutes, die jederzeit bereit waren, bei den unterschiedlichsten Problemen Hilfestellung zu leisten und damit die Bedeutung des Wortes Teamgeist für mich neu geprägt haben. Dazu gehören selbstverständlich auch die studentischen Hilfskräfte sowie alle Studien- und Diplomarbeiten. Mein besonderer Dank gebührt auch den Mitarbeitern des Institutes, die durch die Hilfe bei den vielen alltäglichen Dingen einen großen Teil zu meiner Arbeit beigetragen haben, allen voran unsere Sekretärin und unsere Technischen Zeichnerin.

Schließlich geht mein ganz besonderer Dank an meine Frau und meine Tochter, ohne deren Unterstützung die Erstellung dieser Arbeit nicht denkbar gewesen wäre.

Da diese Arbeit im April 1996 begonnen wurde, erlaube ich mir, aus rein praktischen Erwägungen, die Rechtschreibreform zu ignorieren und hier die alten Rechtschreibregeln anzuwenden.

Hannover, im Juli 1999

Michael Gerstle

*„Simulation ist Wahrheit,
laß Dich von den Tatsachen nicht beirren.“*

Antrittsvorlesung
Prof. Dr.-Ing. G. P. Merker

Inhaltsverzeichnis

| | |
|--|------------|
| Kurzfassung | I |
| Abstract | II |
| Vorwort | III |
| Inhaltsverzeichnis | V |
| Nomenklatur | VII |
| 1 Einleitung | 1 |
| 1.1 Einführung und Problemstellung | 1 |
| 1.2 Stand der Forschung | 2 |
| 1.3 Aufgabenstellung | 5 |
| 2 Modellbildung Viertakt-Motor | 7 |
| 2.1 Modulares Motormodell | 7 |
| 2.2 Modellierung des Zylinderprozesses | 8 |
| 2.2.1 Grundlagen der Füll- und Entleermethode | 9 |
| 2.2.2 Brennverlauf | 12 |
| 2.2.3 Einspritzverzug, Zündverzug und Brenndauer | 17 |
| 2.2.4 Wandwärmestrom | 19 |
| 2.3 Modellierung der Motorkomponenten | 23 |
| 2.3.1 Leitungssystem | 23 |
| 2.3.2 Aufladesystem | 27 |
| 2.3.3 Einspritzsystem und Regler | 33 |
| 2.3.4 Weitere Komponenten | 40 |
| 3 Modellbildung Zweitakt-Motor | 45 |
| 3.1 Grundlagen des Ladungswechselprozesses | 45 |
| 3.1.1 Kenngrößen | 46 |
| 3.1.2 Spülverfahren | 46 |

| | | |
|----------|---|------------|
| 3.2 | Ladungswechselmodelle | 49 |
| 3.2.1 | Ideales Verdrängungsmodell | 50 |
| 3.2.2 | Ideales Mischungsmodell | 53 |
| 3.2.3 | Verdrängungs/Mischungs-Modell | 55 |
| 3.2.4 | Crest-Modell | 59 |
| 3.3 | Brennverlauf | 61 |
| 4 | Simulationsprogramm | 64 |
| 4.1 | Kennfelderstellungsprogramm | 64 |
| 4.1.1 | Arbeitsprozeßrechnung | 66 |
| 4.1.2 | Parametervariation | 67 |
| 4.2 | Simulationsprogramm GPA/ATMOS | 71 |
| 4.3 | Simulationsmodell | 75 |
| 5 | Momentenrekonstruktion | 78 |
| 5.1 | Rekonstruktionsansatz | 79 |
| 5.2 | Schleppmoment | 80 |
| 5.3 | Nutzmoment | 83 |
| 5.4 | Indiziertes Moment | 87 |
| 6 | Simulationsergebnisse | 92 |
| 6.1 | Stationäre Simulation | 93 |
| 6.1.1 | Über ein Arbeitsspiel gemittelte Prozeßgrößen | 93 |
| 6.1.2 | Prozeßgrößen innerhalb des Arbeitsspiels | 95 |
| 6.1.3 | Bewertung der stationären Simulationsergebnisse | 98 |
| 6.2 | Kennfeldinterpolation | 99 |
| 6.2.1 | Kennfeldparameter | 99 |
| 6.2.2 | Interpolationsgenauigkeit | 107 |
| 6.2.3 | Bewertung der Kennfeldinterpolation | 110 |
| 6.3 | Dynamische Simulation | 111 |
| 6.3.1 | Parameterversorgung | 111 |
| 6.3.2 | Einfluß der Reglerparameter bei Lastabwurf | 112 |
| 6.3.3 | Wärmeübergang im Abgasbehälter | 116 |
| 6.3.4 | Lastaufschaltungen | 118 |
| 6.3.5 | Bewertung der dynamischen Simulation | 121 |
| 7 | Schlußbetrachtung | 122 |
| 7.1 | Zusammenfassung | 122 |
| 7.2 | Ausblick | 124 |
| 8 | Literaturverzeichnis | 125 |

Nomenklatur

Konstanten

| Zeichen | Beschreibung | Wert | Einheit |
|---------|---------------------------------------|-----------|---------|
| R_0 | Ideale Gaskonstante für trockene Luft | 0,2871 | kJ/kgK |
| π | Kreiszahl | 3,1415927 | - |

Symbole und Formelzeichen

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|-----------------|---|------------------|
| A | Fläche | m ² |
| A_K | Kolbenbodenfläche | m ² |
| a, b, c | Koeffizienten zur Bestimmung des Zündverzuges nach Wolfer | - |
| a, b, c, d | Koeffizienten zur Bestimmung des Umsetzungsgrades nach Betz | - |
| a, b, n | Koeffizienten für den Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf | - |
| a_1, a_2, a_3 | Koeffizienten für Bestimmung der inneren Energie nach Zacharias | - |
| A_B | vom Kolben freigegebene Büchsenfläche | m ² |
| A_{Beh} | Behälteroberfläche | m ² |
| A_D | Querschnittsfläche der Drossel | m ² |
| A_{geo} | geometrische Querschnittsfläche | m ² |
| $a_{W, Beh}$ | Temperaturleitfähigkeit der Behälterwand | m/s ² |
| b | Mischungsfaktor | - |
| c | Konstante zur Umrechnung der Brenndauer | - |
| $c_{0, T}$ | maximale, theoretisch mögliche Durchflußgeschwindigkeit | m/s |
| C_1 | Konstante für Wärmeübergangsmodell | - |
| C_2 | Konstante für Wärmeübergangsmodell | m/s/K |
| C_2^* | Konstante für Wärmeübergangsmodell | m/s/K |
| c_m | mittlere Kolbengeschwindigkeit | m/s |
| c_{max} | Maximalwert für Ladungskurzschlußkonstante | - |
| c_p | spezifische isobare Wärmekapazität | kJ/kg/K |
| $c_{p, W, Beh}$ | spezifische Wärmekapazität der Behälterwand | kJ/kg/K |
| c_u, c_m | Drallzahl | - |
| c_v | spezifische isochore Wärmekapazität | kJ/kg/K |
| D | Dämpfungskonstante | s ⁻¹ |
| d_{AGK} | innerer Durchmesser des Abgaskrümmers | m |
| d_{Beh} | hydraulischer Durchmesser des Behälters | m |
| d_i | innerer Ventilsitzdurchmesser | m |
| $d_{i, AV}$ | innerer Durchmesser des Auslaßventils | m |
| $d_{T, m}$ | mittlerer Turbinendurchmesser | m |
| d_Z | Bohrungsdurchmesser der Laufbüchse | m |
| E | Energie | J |
| E_{RGZ} | Energie in der Restgaszone | J |
| f_G | Grenzfrequenz | Hz |
| f | Koeffizient für Ladungswechselart | - |

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|-------------------|--|---------------------|
| F_M | Massenkraft | Nm |
| H | Enthalpie | J |
| h | spezifische Enthalpie | kJ/kg |
| H_A | ausgeströmte Enthalpie | J |
| \dot{H}_A | ausströmende Enthalpie | J/s |
| h_A | spezifische ausgeströmte Enthalpie | kJ/kg |
| h_{AV} | Hub des Auslaßventils | m |
| H_{BB} | blow-by Enthalpie | J |
| h_{BB} | spezifische blow-by Enthalpie | kJ/kg |
| H_E | eingeströmte Enthalpie | J |
| \dot{H}_E | einströmende Enthalpie | J/s |
| h_E | spezifische eingeströmte Enthalpie | kJ/kg |
| H_{RGZ} | Enthalpie der Restgaszone | J |
| h_{RGZ} | spezifische Enthalpie der Restgaszone | kJ/kg |
| H_U | unterer Heizwert | kJ/kg |
| h_V | Ventilhub | m |
| $i_{M,P}$ | Übersetzung Motordrehzahl/Pumpendrehzahl | - |
| $i_{M,V}$ | Übersetzung Motordrehzahl/Einspritzverstellerdrehzahl | - |
| J | polares Trägheitsmoment, auf Wellendrehzahl reduziert | kgm ² |
| k | Konstante für Wärmeübergangsmodell nach MAN B&W | - |
| k | Anzahl der Zeitschritte für Mittelwertbildung | - |
| k | Momentenanteil | - |
| k_1 | Konstante für Brennverlauf (aufsteigende Flanke) | - |
| k_2 | Konstante für Brennverlauf (absteigende Flanke) | - |
| k_{ers} | Ersatzwärmedurchgangszahl | W/m ² /K |
| K_R | Proportionalverstärkung | - |
| k_V | Quotient aus Druckverhältnis und bezogenem Verdichtermassenstrom | s/kg |
| l_B | Länge des Behälters | m |
| L_{min} | Mindestluftverhältnis | - |
| m | Masse | kg |
| m | Formfaktor Vibe-Ersatzbrennverlauf | - |
| m_A | ausgeströmte Masse | kg |
| \dot{m}_A | aus dem Zylinder austretender Massenstrom | kg/s |
| \dot{m}_A | Abgasmassenstrom | kg/s |
| m_B | Brennstoffmasse | kg |
| \dot{m}_{Beh} | mittlerer Massenstrom durch Behälter | kg/s |
| $m_{B,bez}$ | bezogene, pro Arbeitsspiel eingebrachte Brennstoffmasse | kg/Pa |
| m_{BB} | blow-by Masse | kg |
| m_{Beh} | Behältermasse | kg |
| m_D | Formfaktor für Diffusionsphase | - |
| m_{D1}, m_{D2} | Konstanten für Umrechnung des Formfaktors der Diffusionsphase | - |
| m_E | eingeströmte Masse | kg |
| \dot{m}_E | in den Zylinder eintretender Massenstrom | kg/s |
| $m_{FL,A}$ | Frischladungsmasse, die in den Auslaß gelangt | kg |
| $m_{FL,E}$ | Frischladungsmasse, die je ASP durch den Einlaß strömt | kg |
| $m_{FL,Z}$ | tatsächliche Frischladungsmasse im Zylinder | kg |
| $m_{ges,E,A,Z}$ | gesamte Masse durch Einlaß, Auslaß, im Zylinder | kg |
| M_{ind} | indiziertes Motormoment | Nm |
| M_{LAST} | Lastmoment | Nm |
| m_{LL} | Ladeluftmasse | kg |
| \dot{m}_{LLK} | Ladeluftkühlermassenstrom | kg/s |
| m_{osz} | oszillierende Massenanteile von Pleuel und Kolben | kg |
| $m_{RG,Z}$ | Restgasmasse im Zylinder | kg |
| m_{RGZ} | Masse in der Restgaszone | kg |
| \dot{m}_{stoch} | stöchiometrischer Gasmassenstrom | kg/s |
| \dot{m}_T | Turbinenmassenstrom | kg/s |

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|-------------------|---|-------------------------------------|
| $\dot{m}_{T,bez}$ | bezogener Turbinenmassenstrom | kg/s |
| M_T | Turbinenantriebsmoment | Nm |
| $m_{th,Z}$ | theoretisch mögliche Frischladungsmasse im Zylinder | kg |
| \dot{m}_{uv} | unverbrannter Gasmassenstrom | kg/s |
| \dot{m}_V | Verdichterassenstrom | kg/s |
| M_V | Verdichterantriebsmoment | Nm |
| $M_{V,bez}$ | bezogenes Verdichterantriebsmoment | Nm |
| $m_{Z,AÖ}$ | Masse im Zylinder bei Öffnen des Auslasses | kg |
| $M_{Z,Grund}$ | Grundmoment eines Zylinders | Nm |
| $M_{Z,ind}$ | indiziertes Zylindermoment | Nm |
| $M_{Z,Nutz}$ | Nutzmoment eines Zylinders | Nm |
| $M_{Z,Schlepp}$ | Schleppmoment eines Zylinders | Nm |
| \dot{m}_{zu} | zuströmender Gasmassenstrom | kg/s |
| n_{ATL} | Drehzahl der Laderwelle | min ⁻¹ |
| n_{ESP} | Einspritzpumpendrehzahl | min ⁻¹ |
| n_F | gefiltertes Drehzahlsignal | min ⁻¹ |
| n_M | Motordrehzahl | min ⁻¹ |
| $n_{M,nenn}$ | Nenn Drehzahl des Motors | min ⁻¹ |
| n_T | Drehzahl der Turbinenwelle | min ⁻¹ |
| $n_{T,bez}$ | bezogene Turbinendrehzahl | min ⁻¹ /K ^{0,5} |
| n_V | Verdichterdrehzahl | min ⁻¹ |
| $n_{V,bez}$ | bezogene Verdichterdrehzahl | min ⁻¹ |
| p | Druck | Pa |
| p_0 | Schleppdruck für Wärmeübergangsmodell | Pa |
| p_{ES} | Druck im Zylinder bei Schließen des Einlasses | Pa |
| P_{ind} | indizierte Leistung | W |
| P_{Last} | Lastleistung | W |
| p_{LL} | Ladeluftdruck | Pa |
| p_{LL} | Ladeluftdruck | Pa |
| $p_{m,ind}$ | indizierter Mitteldruck | Pa |
| $p_{m,ind}$ | indizierter Mitteldruck | Pa |
| $p_{m,R}$ | Reibmitteldruck | Pa |
| $P_{Z,Grund}$ | Grunddruck eines Zylinders | Pa |
| Pr | Prandtlzahl | - |
| P_T | Tangentialdruck | Pa |
| P_{TM} | Massen-Tangentialdruck | Pa |
| P_{TG} | Gas-Tangentialdruck | Pa |
| p_U | Umgebungsdruck | Pa |
| p_Z | Zylinderdruck | Pa |
| Q_B | Brennstoffwärme | J |
| $Q_{B,Diffusion}$ | Brennstoffwärme in Diffusions-Verbrennung | J |
| $Q_{B,ges}$ | gesamte Brennstoffwärme | J |
| $Q_{B,max}$ | maximale Wärmefreisetzung | J |
| $Q_{B,Premixed}$ | Brennstoffwärme in Premixed-Verbrennung | J |
| Q_{B1} | Kraftstoffwärme aufsteigende Flanke | J |
| Q_{B2} | Kraftstoffwärme abfallende Flanke | J |
| Q_{KW} | an Kühlwasser übertragene Wärme | J |
| \dot{Q}_{KW} | Kühlwasserwärmestrom | W |
| Q_{LLK} | im Ladeluftkühler übertragene Wärme | J |
| Q_W | Wandwärme | J |
| $Q_{W,RGZ}$ | Wärmeenergie in Restgaszone | J |
| R | Gaskonstante | kJ/kg/K |
| r | Radius der Kurbelexzentrizität | m |
| Re | Reynoldszahl | - |
| R_{th} | Ersatzwärmeleitkoeffizient | W/m ² /K |
| $s_{W,Beh}$ | Behälterwandstärke | m |
| $s_{W,ers}$ | Ersatzwandstärke | m |
| T | Temperatur | K |

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|-------------------|---|-------------------|
| t | Zeit | s |
| T_I | Verzögerungskonstante | s |
| T_A | Abgastemperatur | K |
| T_A | Temperatur am Auslaß | K |
| $T_{A\ddot{O}}$ | Temperatur des Zylindergases bei Öffnen des Auslasses | K |
| T_{AS} | Temperatur des Zylindergases bei Schließen des Auslasses | K |
| T_{Beh} | Behältertemperatur | K |
| \bar{T}_{Beh} | mittlere Behältertemperatur | K |
| T_{bez} | Bezugstemperatur | K |
| T_D | Differentiationszeitkonstante | s |
| T_E | Temperatur am Einlaß | K |
| T_{ES} | Temperatur im Zylinder bei Einlaß schließt | K |
| T_I | Integrationszeitkonstante | s |
| \bar{T}_{KW} | mittlere Kühlwassertemperatur | K |
| $T_{KW,e}$ | Kühlwassereintrittstemperatur | K |
| T_N | Nachstellkonstante | s ⁻¹ |
| T_{RGZ} | Temperatur der Restgaszone | K |
| T_U | Umgebungstemperatur | K |
| T_W | Wandtemperatur | K |
| $\bar{T}_{W,Beh}$ | mittlere Behälterwandtemperatur | K |
| \bar{T}_Z | mittlere Zylindertemperatur | K |
| U | innere Energie | J |
| u | spezifische innere Energie | kJ/kg |
| U_{RGZ} | innere Energie in der Restgaszone | J |
| u_{RGZ} | spezifische innere Energie in der Restgaszone | kJ/kg |
| u_T | Umfangsgeschwindigkeit der Turbine am mittleren Durchmesser | m/s |
| V | Volumen | m ³ |
| V_C | Kompressionsvolumen | m ³ |
| V_{ES} | Zylindervolumen bei Einlaß schließt | m ³ |
| $V_{FL,Z}$ | Volumen der Frischladungszone im Zylinder | m ³ |
| $V_{FL,Z}^*$ | vorläufiges Frischladungszonenvolumen | m ³ |
| V_h | Hubvolumen eines Zylinders | m ³ |
| $V_{RG,Z}$ | Volumen der Restgaszone im Zylinder | m ³ |
| V_{RGZ} | Volumen der Restgaszone | m ³ |
| V_{RGZ}^* | vorläufiges Restgaszonenvolumen | m ³ |
| $\dot{V}_{V,bez}$ | bezogener Verdichtervolumenstrom | m ³ /s |
| V_Z | Zylindervolumen | m ³ |
| W | Arbeit | J |
| W_T | von Turbine abgegebene Arbeit | J |
| W_V | vom Verdichter aufgenommene Arbeit | J |
| W_Z | Volumenänderungsarbeit | J |
| x' | bezogene Kolbengeschwindigkeit | - |
| x'' | bezogene Kolbenbeschleunigung | - |
| x_0 | Konstante zur Bestimmung der Brennstoffmassenverteilung | - |
| x_d | normierte Regeldifferenz | - |
| $x_{P,BR}$ | Brennstoffmassenanteil der Premixed-Verbrennung | - |
| $x_{P,BR,AP}$ | Brennstoffmassenanteil der Premixed-Verbrennung, Auslegungspunkt | - |
| x_R | Regelstangenstellung | mm |
| $x_{R,max}$ | maximale Regelstangenstellung | mm |
| $x_{R,max,AP}$ | Koeffizient zur Bestimmung der maximalen Regelstangenstellung | mm |
| $x_{R,min}$ | minimale Regelstangenstellung | mm |
| $x_{R,min,AP}$ | Koeffizient zur Bestimmung der minimalen Regelstangenstellung | mm |
| y | auf gesamte Brenndauer bezogene dimensionslose Kurbelwellenposition | - |
| y_1 | dimensionslose Brenndauer (aufsteigende Flanke) | - |
| y_2 | dimensionslose Brenndauer (absteigende Flanke) | - |
| z | Anzahl der Ventile | - |

Griechische Symbole und Formelzeichen

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|--------------------------|---|---------------------|
| $\bar{\alpha}$ | mittlerer Wärmeübergangskoeffizient | W/m ² /K |
| α | Wärmeübergangskoeffizient | W/m ² /K |
| $\alpha_{W, Beh}$ | Wärmeübergangskoeffizient Behälterwand | W/m ² /K |
| β | relative Ladungsmenge | - |
| β | Ventilsitzwinkel | Grad |
| $\beta_{E,A,Z}$ | Reinheitsgrad Einlaß, Auslaß, Zylinder | - |
| $\Delta h_{T, is}$ | isentropes spezifisches Enthalpiegefälle | kJ/kg |
| $\Delta h_{V, is}$ | isentropes spezifisches Enthalpiegefälle am Verdichter | kJ/kg |
| $\Delta \varphi_{BD}$ | Brenndauer | °KW |
| $\Delta \varphi_{BD, D}$ | Brenndauer der Diffusions-Phase | °KW |
| $\Delta \varphi_{BD, P}$ | Brenndauer der Premixed-Phase | °KW |
| $\Delta \varphi_{EV}$ | Einspritzverzögerung | °KW |
| $\Delta \varphi_{FB}$ | Koeffizient zur Berechnung des Förderbeginns durch Einspritzversteller | °KW |
| $\Delta \varphi_{ZV}$ | Zündverzögerung | °KW |
| Δm_{Grenz} | Koeffizient zur Bestimmung der minimalen Regelstangenstellung | mm/Pa |
| $\Delta p_{m, R, 1}$ | drehzahlabhängiger Teilreibmitteldruck | Pa |
| $\Delta p_{m, R, 2}$ | Teilreibmitteldruck in Abhängigkeit des ind. Mitteldruckes | Pa |
| $\Delta p_{m, R, 3}$ | Teilreibmitteldruck in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit | Pa |
| $\Delta s_{Schritt}$ | Schrittweite bei Kennfelderstellung | - |
| $\Delta \tau_{ZV}$ | Zündverzögerung | 10 ⁻³ ·s |
| $\Delta x_{R, max}$ | Koeffizient zur Berechnung der maximalen Regelstangenstellung | mm |
| $\Delta x_{R, max}$ | Koeffizient zur Bestimmung der maximalen Regelstangenstellung | mm/Pa |
| $\Delta x_{R, min}$ | Koeffizient zur Bestimmung der minimalen Regelstangenstellung | mm/Pa |
| ε | Verdichtungsverhältnis | - |
| ε | Ladungskurzschlußfaktor | - |
| η | dynamische Viskosität | Ns/m ² |
| η_L | Liefergrad | - |
| $\eta_{M, m}$ | mechanischer Wirkungsgrad des Motors | - |
| η_S | Spülwirkungsgrad | - |
| $\eta_{T, is}$ | isentroper Turbinenwirkungsgrad | - |
| $\eta_{T, is, max}$ | maximaler isentroper Turbinenwirkungsgrad | - |
| $\eta_{T, m}$ | mechanischer Turbinenwirkungsgrad | - |
| η_U | Umsetzungsgrad | - |
| $\eta_{V, is}$ | isentroper Verdichterwirkungsgrad | - |
| $\eta_{V, m}$ | mechanischer Verdichterwirkungsgrad | - |
| φ | Kurbelwellenposition | °KW |
| $\varphi_{Diffusion}$ | Kurbelwellenposition in Diffusions-Verbrennungsphase | °KW |
| φ_{EO} | Kurbelwellenposition Einlaß öffnet | °KW |
| φ_{ES} | Kurbelwellenposition Einlaß schließt | °KW |
| φ_{FB} | Förderbeginn | °KW |
| $\varphi_{FB, 0}$ | Koeffizient zur Berechnung des Förderbeginns durch Einspritzversteller | °KW |
| φ_{max} | Kurbelwellenposition der maximalen Wärmefreisetzung in Verbrennung | °KW |
| φ_{max} | Kurbelwellenposition des maximalen Momentes | °KW |
| $\varphi_{Premixed}$ | Kurbelwellenposition in Premixed-Verbrennungsphase | °KW |
| φ_{VA} | Verbrennungsanfang | °KW |
| φ_{VA} | Kurbelwellenposition Verbrennungsanfang | °KW |
| φ_{VE} | Kurbelwellenposition Verbrennungsende | °KW |
| κ | Isentropenexponent | - |
| λ | Verbrennungsluftverhältnis | - |
| λ_A | Luftaufwand | - |
| $\dot{\lambda}_A$ | Luftaufwandsgradient | - |
| λ_L | Liefergrad | - |

| Zeichen | Beschreibung | Einheit |
|--------------------|--|-----------------------------------|
| λ_{RB} | Verbrennungsluftverhältnis an der Rußgrenze | - |
| λ_S | Schubstangenverhältnis | - |
| $\lambda_{W, Beh}$ | Wärmeleitfähigkeit der Behälterwand | W/m/K |
| μ | Durchflußbeiwert | - |
| μ_T | Durchflußbeiwert der Turbine | - |
| v_{Gas} | Gasgeschwindigkeitsglied für Wärmeübergangsmodell nach Woschni | m/s |
| Π_T | Turbinendruckverhältnis | - |
| Π_V | Verdichterdruckverhältnis | - |
| Π_Z | Zylinderdruckverhältnis | - |
| ρ | Dichte | kg/m ³ |
| ρ_{bez} | Bezugsdichte | kg/m ³ |
| $\rho_{FL,Z}$ | Dichte des Gases in der Frischladungszone | kg/m ³ |
| $\rho_{RG,Z}$ | Dichte des Gases in der Restgaszone | kg/m ³ |
| $\rho_{W, Beh}$ | Dichte der Behälterwand | kg/m ³ |
| τ | dimensionslose Ladungswechselzeit | - |
| τ^* | dimensionslose charakteristische Ladungswechseldauer | - |
| ω_0 | Eigenfrequenz | s ⁻¹ |
| ω_M | Winkelgeschwindigkeit des Motors | s ⁻¹ |
| ω_T | Winkelgeschwindigkeit der Turbine | s ⁻¹ |
| $\omega_{T, bez}$ | bezogene Winkelgeschwindigkeit der Turbinenwelle | s ⁻¹ /K ^{0,5} |
| ω_V | Winkelgeschwindigkeit der Verdichterwelle | s ⁻¹ |
| $\omega_{V, bez}$ | bezogene Winkelgeschwindigkeit der Verdichterwelle | - |
| ω_W | Winkelgeschwindigkeit der Welle | s ⁻¹ |
| ξ | Korrekturfaktor zur Zonenvolumenbestimmung | - |
| ψ | Durchflußfunktion | - |
| Ψ | spezifische Kühlleistung | W |
| ζ | Druckverlustbeiwert | - |

Abkürzungen

| Abkürzung | Beschreibung |
|-----------|---|
| AD/DA | Analog-Digital/Digital-Analog (-Wandlung) |
| AGK | Abgaskrümmmer |
| AÖ | Auslaß öffnet |
| AP | Auslegungspunkt |
| AS | Auslaß schließt |
| ASP | Arbeitsspiel |
| ATL | Abgasturboaufladung |
| DBR | drehzahlabhängige Füllungsbegrenzung |
| EÖ | Einlaß öffnet |
| ES | Einlaß schließt |
| FHS | Fahrhebelstellung |
| FLZ | Frischladungszone |
| FVV | Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e.V. |
| GK | Generatorkurve |
| GPA | Gesamtprozeßanalyse |
| LDA | ladeluftdruckabhängige Füllungsbegrenzung |
| OT | oberer Totpunkt |
| PHEBV | Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf |
| PK | Propellerkurve |
| RGZ | Restgaszone |
| SP | Stützpunkt |
| UT | unterer Totpunkt |

1 Einleitung

1.1 Einführung und Problemstellung

Der hoch aufgeladene, direkt einspritzende Großdieselmotor ist auch heute, knapp 100 Jahre nach Erteilung des Patentes an Rudolf Diesel, die Wärme-Kraft-Maschine mit dem höchsten Wirkungsgrad. Er wird überall dort eingesetzt, wo hohe spezifische Motorleistung und geringer Kraftstoffverbrauch gefordert sind, z.B. in Dieselmotoren oder Antriebsanlagen von Lokomotiven und Schiffen. Dabei existieren neben Kombinationen aus mehreren Großdieselmotoren zu einer Antriebseinheit auch Lösungen, in denen andere Antriebsmaschinen, wie z.B. Gasturbinen, mit Großdieselmotoren verbunden werden.

Die Anforderungen, die an die Antriebsaggregate von Dieselmotorenanlagen gestellt werden, sind in den letzten Jahren stark gestiegen und werden sich auch in naher Zukunft weiter verschärfen. In zunehmendem Maße wird nicht nur die Leistungsentwicklung der Motoren an den Kraftstoffverbrauch gekoppelt werden, auch die geänderten umweltpolitischen Rahmenbedingungen werden die weitere Entwicklung der Großdieselmotorenanlagen spürbar beeinflussen. Des Weiteren ist ein immer stärker ausgeprägter Trend in Richtung hoher Automatisierungsgrad und hohe Betriebssicherheit zu beobachten, um bei hohen Anlagen- und Personalkosten unproduktive Ausfall- oder Wartungszeiten so weit wie möglich zu reduzieren.

Die thermodynamische Kopplung der intermittierend arbeitenden Hubkolbenmaschine mit den kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschinen Turbine und Verdichter führt gerade im transienten Betrieb zu Problemen. Zum einen steht das erforderliche Drehmoment bei Beschleunigungsvorgängen erst verzögert an der Kurbelwelle zur Verfügung. Das System Turbolader muß zunächst beschleunigt werden, um den nötigen Ladeluftdruck aufzubringen und damit die entsprechende Ladeluftmasse dem Zylinder zur Verfügung stellen zu können. Zum anderen tritt eine Erhöhung der Schadstoffemissionen, des Kraftstoffverbrauches und der Abgastemperatur auf.

Bislang erfolgte bei Großdieselmotoranlagen im wesentlichen die Auslegung durch eine getrennte Optimierung der einzelnen Teilkomponenten. Eine optimale Abstimmung der gesamten Antriebsanlage in bezug auf Schadstoffemissionen, Kraftstoffverbrauch und instationäres Verhalten setzt jedoch eine detaillierte Analyse des Zusammenwirkens aller enthaltenen Teilkomponenten voraus. In der Projektierungsphase sind die komplexen Wechselwirkungen der verschiedenen Komponenten oft nicht mehr überschaubar. Systematische experimentelle Untersuchungen an Großdieselmotorenanlagen sind in der Praxis nahezu ausgeschlossen. Folglich sind Neuentwicklungen von Antriebsanlagen und deren Optimierungsprozesse kosten- und zeitintensiv. Aus diesem Grund wird der Einsatz der numerischen Simulation, insbesondere zur Darstellung des dynamischen Verhaltens der Anlage, in zunehmendem Maße ange-

strebt. Weiterhin verbessert die Simulation das Verständnis des Übergangsverhaltens der gesamten Antriebsanlage. Sämtliche Größen werden zu jeder Zeitphase darstellbar und können ohne versuchstechnische Einschränkungen variiert und untersucht werden.

Die mathematischen Methoden zur Berechnung der thermodynamischen Vorgänge in der Verbrennungskraftmaschine stehen seit über 30 Jahren zur Verfügung. Die intermittierende Arbeitsweise der Hubkolbenmaschinen erfordert zur Simulation der Verbrennung und des Ladungswechsels sehr kleine Schrittweiten. Instationäre Zustandsänderungen bei Großdieselmotoren ziehen sich jedoch, bedingt durch die Trägheiten der Teilkomponenten, im allgemeinen über eine große Anzahl von Arbeitsspielen hin. Für die numerische Simulation mittels der Kreisprozeßrechnung ergeben sich dadurch auch mit modernen Computersystemen sehr hohe Rechenzeiten. Die Kreisprozeßrechnung wird deshalb in den meisten Fällen zur Simulation stationärer Betriebspunkte verwendet, die erzielbare Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung ist hierbei sehr gut.

Zur kostengünstigen numerischen Simulation des transienten Verhaltens von Antriebsanlagen ist man gezwungen, einerseits eine Möglichkeit der exakten Beschreibung der thermodynamischen Zusammenhänge des Zylinderprozesses, wie sie die Kreisprozeßrechnung liefert, zu verwenden. Andererseits ist es nötig, eine schnelle Verfügbarkeit der Prozeßgrößen zur Reduzierung der Rechenzeit zu gewährleisten. Eine solche Möglichkeit bietet der Einsatz von n-dimensionalen Zylinderkennfeldern, die in der dynamischen Simulation die Kreisprozeßrechnung ersetzen. Dieses Verfahren hat sich für schnell laufende Viertakt-Dieselmotoren bewährt.

Die Methoden zur Berechnung von schnell laufenden Dieselmotoren lassen sich zwar grundsätzlich auf Großdieselmotoren übertragen, jedoch sind die besonderen Verhältnisse dieser Motoren zu berücksichtigen. Zum einen kommen hier auch Zweitakt-Dieselmotoren zum Einsatz, deren Ladungswechselprozeß ungemein komplizierter darzustellen ist, zum anderen unterscheiden sich die Betriebsbedingungen der Großdieselmotoren z.T. wesentlich von denen der kleinen, schnell laufenden Dieselmotoren. So wird beispielsweise der moderne Großdieselmotor mit Ladeluftdrücken von 4 bar und mehr beaufschlagt, im Zylinder können Spitzendrücke von über 180 bar entstehen. Zum Vergleich : Fahrzeugdieselmotoren werden selten mit mehr als 1,2 bar aufgeladen und erzeugen dabei Spitzendrücke, die im allgemeinen deutlich unter 150 bar liegen.

Bislang sind keine Arbeiten bekannt, die das dynamische Betriebsverhalten sowohl von mittelschnell und langsam laufenden als auch von Zwei- und Viertakt-Großdieselmotoren mit Hilfe der Interpolation von über einem Arbeitsspiel gemittelten Prozeßgrößen aus stationären, n-dimensionalen Zylinderkennfeldern untersuchen.

1.2 Stand der Forschung

Das Potential der numerischen Simulation bei der Optimierung von Dieselmotoren führte schon früh zum Einsatz von Rechensystemen zur Darstellung der thermodynamischen Zusammenhänge. Zur Abbildung des Dieselmotors sind verschiedene Arten der Modellierung entwickelt worden, die, entsprechend der jeweils angestrebten Zielsetzung, die unterschiedlichen Teilprozesse in der geforderten Modelltiefe beschreiben. Woschni (1965) stellte ein Programm zur Berechnung des realen Kreisprozesses von Dieselmotoren vor, in dem zur detail-

lierten Untersuchung zylinderinterner Prozeßgrößen die Differentialgleichungen für Energie- und Massenerhaltung schrittweise gelöst werden. Verschiedene Autoren griffen diese Ansätze auf und versuchten, mittels geeigneter Teilmodelle für den Ladungswechselprozeß, auch Zweitakt-Dieselmotoren zu simulieren. So stellten Benson und Brandham (1969) ein Ladungswechselmodell vor, das sich aus einer Kombination von Idealer Mischung und Idealer Verdrängung zusammensetzt. In verschiedenen Simulationen untersuchten sie für einen gleichstromgespülten Zweitakt-Dieselmotor den Ladungswechselprozeß und konnten den Einfluß von Ladelufttemperatur, Wärmeverlusten an die Zylinderbauteile und Frischladungsverlusten in den Auslaß nachweisen. Streit und Borman (1971) entwickelten ein Simulationsprogramm, das die Darstellung eines längsgespülten Zweitakt-Dieselmotors ermöglichte. Ein detailliertes Modell von Turbine und Verdichter erlaubte die Berücksichtigung der Fluktuation von Ladelufttemperatur und -druck sowie Abgastemperatur und -druck. In Verbindung mit einer ausführlichen Beschreibung der Zustände in den Ladeluft- und Abgasleitungen sowie des Wandwärmeübergangs im Zylinder wurden sehr gute Übereinstimmung zu Vergleichsmessungen erzielt. Der Einfluß verschiedener Auslaßkonfigurationen auf den Zweitakt-Prozeß konnte nachgewiesen werden.

Mit der von Bulaty (1974) eingeführten Darstellung von Turbinenkennfeldern und der Darstellung des Verdichters als Kennfeld gelang Beinecke (1975) die Simulation von ein- und zweistufig aufgeladenen Dieselmotoren. Benson und Bradham (1977) stellten ein verbessertes Ladungswechselmodell für den Zweitakt-Dieselmotor vor, das in mehreren Ladungswechselphasen den Prozeß mit drei Zonen beschreibt. Integriert in ein Kreisprozeßrechenprogramm gelang es, die ausführlichen, von Dedeoglu (1971) veröffentlichten Messungen nachzurechnen. Einen Beitrag zur Berechnung von mittelschnell laufenden Schiffsdieselmotoren veröffentlichte Boy (1980), in dem unter anderem der Einfluß der Ventilüberschneidung, der Ladeluftkühlung, des Volumens der Abgasleitung und der zusätzlichen Lufteinblasung in den Zylinder und in die Abgasleitung auf das Beschleunigungsverhalten des Motors untersucht wurde.

Aufbauend auf diesen Arbeiten entwickelte Zellbeck (1981) ein Programm, das die Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren ermöglichte. Dabei stand das Beschleunigungsverhalten eines Fahrzeugdieselmotors und Untersuchungen von Lastaufschaltungen im Generatorbetrieb im Vordergrund. Zellbeck (1981) konnte neben den Auswirkungen von Stoß- und Stauaufladung auch die ladeluftdruckabhängige Füllungsbegrenzung untersuchen und die Optimierungsmöglichkeiten der Simulationsrechnung zur Verbesserung des Lastannahmeverhaltens im Generatorbetrieb nutzen. Quarg (1984) entwickelte ein Programm zur Untersuchung der Dynamik von kleinen, schnell laufenden Dieselmotoren, mit dem er die Aufladung durch Turbolader und Druckwellen darstellen konnte. Dabei verwendete er allerdings einen gemessenen und damit vorgegebenen Brennverlauf. Auf den Regler für die Einspritzpumpe wurde ebenfalls verzichtet. Zwar konnten mangels der fehlenden Reglerdarstellung die Lastaufschaltungen nicht optimal reproduziert werden, eine interessante Erkenntnis der Untersuchungen ist der positive Effekt, den eine Abgasleitungsisolierung auf das Verhalten bei der Motorbeschleunigung hat.

Betz (1985) untersuchte die Kraftstoffumsetzung beim Betrieb des Dieselmotors unter Luftmangel und führte einen experimentell abgesicherten Umsetzungsgrad ein. Er integrierte seine Erkenntnisse in das von Zellbeck (1981) erstellte Kreisprozeßrechenprogramm und untersuchte die Auswirkungen der thermischen Trägheit von Zylinderbauteilen sowie den Einfluß von ein- und mehrstufiger Aufladung auf das Beschleunigungsverhalten von schnell laufenden, aufgeladenen Dieselmotoren. Die für einen Nutzfahrzeugmotor erzielten Simulationser-

gebnisse zeigten gute Übereinstimmung zu Meßwerten. Doll (1989) entwickelte eine Möglichkeit, den Brennverlauf von einem Auslegungspunkt aus für jeden beliebigen anderen Betriebspunkt umzurechnen. Bei Berücksichtigung von Pumpen- und Reglercharakteristik gelang es ihm, seine durch Messungen am Motorenprüfstand ermittelten stationären und dynamischen Ergebnisse mit sehr guter Übereinstimmung nachzurechnen.

Das transiente Betriebsverhalten eines Eisbrechers, der mit einem langsam laufenden Zweitakt-Dieselmotor ausgestattet ist, konnte von Larmi (1993) mit einem Kreisprozeßrechenprogramm bei sehr guter Übereinstimmung zu Messungen simuliert werden. Gegenstand der Untersuchungen waren unter anderem Lastwechselforgänge, die sich durch den Kontakt sowohl des Schiffes als auch des Propellers mit dem Eis ergaben. Larmi (1993) stellte dabei fest, daß in der dynamischen Simulation der Betrachtung des Wärmeübergangs im Abgassystem eine entscheidende Rolle zukommt.

Neben den Ansätzen zur Darstellung der Verbrennungskraftmaschine mittels der Kreisprozeßrechnung sind verschiedene andere Verfahren entwickelt worden. Rosenkranz (1982) hat in einem Simulationsprogramm für regeltechnische Systeme die Elemente des Dieselmotors aus einzelnen Regelgliedern aufgebaut und simulierte damit dessen dynamisches Verhalten. Das Modell wurde zur Untersuchung von Einflüssen der Turboladergeometrie, Ladeluftkühlung sowie einer Konstant-Luftverhältnis-Regelung auf das Beschleunigungsvermögen von Nutzfahrzeugmotoren verwendet. Diesen Ansatz griff Safarovic (1988) auf und paßte ihn an die Verhältnisse von schnell laufenden Fahrzeugdieselmotoren an. Besonders die Einflüsse von Veränderungen an der Turbinengeometrie und dem Schluckverhalten auf das transiente Betriebsverhalten waren Gegenstand seiner Untersuchungen. Kafar (1987) erfaßte das vom Dieselmotor zur Verfügung gestellte Drehmoment als Polynom vierten Grades, in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und der eingespritzten Kraftstoffmasse. Die Koeffizienten des Polynoms können aus den stationären Betriebspunkten des Motors gewonnen werden. In der dynamischen Simulation werden zwei Differentialgleichungen verwendet, die die thermische Trägheit und den verzögerten Ladeluftdruckaufbau beschreiben. Schmidt und Isermann (1992) stellten ein Modell zur Beschreibung des Dieselmotors vor, in dem zunächst für den Zylinder mit der stationären Kreisprozeßrechnung Parameterfelder bestimmt wurden. Mit Hilfe dieser Parameterfelder, die für jeden Zylinder getrennt aufgestellt werden können, wird eine Gewichtsfunktion ermittelt, die zur Berechnung des Verlaufes des indizierten Zylindermomentes dient. Das Moment wird in Abhängigkeit von Temperatur und Ladeluftmasse zu Beginn der Verdichtung, Einspritzmenge, Förderbeginn, Drehzahl und Temperaturen der Zylinderbauteile berechnet. Durch die Verwendung der z -Transformation, einer speziellen Form der Laplace-Transformation, wird das so erzeugte winkeldiskrete Modell im z -Bereich dargestellt, um die komplexen Zusammenhänge des Zeitbereiches auf einfache Weise im Bildbereich lösen zu können.

Schwarz (1993) stellte eine Methode vor, mit der es gelingt, die genaue Beschreibung der thermodynamischen Zusammenhänge, wie sie mit der Kreisprozeßrechnung möglich sind, mit der schnellen Verfügbarkeit der nötigen Prozeßgrößen zu koppeln. Der Zylinderprozeß wird dazu im Vorfeld der dynamischen Simulation mittels eines Kreisprozeßrechenprogramms für den gesamten Betriebsbereich berechnet und in Form eines n -dimensionalen Kennfeldes abgelegt. In der dynamischen Simulation werden die gespeicherten, über ein Arbeitsspiel gemittelten Größen in Abhängigkeit der Betriebsbedingungen aus dem Kennfeld interpoliert. Schwarz (1993) verwendete dieses Verfahren zur Simulation des Anfahrverhaltens eines aufgeladenen Diesel-Kraftfahrzeuges. Östreicher (1995) griff diese Technik auf und verwendete eine modifizierte Kennfeldstruktur, in der drei Kennfelder mit jeweils fünf Dimensionen den

indizierten Mitteldruck, den Massenstrom und die Enthalpie des in den Auslaß strömenden Gases beschreiben. Im Gegensatz zum gemittelten, indizierten Drehmoment bei Schwarz (1993) wird zur verbesserten Darstellung des Momentes ein Rechteckimpuls angenommen, der nur im Expansionstakt auftritt. Untersuchungen an einem Generatoraggregat, zwei Schiffsantriebsanlagen mit zweistufiger Aufladung sowie einer Fahrzeugantriebsanlage, alle samt hoch aufgeladene, schnell laufende Viertakt-Dieselmotoren, zeigten, daß mittels Kennfeldinterpolation für den Zylinderprozeß das transiente Betriebsverhalten sehr gut darstellbar ist. Es wurde zudem nachgewiesen, daß ein derartiges dynamisches Antriebsanlagenmodell geeignet ist, neue Regelungsstrategien auch ohne versuchstechnische Unterstützung zu entwickeln und zu erproben.

Parallel zur Weiterentwicklung der nulldimensionalen¹ Einzonen-Modelle sind in der Simulationstechnik verbesserte Modelle zur Darstellung des Hochdruckprozesses entstanden. Durch die Unterteilung des Brennraumes in mehrere Zonen läßt sich das Einzonen-Modell zum Mehrzonen-Modell erweitern. Wird die durch die Verbrennung freigesetzte Wärme durch einen Ersatzbrennverlauf vorgegeben, so kann unter Verwendung des erweiterten Zeldovich-Mechanismus die in der Zone des verbrannten Gemisches stattfindende thermische NO-Bildung berechnet werden. Ein derartiger Ansatz findet sich beispielsweise bei Merker et al. (1993). Durch die Modellierung von Strahlausbreitung, Gemischbildung, Zündung und Verbrennung mittels halbempirischen Untermodellen entstehen die sogenannten quasidimensionalen oder phänomenologischen Mehrzonen-Modelle. Ansätze dazu findet man bei Hohlbaum (1992), der die NO-Bildung in direkt einspritzenden Dieselmotoren untersucht hat. Auch Rußbildungsmechanismen lassen sich in die Mehrzonen-Modelle integrieren. Durch die Verwendung von Modellen mit mehreren Zonen steigt jedoch der Rechenaufwand drastisch an.

Neben den Ein- und Mehrzonenmodellen sind die sogenannten CRFD-Codes (**computational reactiv fluid dynamics**) entstanden. Diese dreidimensionalen Modelle berücksichtigen das instationäre Strömungsfeld im Zylinder. Der daraus entstehende Rechenaufwand übertrifft den der Mehrzonen-Modelle um ein vielfaches. Selbst CRFD-Codes benötigen für wichtige Teilprozesse des Verbrennungsmotors wie z.B. Strahlausbreitung, Gemischbildung, Zündung oder Verbrennungsablauf halbempirische Untermodelle. Eine wirklich exakte Modellierung ist auch mit diesen Modellen nicht möglich, da wichtige Teilprozesse der dieselmotorischen Verbrennung auch heute noch nicht hinreichend genau bekannt sind und zudem die Rechenkapazitäten der modernen Großrechnersysteme nicht ausreichen, um den Prozeß mit der erforderlichen geringen Gittergröße und Schrittweite zu berechnen.

1.3 Aufgabenstellung

Ziel dieses Vorhabens ist die Entwicklung eines umfassenden Programmsystems zur Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens von Großdieselmotorenanlagen. Dabei ist neben möglichst kurzen Rechenzeiten auch eine flexible Struktur des Programmes anzustreben, die es ermöglicht, unterschiedliche Anlagenkonfigurationen auf einfache Weise darzustellen und hinsichtlich ihres Übergangsverhaltens zu simulieren und zu optimieren. Die Bearbeitung erfolgt exemplarisch am Beispiel einer Schiffsantriebsanlage. Im Vordergrund der Untersuchung steht die Abbildung des Systems Großdieselmotor und seiner zahlreichen Teilkomponenten wie z.B. Auflade- oder Regelsystem.

¹ Nulldimensional bedeutet in diesem Zusammenhang, daß der Impulssatz für das Zylindergas nicht betrachtet wird. Die kinetische Energie der Gasteilchen wird als vollständig verwirbelt angenommen.

Die Forderung nach möglichst kurzen Rechenzeiten legt die von Schwarz (1993) vorgestellte und von Östreicher (1995) verbesserte Methode der Verwendung von Kennfeldinterpolation als Ersatz für die Darstellung des Zylinders durch die Kreisprozeßrechnung nahe. Damit ergibt sich für die Modellierung des Großdieselmotors die Bearbeitung von zwei wesentlichen Teilbereichen. Zum einen ist ein geeignetes Programm zur Erzeugung der stationären Zylinderkennfeldern zu erstellen und durch den Vergleich mit entsprechenden Meßwerten abzusichern. Zum anderen ist der Großdieselmotor mit seinen Teilkomponenten möglichst modular aufgebaut in ein Simulationsprogramm zu integrieren, um die Flexibilität des Systems und die Anwendbarkeit auf verschiedene Systemkonfigurationen zu gewährleisten.

Zur Erzeugung der Zylinderkennfelder eignet sich prinzipiell jedes Kreisprozeßrechenprogramm. Ein nulldimensionaler Ansatz, auch als Füll- und Entleermethode bekannt, ermöglicht mit guter Übereinstimmung die Abbildung des Zylinderprozesses bei vertretbarem Rechenaufwand. Die Berechnung des Zylinderprozesses durch Zwei- oder Mehrzonen-Modelle erfordert eine deutlich feinere Schrittweite zur Simulation des Hochdruckprozesses und führt in Verbindung mit den zusätzlich zu lösenden Gleichungen zu einer Steigerung des Rechenaufwandes, je nach Modelltiefe um 3 bis 5 Zehnerpotenzen im Vergleich zum nulldimensionalen Einzonen-Modell. Zur Untersuchung der thermischen NO-Bildung, die immerhin ca. 95% der NO-Bildung ausmacht, ist jedoch die Kenntnis der lokalen Temperaturverteilung unerlässlich. Da eine Untersuchung der Abgasemissionen nicht im Vordergrund steht und in den Kennfeldern lediglich die über ein Arbeitsspiel gemittelten Werte abgelegt werden, kann auf die Verwendung von Mehrzonen- und phänomenologischen Modellen aus Gründen der geforderten Genauigkeit und der nötigen Rechenzeit verzichtet werden. Zur Kennfelderstellung ist deshalb ein Programm auf der Basis der Füll- und Entleermethode zu erstellen, das in der Lage ist, die besonderen Verhältnisse von Großdieselmotoren zu berücksichtigen.

Die Untersuchungen des transienten Betriebsverhaltens erfordert die Integration eines Modells des Großdieselmotors in ein entsprechendes Simulationsprogramm. Neben kommerziellen Lösungen wie z.B. das Programmpaket Mathlab/Simulink[®] steht das FVV-Programm GPA zur Verfügung, das unlängst mit einer komfortablen grafischen Benutzeroberfläche für Pre- und Post-Processing, ATMOS, ausgestattet wurde. Da zusätzlich sowohl sämtliche Bausteine als auch das Simulationsprogramm selbst als Quellcode erhältlich sind, bietet es sich an, als Simulationwerkzeug das FVV-Programmpaket GPA/ATMOS zu verwenden. Die zur Beschreibung des Großdieselmotors nötigen Modelle der Teilkomponenten werden als Bausteine in das Programm integriert.

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse werden keine eigenen Messungen durchgeführt, da entsprechende Vergleichswerte sowohl von stationären Betriebspunkten als auch von dynamischen Zustandsänderungen von verschiedenen Motorenherstellern zur Verfügung stehen.

2 Modellbildung Viertakt-Motor

Die in Antriebsanlagen enthaltenen Großdieselmotoren sind in der Regel keine Serienprodukte, sondern werden häufig speziell für den benötigten Anwendungszweck konfiguriert. Dabei können die verschiedensten Konstellationen des Aufladesystems, der Regelstrategie oder anderer Teilbereiche auftreten. Um ein flexibles Simulationsprogramm zu erstellen, das in der Lage ist, die unterschiedlichsten Komponentenkonfigurationen mit geringen Aufwand darzustellen, ist eine streng modulare Abbildung des Dieselmotoraggregates erforderlich.

2.1 Modulares Motormodell

Moderne aufgeladene Großdieselmotoren sind komplexe Systeme, die sich aus einer Vielzahl von einzelnen Teilkomponenten zusammensetzen. Um der Forderung nach modularer Abbildung des Motors nachzukommen, ist es zweckmäßig, zunächst das gesamte Aggregat in die verschiedenen Bauteilgruppen zu 'zerlegen'. Diese werden dann entsprechend der geforderten Modelltiefe beschrieben und programmiert. Bild 2.1 zeigt den schematischen Aufbau eines Großdieselmotors mit seinen zugehörigen Komponenten. Grundsätzlich läßt sich eine Einteilung in die folgenden vier Hauptgruppen vornehmen :

- Ladelufttrakt,
- Abgastrakt,
- Kraftstoffversorgung mit Regler und
- Kernmotor.

Der *Ladelufttrakt* enthält typische Elemente wie Luftfilter, Ladeluftleitungen und -behälter, Ladeluftkühler und Verdichter. Analog dazu setzt sich der *Abgastrakt* aus Komponenten wie Schalldämpfer, Abgasleitungen und -behälter und Turbine zusammen. Eine Umblasevorrichtung kann einen direkten Fluß von Ladeluft unter Umgehung der Zylinder in den Abgastrakt ermöglichen. Turbine und Verdichter sind üblicherweise über eine Welle mit entsprechender Drehmasse starr gekoppelt.

Die *Kraftstoffversorgung* enthält die Komponenten, die für die Kraftstoffzufuhr und deren Regelung nötig sind. Dazu zählt zum einen die Einspritzpumpe, gegebenenfalls mit separatem Einspritzversteller, zum anderen ein entsprechendes Regelsystem, inklusive der nötigen Aktuatoren und Mechanismen zur Füllungsbegrenzung.

Der eigentliche *Kernmotor* besteht aus den Zylindern, dem Kühlmittelkreislauf, dem Schmiermittelkreislauf, einer Komponente zur Beschreibung der durch die Motorreibung entstehenden Verluste sowie der Kurbelwelle und ihrer Drehmasse. An der Kurbelwelle steht das effektive Motormoment zur Verfügung bzw. wird über die angeschlossene Arbeitsmaschine ein Lastmoment aufgeprägt.

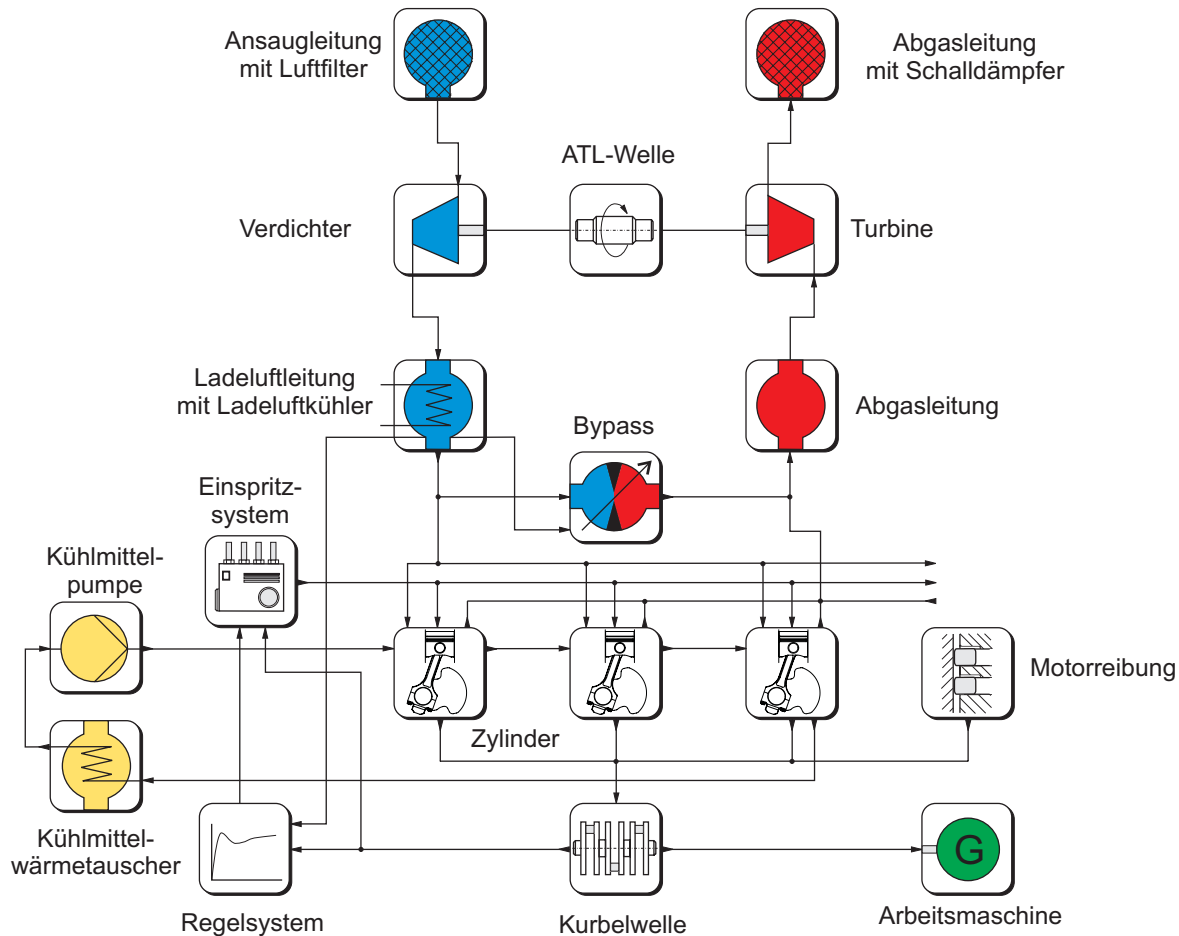


Bild 2.1 Modulares Motormodell zur Darstellung des Großdieselmotors

Aus den einzelnen Teilkomponenten des Dieselmotors lässt sich nahezu jede beliebige Motor-konfiguration erzeugen, beispielsweise durch Hinzufügen weiterer Zylinder oder einer zusätzlichen ATL-Gruppe für Register- oder zweistufige Aufladung. An der Kurbelwelle lässt sich eine Arbeitsmaschine in Form eines Generators oder Propulsionssystems anschließen.

2.2 Modellierung des Zylinderprozesses

Als zentrales Element des Dieselmotors kann der Zylinderprozeß betrachtet werden. Im Zylinder wird die im Kraftstoff gebundene chemische Energie über den Umweg der Wärme in mechanische Energie umgewandelt. Die Darstellung des Zylinderprozesses kann auf verschiedene Arten erfolgen. Steht bei der Simulation die Untersuchung zylinderinterner Phänomene im Vordergrund, so bietet es sich an, den Zylinder mit Hilfe der thermodynamischen Kreisprozeßrechnung abzubilden. Innerhalb der Kreisprozeßrechnung sind die enthaltenen Teilmodelle der geforderten Genauigkeit anzupassen. Um eine rein energetische Betrachtung des Zylinders vorzunehmen, reicht die Darstellung mittels eines nulldimensionalen Ein-Zonen Modells unter Verwendung eines Ersatzbrennverlaufes, z.B. nach Vibe (1970), in den meisten Fällen aus. Sollen die Schadstoffemissionen untersucht werden, so ist die Kenntnis der lokalen Temperaturverteilung nötig. Ein Zwei-Zonen Zylindermodell, wie es beispielsweise von Hohlbaum (1992) vorgeschlagen wird, oder ein phänomenologisches Mehr-Zonen Modell, wie es bei Stiesch und Merker (1998) beschrieben wird, kann dafür herangezogen werden.

In dieser Arbeit steht die Untersuchung der Gesamtantriebsanlage im Vordergrund. Der Dieselmotor stellt in diesem System die Momentenquelle dar. Detaillierte Informationen über die zylinderinternen Vorgänge sind nicht erforderlich, so daß der Zylinderprozeß mit über einem Arbeitsspiel gemittelten Werten durch die Kennfeldinterpolation beschrieben werden kann. Zur Erzeugung der Zylinderkennfelder wird ein Kreisprozeßrechenprogramm verwendet, das auf der Basis der Füll- und Entleermethode die thermodynamischen Zusammenhänge beschreibt. Eine detaillierte Erläuterung der mathematischen und physikalischen Zusammenhänge der Kreisprozeßrechnung findet man beispielsweise bei Zellbeck (1981), Betz (1985) oder Schwarz (1993). In dieser Arbeit wird deshalb lediglich auf die wesentlichen Grundlagen und Besonderheiten eingegangen, die zur Bearbeitung des Großdieselmotors nötig erscheinen.

2.2.1 Grundlagen der Füll- und Entleermethode

Der Zylinder wird als offenes, instationär durchströmtes, thermodynamisches System betrachtet, das zu jedem Zeitpunkt als homogen angenommen werden soll. Bild 2.2 zeigt den Aufbau des Systems. Die Brennraumwände (Kolben, Zylinderbüchse und Zylinderdeckel) bilden die Systemgrenze, an der die Massen- und Energieströme bilanziert werden. Die Massenbilanz kann in differentieller Form zur Beschreibung der zeitlichen Änderung der Masse im Zylinder wie folgt formuliert werden :

$$\frac{dm_Z}{d\varphi} = \frac{dm_B}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} + \frac{dm_A}{d\varphi} + \frac{dm_{BB}}{d\varphi} \quad (2.1)$$

In vielen Fällen kann der ‘blow-by’-Verlust zwischen Zylinderlaufbüchse und Kolbenring-spalt vernachlässigt werden.

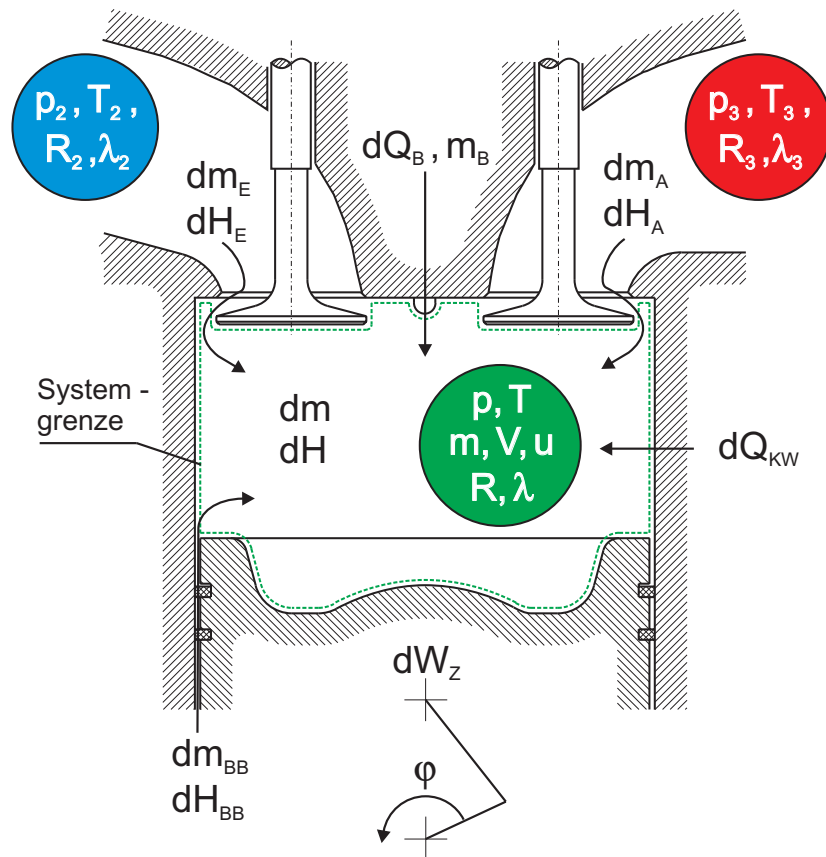


Bild 2.2 Kreisprozeßrechnung - thermodynamisches System Zylinder

Mit Hilfe des 1. Hauptsatzes der Thermodynamik läßt sich die Energiebilanz an der Systemgrenze in differentieller Form aufstellen :

$$\frac{dE_Z}{d\varphi} = \frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dW_Z}{d\varphi} + \frac{dQ_W}{d\varphi} + \frac{dH_E}{d\varphi} + \frac{dH_A}{d\varphi} + \frac{dH_{BB}}{d\varphi} . \quad (2.2)$$

Auf der rechten Seite von Gleichung (2.2) finden sich die dem System durch den Brennstoff zugeführte Wärmemenge

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dm_B}{d\varphi} \cdot H_u \quad , \quad (2.3)$$

die abgegebene Volumenänderungsarbeit

$$\frac{dW_Z}{d\varphi} = -p_Z \cdot \frac{dV_Z}{d\varphi} \quad , \quad (2.4)$$

die an das Kühlwasser über die Brennraumwände übertragenen Wandwärmeströme

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} \cdot \sum_i \alpha_i \cdot A_i \cdot (T_{W,i} - T_Z) \quad , \quad (2.5)$$

der durch den Einlaß eintretende Enthalpiestrom

$$\frac{dH_E}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} \cdot h_E \quad , \quad (2.6)$$

der durch den Auslaß austretende Enthalpiestrom

$$\frac{dH_A}{d\varphi} = \frac{dm_A}{d\varphi} \cdot h_A \quad (2.7)$$

sowie der durch den Kolbenringpalt ‘verlorene’ Enthalpiestrom

$$\frac{dH_{BB}}{d\varphi} = \frac{dm_{BB}}{d\varphi} \cdot h_{BB} \quad . \quad (2.8)$$

Je nachdem in welcher Phase des Arbeitsspiels man sich befindet (Kompression, Verbrennung, Expansion, Ladungswechsel), sind die einzelnen Terme der Massen- und Energiebilanz entweder gleich Null zu setzen oder gemäß den nachfolgenden Beziehungen zu berechnen. Zur Beschreibung des Gaszustandes kann die bekannte thermische Zustandsgleichung

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \quad (2.9)$$

verwendet werden. Für die meisten Anwendungsfälle ist es zulässig, mit der idealen Gaskonstante für trockene Luft ($R_0 = 0,2871$ kJ/kg/K) zu arbeiten. Für genauere Berechnungen im Bereich von kleinen Verbrennungsluftverhältnissen oder hohen Spitzendrücken, wie sie bei hochaufgeladenen Großdieselmotoren vorkommen können, ist gegebenenfalls der Realgas einfluß zu berücksichtigen. Für das thermodynamische System Zylinder kann die Änderung der inneren Energie gleich der Änderung der Systemenergie gesetzt werden :

$$\frac{dE_Z}{d\varphi} = \frac{dU_Z}{d\varphi} = \frac{d(m_Z \cdot u_Z)}{d\varphi} = u_Z \cdot \frac{dm_Z}{d\varphi} + m_Z \cdot \frac{du_Z}{d\varphi} \quad . \quad (2.10)$$

Ein weit verbreiteter Ansatz zur Bestimmung der spezifischen inneren Energie stammt von Justi (1934), der eine empirische Funktion in Abhängigkeit von Temperatur und Verbrennungsluftverhältnis vorschlägt. Der typische Betriebsbereich von Großdieselmotoren mit

Spitzendrücken im Bereich von 200 bar legt jedoch nahe, einen Ansatz zu wählen, der die Druckabhängigkeit der spezifischen inneren Energie berücksichtigt :

$$u = f(p, T, \lambda) \quad . \quad (2.11)$$

Einen derartigen Ansatz findet man z.B. bei Zacharias (1966, 1970). Dementsprechend kann das Differential der Änderung der inneren Energie formuliert werden :

$$\frac{dU_Z}{d\varphi} = u_Z \cdot \frac{dm_Z}{d\varphi} + m_Z \cdot \left(\frac{\partial u_Z}{\partial T_Z} \cdot \frac{dT_Z}{d\varphi} \Big|_{p, \lambda} + \frac{\partial u_Z}{\partial p_Z} \cdot \frac{dp_Z}{d\varphi} \Big|_{T, \lambda} + \frac{\partial u_Z}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} \Big|_{p, T} \right) \quad . \quad (2.12)$$

Unter Annahme eines homogenen Gemisches aus Luft und Abgaskomponenten und der sofortigen, vollständigen Umsetzung des Kraftstoffes läßt sich die Zusammensetzung der Gasmasse im Zylinder zu jedem Zeitpunkt mit Hilfe des Luftverhältnisses wie folgt beschreiben :

$$\frac{d\lambda}{d\varphi} = \frac{1}{L_{\min}} \cdot \frac{m_B \cdot \frac{dm_{LL}}{d\varphi} - m_{LL} \cdot \frac{dm_B}{d\varphi}}{m_B^2} \quad . \quad (2.13)$$

Die innere Energie kann über die kalorischen Zustandsgroßen auch in der Form

$$U_Z = m_Z \cdot u_Z = m_Z \cdot c_V \cdot T_Z \quad (2.14)$$

dargestellt werden, wobei die spezifische isochore Wärmekapazität wie folgt definiert ist :

$$c_V = \frac{\partial u}{\partial T} \Big|_{V, \lambda} \quad . \quad (2.15)$$

Aus den Gleichungen (2.2), (2.12) und (2.14) läßt sich schließlich die Differentialgleichung für die Änderung der Temperatur des Zylindergases ableiten :

$$\begin{aligned} \frac{dT_Z}{d\varphi} = \frac{1}{m_Z \cdot c_V} \cdot \left(\frac{dQ_B}{d\varphi} + \frac{dm_E}{d\varphi} h_E + \frac{dm_A}{d\varphi} h_A + \frac{dm_{BB}}{d\varphi} h_{BB} + \frac{dQ_W}{d\varphi} \right. \\ \left. - p_Z \cdot \frac{dV_Z}{d\varphi} - u_Z \cdot \frac{dm_Z}{d\varphi} - m_Z \cdot \left(\frac{\partial u_Z}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{d\varphi} + \frac{\partial u_Z}{\partial p_Z} \cdot \frac{dp_Z}{d\varphi} \right) \right) \quad . \quad (2.16) \end{aligned}$$

Durch die gekoppelten Differentialgleichungen der Massenbilanz und der Temperaturänderung liegt ein Randwertproblem vor. Durch die schrittweise Integration mit Ermittlung der Randbedingungen wird es in ein Anfangswertproblem überführt. Die oszillierende Bewegung des Kolbens hat zur Folge, daß sich das Zylindervolumen in Abhängigkeit der Kurbelwellenstellung ändert :

$$V_Z = V_C + \frac{V_h}{2} \cdot \left(1 - \cos \varphi + \frac{1 - \sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \varphi}}{\lambda_s} \right) \quad \text{mit} \quad V_C = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad . \quad (2.17)$$

Durch Differentiation und geeignete Umstellung erhält man die Volumenänderung in Abhängigkeit der Kurbelwellenstellung, eingesetzt in (2.4) läßt sich die an den Kolben abgegebene Volumenänderungsarbeit bestimmen :

$$\frac{dW_Z}{d\varphi} = -p_Z \cdot V_h \cdot \left(\sin \varphi + \frac{\lambda_s}{2} \cdot \frac{\sin 2\varphi}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \cdot \sin^2 \varphi}} \right) \quad . \quad (2.18)$$

Zur Berechnung der Ladeluft- und Abgasmassenströme durch die Ladungswechselorgane (Ventile oder Schlitze) sowie den Kolbenringspalt werden diese als Drosselstellen modelliert. Der durchgesetzte Massenstrom wird mit Hilfe der Durchflußgleichung und experimentell ermittelter Durchflußbeiwerte bestimmt.

$$\frac{dm}{d\varphi} = \frac{1}{\omega_M} \cdot \mu \cdot \psi \cdot A_{Geo} \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \quad (2.19)$$

Die Durchflußfunktion ergibt sich aus dem Druckverhältnis und dem Isentropenexponenten :

$$\psi = \sqrt{2 \cdot \frac{\kappa}{\kappa - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (2.20)$$

Während bei Zweitakt-Motoren die geometrische Öffnungsfläche der vom Kolben freigegebenen Schlitzfläche entspricht und relativ einfach aus der Geometrie zu bestimmen ist, läßt sich für Viertakt-Motoren der Öffnungsquerschnitt aus der Anzahl der Ventile, dem Ventilhub, dem inneren Ventilsitzdurchmesser sowie dem Ventilhub berechnen :

$$A_{Geo} = z \cdot \pi \cdot h_V \cdot \cos \beta \cdot (d_i + h_V \cdot \sin \beta \cdot \cos \beta) \quad (2.21)$$

Der Ventilhub wird im allgemeinen als Funktion der Kurbelwellenstellung angegeben, der Durchflußbeiwert als Funktion des Ventilhubes. Ein für moderne Viertakt-Großdieselmotoren typischer Verlauf der Ventilerhebungskurve mit 90° KW Ventilüberschneidung sowie der entsprechenden Durchflußbeiwerte ist in Bild 2.3 dargestellt.

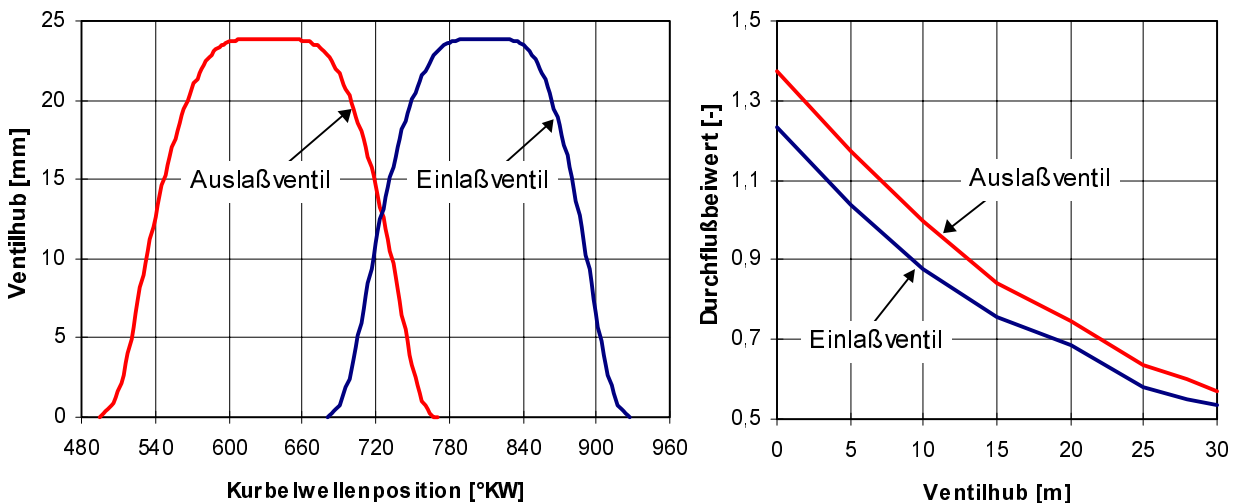


Bild 2.3 Typischer Verlauf einer Ventilhubkurve mit entsprechenden Durchflußbeiwerten

2.2.2 Brennverlauf

Dem System Zylinder wird über den Brennstoff Energie zugeführt, die im Verlauf der Verbrennung aus chemisch gebundener Energie in Wärme umgewandelt wird. Mit Hilfe der Druckverlaufsanalyse läßt sich die zeitliche Energiefreisetzung (Brennverlauf) im Zylinder während der Verbrennung berechnen. Benötigt wird dazu der im Betrieb gemessene Zylinderdruckverlauf. Durch Integration des Brennverlaufes erhält man die bis zu dem Zeitpunkt

freigesetzte Energiemenge (Summenbrennverlauf), so daß sich der indizierte Mitteldruck wie folgt bestimmen läßt :

$$p_{m,ind} = \oint \frac{p_z \cdot dV_z}{V_h} \quad (2.22)$$

In der Kreisprozeßrechnung wird dieser Prozeß als Transport einer Wärmemenge über die Systemgrenze betrachtet. Die Brennstoffwärme, die pro Arbeitsspiel in den Zylinder eingebracht wird, kann mit Hilfe der eingespritzten Kraftstoffmasse, des unteren Heizwertes und des Umsetzungsgrades berechnet werden :

$$Q_B = m_B \cdot H_U \cdot \eta_U \quad . \quad (2.23)$$

Betz (1984) ermittelt für den Umsetzungsgrad eine Abhängigkeit von dem Luftverhältnis, bei dem eine Abgasschwärzung mit der Rußziffer nach Bosch von $RB = 3,5$ erreicht wird.

$$\eta_U = \begin{cases} 1,0 & \text{für } \lambda \geq \lambda_{RB} \\ a \cdot \lambda \cdot e^{c \cdot \lambda} - b & \text{für } 1 < \lambda < \lambda_{RB} \\ 0,95 \cdot \lambda + d & \text{für } \lambda \leq 1 \end{cases} \quad (2.24)$$

Die empirischen Koeffizienten basieren auf den umfangreichen experimentellen Untersuchungen von Betz (1984) und lassen sich mit Hilfe des Luftverhältnisses, bei dem die o.g. Abgasschwärzung nach Bosch erreicht wird, wie folgt bestimmen :

$$c = -\frac{1}{\lambda_{RB}} \quad b = a \cdot e^c - 0,95 - d$$

$$d = -0,0375 - \frac{\lambda_{RB} - 1,17}{15} \quad a = \frac{0,05 - d}{\lambda_{RB} \cdot e^{c \cdot \lambda_{RB}} - e^c}$$

Diese Korrelation erlaubt die näherungsweise Vorausberechnung des Umsetzungsgrades in Abhängigkeit der zu messenden Rußgrenze. Sie ist gültig für den Bereich von $1,17 \leq \lambda_{RB} \leq 2,05$. Die Umsetzung der im Brennstoff gespeicherten chemischen Energie in Wärme erfolgt während der Verbrennungsphase. Mit Hilfe der Durchbrennfunktion bzw. dessen Ableitung (Brennverlauf) läßt sich der Prozeß beschreiben. Da die Ermittlung des Brennverlaufes aus Meßwerten kompliziert ist, sind verschiedene Methoden zur Beschreibung der Wärmefreisetzung entwickelt worden. Vibe (1970) schlägt einen Ersatzbrennverlauf der Form

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{Q_B}{\Delta\varphi_{BD}} \cdot 6,908 \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot e^{-6,902 \cdot y^{m+1}} \quad (2.25)$$

vor, in dem y der auf die Gesamtbrenndauer bezogene, dimensionslose Kurbelwinkel ist :

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{VA}}{\Delta\varphi_{BD}} \quad . \quad (2.26)$$

Aus dieser Gleichung geht hervor, daß sich der Brennverlauf außer durch die pro Arbeitsspiel zugeführte Brennstoffmasse mit Hilfe der drei Parameter Verbrennungsanfang, Brenndauer und Formparameter eindeutig beschreiben läßt. Um den für direkteinspritzende Dieselmotoren typischen Brennverlauf mit ausgeprägter Spitze durch den im Zündverzug aufbereiteten Kraftstoff besser wiedergeben zu können, ist von Oberg (1976) die Überlagerung von zwei Vibe-Funktionen im Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlauf erfolgreich angewendet worden. Der Brennverlauf wird dabei in der Form

$$\frac{dQ_{B,ges}}{d\varphi} = x_{P,BR} \cdot \frac{dQ_{B,Premixed}}{d\varphi_{Premixed}} + (1 - x_{P,BR}) \cdot \frac{dQ_{B,Diffusion}}{d\varphi_{Diffusion}} \quad (2.27)$$

dargestellt, wobei sowohl für die Premixed- als auch für die Diffusionsphase ein Teilbrennverlauf nach (2.25) anzugeben ist. Für den Brennstoffmassenanteil der Premixed-Verbrennung konnte Oberg (1976) eine Abhängigkeit von der Motordrehzahl, dem Luftverhältnis, dem Liefergrad, der Ladungsmenge und dem Zündverzug nachweisen :

$$x_{P,BR} = x_{P,BR,AP} \cdot n_M^{0,75} \cdot \lambda^{-0,1} \cdot \lambda_L^{-0,1} \cdot \beta^{-0,47} \cdot \Delta\varphi_{ZV}^{1,83} \quad \text{mit } x_{P,BR,AP} = 0,0087 . \quad (2.28)$$

Der Faktor $x_{P,BR,AP}$ ist gegebenenfalls an den Motor anzupassen. Der Brennbeginn von Premixed- und Diffusionsphase ist gleich, die Brenndauer jedoch abhängig vom Luftverhältnis :

$$\begin{aligned} \Delta\varphi_{BD,P} &= 15 \cdot \lambda^{-0,28} \\ \Delta\varphi_{BD,D} &= 95 \cdot \lambda^{-0,38} \end{aligned} \quad (2.29)$$

Durch die Verwendung von zwei Vibe-Funktionen steigt die Anzahl der nötigen Parameter für eine eindeutige Beschreibung des Brennverlaufes auf sieben an. Es werden jeweils drei Parameter für die beiden Vibe-Funktionen benötigt sowie ein Parameter, der die Verteilung der Brennstoffmassen auf die beiden Funktionen festlegt. Eine weiter verbesserte Darstellung der Premixed-Verbrennung ermöglicht der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf (PHEBV), der von Schreiner (1993) vorgestellt wurde. Durch vier Strecken (Polygonzug) und einem Hyperbelteil, für den

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = a + b \cdot (\varphi - \varphi_{VA})^n \quad (2.30)$$

gilt, läßt sich sowohl die Premixed- als auch die Diffusionsphase beschreiben. Zur Darstellung des Brennverlaufes durch den PHEBV benötigt man die neun Parameter Verbrennungsbeginn, Brenndauer bis zum Schwerpunkt der Verbrennung, Brenndauer bis zum Ende der Plateauphase, Maximalwert des Brennverlaufes in der Diffusionsphase, gesamte Brenndauer, Wert des Brennverlaufes am Ende der Verbrennung, Maximalwert in der Premixed-Phase, Premixed-Anteil an der Gesamtverbrennung und relative Lage des Maximums des Premixed-Peaks.

In Bild 2.4 sind die Ergebnisse der verschiedenen Ersatzbrennverläufe einem aus Messungen ermittelten Brennverlauf gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß während mit der einfachen Vibe-Funktion der Premixed-Peak nicht wiedergegeben werden kann, das Modell zumindest eine befriedigende Wiedergabe des qualitativen Verlaufes ermöglicht. Der Doppel-Vibe- und der PHEBV-Ansatz erlauben die Darstellung des Premixed-Peaks. Die Plateauphase, in der die Diffusionsverbrennung mit maximaler Energiefreisetzung abläuft, wird jedoch besser durch den PHEBV wiedergegeben.

Die Verwendung von Doppel-Vibe- oder Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf empfiehlt sich besonders bei Rechnungen im Teil- und Niedriglastbereich, da hier der Einfluß der Premixed-Verbrennung sehr stark ins Gewicht fällt. Allen Verfahren ist gemein, daß der Ersatzbrennverlauf zunächst aus Messungen für einen Auslegungspunkt ermittelt wird. Ist er für diesen Punkt bekannt, so kann der Brennverlauf für beliebige andere Betriebspunkte durch Umrechnung der Parameter ermittelt werden. In der Literatur finden sich allerdings nur wenige Ansätze für die Umrechnung von Brennverläufen auf geänderte Betriebsbedingungen. Woschni und Anisits (1973) geben zur Umrechnung des Formparameters der Vibe-Funktion die Beziehung

$$m = m_{AP} \cdot \left(\frac{\varphi_{ZV,AP}}{\varphi_{ZV}} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{p_{ES} \cdot T_{ES,AP}}{p_{ES,AP} \cdot T_{ES}} \right) \cdot \left(\frac{n_{M,AP}}{n_M} \right)^{0,3} \quad (2.31)$$

an, die nach Schwarz (1992) gute Übereinstimmung im höheren Drehzahlbereich liefert. Lediglich im niedrigen Drehzahlbereich bei geringer Last kommt es zu Abweichungen gegenüber den aus Messungen bestimmten Brennverläufen. Da keine anderen, physikalisch sinnvollen Zusammenhänge für eine Umrechnung der Formparameter bekannt sind, muß auf die Beziehung von Woschni und Anisits (1973) zurückgegriffen werden.

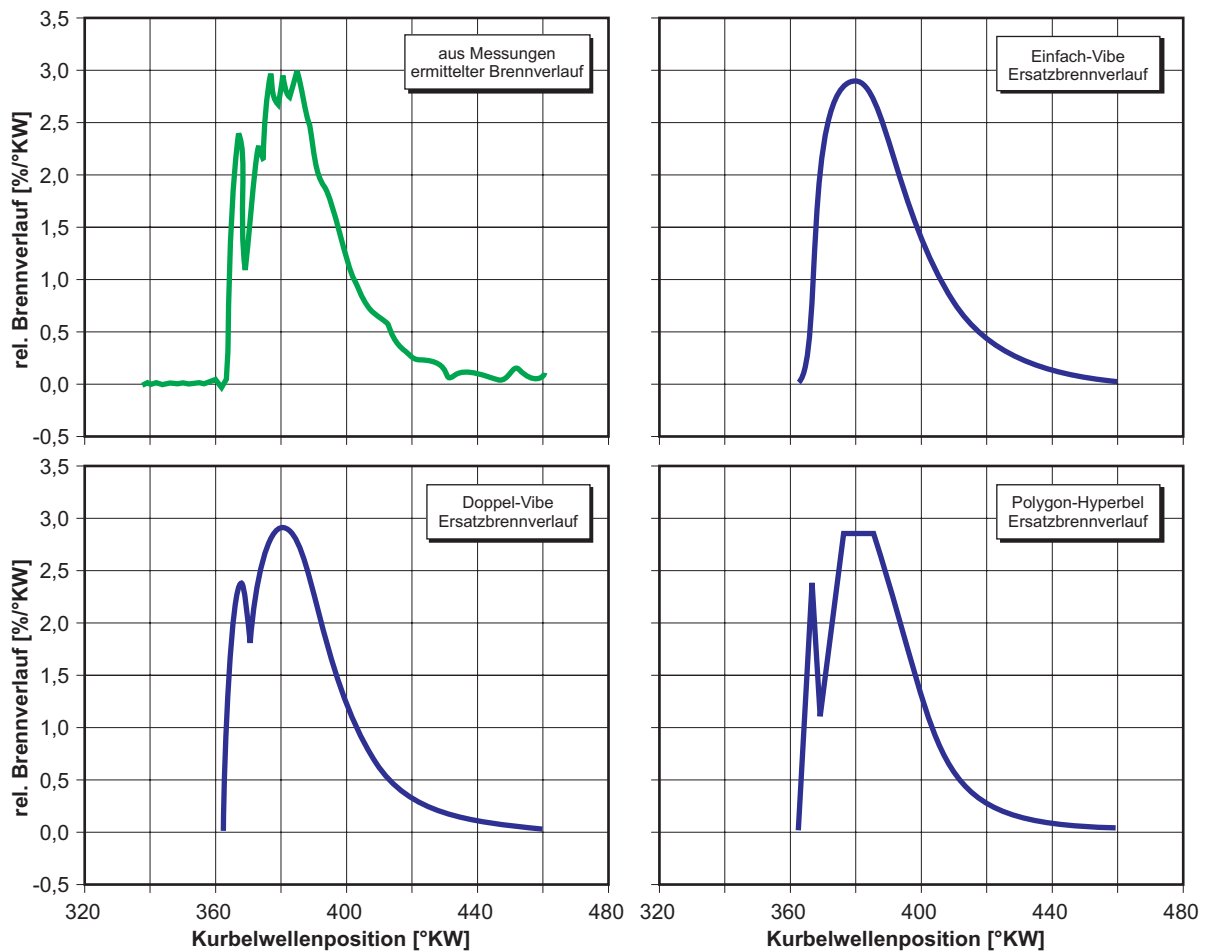


Bild 2.4 Verschiedene Ersatzbrennverläufe im Vergleich zu einem aus Messungen ermittelten Brennverlauf

Oberg (1976) geht bei der Umrechnung des Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlaufes davon aus, daß der Formfaktor für die Premixed-Phase als konstant angenommen werden kann. Die Brenndauer der Premixed-Phase ist gering (um 10° KW), eine Verschiebung des Maximums der Funktion durch Veränderung des Formparameters hat somit lediglich einen untergeordneten Einfluß auf den Brennverlauf. Der Formfaktor für die Diffusionsphase zeigt eine Abhängigkeit von der Motordrehzahl und vom Luftverhältnis und kann mit zwei empirischen Konstanten, die auf den verwendeten Motor abzustimmen sind, wie folgt auf andere Betriebspunkte übertragen werden :

$$m_D = m_{D1} \cdot n_M^{1,16} + m_{D2} \cdot \lambda^{-2,0} \quad (2.32)$$

Die Umrechnung des Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlaufes auf geänderte Betriebsbedin-

gungen wird bei Schreiner (1995) beschrieben. Die angegebene Beziehung erfordert die Lösung einer nichtlinearen Differentialgleichung. Einen Vergleich der aufgeführten und durch Anpassung an geänderte Betriebsbedingungen ermittelten Ersatzbrennverläufe zeigen Bild 2.5 für einen Vollast- und Bild 2.6 für einen 25% Nennlastpunkt.

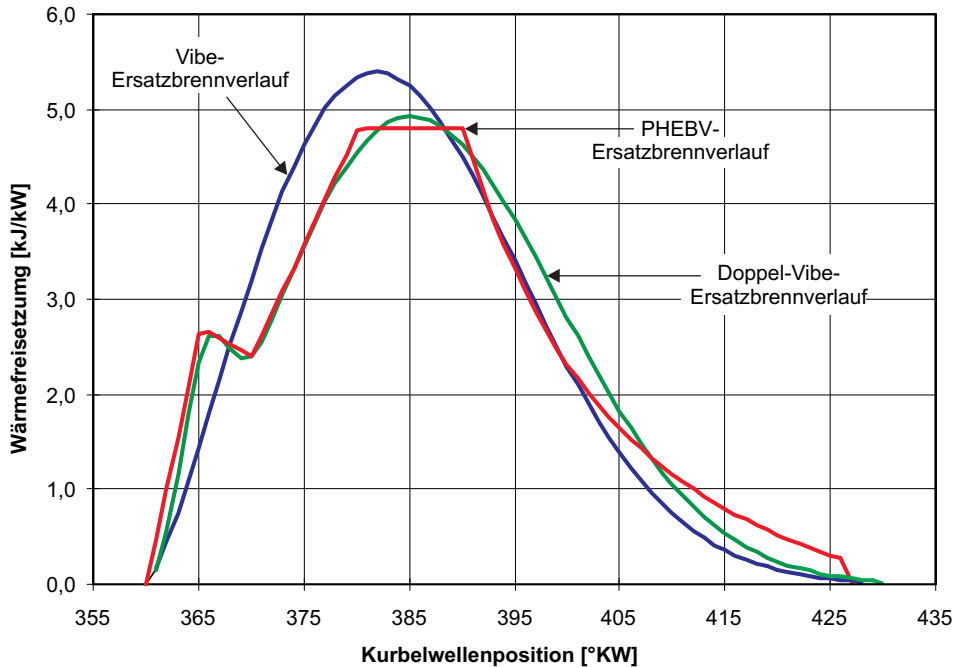


Bild 2.5 Ersatzbrennverläufe für 100% Nennlast

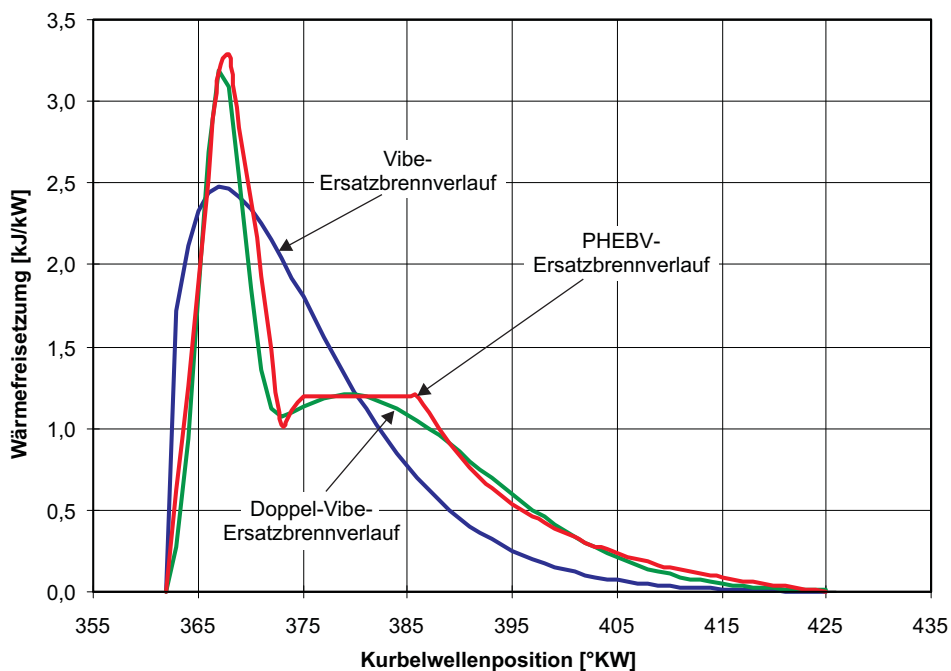


Bild 2.6 Ersatzbrennverläufe für 25% Nennlast

Deutlich zu erkennen ist der starke Einfluß der Premixed-Verbrennung im Niedriglastbereich, der mit steigender Last und damit sinkendem Verbrennungsluftverhältnis zurückgeht. Weiterhin läßt sich beobachten, daß mittels des Vibe-Ersatzbrennverlaufes gerade im Teillastbereich ein größerer Anteil der Wärmefreisetzung näher am Zünd-OT als bei den anderen Ersatzbrennverläufen stattfindet.

2.2.3 Einspritzverzug, Zündverzug und Brenndauer

Als *Einspritzverzug* wird die zeitliche Differenz zwischen Förderbeginn der Einspritzpumpe und Beginn des Einspritzvorganges, bedingt durch die Länge der Einspritzleitung, der Trägheit des Kraftstoffes und der Einspritzdüsen, bezeichnet. Analog zur Bestimmung des Brennverlaufes wird zunächst der Einspritzverzug für den Auslegungspunkt bestimmt. Mit Hilfe von geeigneten Umrechnungsgesetzen kann der Einspritzverzug dann für beliebige Betriebspunkte ermittelt werden. Woschni und Anisits (1973) schlagen für die Umrechnung auf geänderte Betriebsbedingungen

$$\Delta\varphi_{EV} = \Delta\varphi_{EV,AP} \cdot \frac{n_M}{n_{M,AP}} \quad (2.33)$$

vor. Doll (1989) hat diesen Zusammenhang näher untersucht und konnte eine Abhängigkeit von der Last bzw. dem Verbrennungsluftverhältnis feststellen, so daß (2.33) um einen Term erweitert wurde :

$$\Delta\varphi_{EV} = \Delta\varphi_{EV,AP} \cdot \frac{n_M}{n_{M,AP}} + 1,8 \cdot (\lambda - \lambda_{AP}) \quad (2.34)$$

Schwarz (1993) konnte bei Vergleichen zwischen seinen Messungen und Simulationsergebnissen feststellen, daß mit der von Doll (1989) eingeführten Lastabhängigkeit des Einspritzverzuges bei zunehmendem Luftverhältnis und dementsprechend abnehmender Last die berechneten Zündverzüge deutlich unter den gemessenen liegen würden. Bessere Ergebnisse wurden erzielt, wenn auf die Lastabhängigkeit des Einspritzverzuges verzichtet wurde.

Der zu modellierende Verbrennungsprozeß und damit die Energiezufuhr beginnt mit dem Einbringen des Kraftstoffes in den Zylinder durch das Einspritzsystem. Bedingt durch physikalische und chemische Prozesse (Verdampfung, Aufspalten der Kraftstoffmoleküle etc.) setzt die Verbrennung nicht unmittelbar mit Eintritt des Kraftstoffes in den Zylinder ein. Es kommt zum sogenannten *Zündverzug*. In der Literatur finden sich verschiedene empirisch ermittelte Ansätze zur Berechnung des Zündverzuges, eine Zusammenstellung hat beispielsweise Oberg (1976) veröffentlicht. Das älteste bekannte Verfahren stammt von Wolfer (1938), in dem mittels drei empirisch für den Motor zu bestimmenden Konstanten der Zündverzug in Abhängigkeit von Druck und Temperatur bei Einspritzbeginn durch eine Exponentialfunktion bestimmt wird :

$$\Delta\tau_{ZV} = a \cdot p_z^b \cdot e^{\frac{c}{T_z}} \quad [\text{ms}] \quad (2.35)$$

Marzouk (1976) konnte die Konstanten durch Vergleich mit aus Messungen ermittelten Zündverzügen für kleinere Dieselmotoren bestimmen :

$$a = 3,45 \cdot 10^5 \text{ [ms/Pa]} \quad , \quad b = -1,0218 \text{ [-]} \quad \text{und} \quad c = 2100,8 \text{ [K]} \quad .$$

Sitkei (1963) erweiterte das Modell von Wolfer (1938), in dem er den Zündverzug in drei verschiedene Phasen einteilte, den physikalischen Zündverzug, den Zündverzug der kalten Flamme und den der Explosionsflamme.

$$\begin{aligned} \Delta\tau_{ZV} = & 0,5 + 0,135 \cdot e^{\frac{7800}{6,91675 \cdot R_z \cdot T_z}} \cdot (1,019716 \cdot p_z)^{-0,7} \\ & + 4,8 \cdot e^{\frac{7800}{6,91675 \cdot R_z \cdot T_z}} \cdot (1,019716 \cdot p_z)^{-1,8} \end{aligned} \quad [\text{ms}] \quad (2.36)$$

Der physikalische Zündverzögerung beinhaltet die Vorgänge der Strahlausbreitung, der Tröpfchenbildung und der Verdampfung und wird als konstant angenommen. Wie Constien (1991) richtig bemerkte, sind diese Vorgänge im wesentlichen Maße von den Verhältnissen an der Einspritzdüse sowie den Betriebsbedingungen und damit von dem verwendeten Motor abhängig und können nicht durch eine unabhängige Konstante erfaßt werden. Einen weiteren empirischen Ansatz, der den Zündverzögerung mit Hilfe von Druck und Temperatur bestimmt, findet sich bei Woschni und Anisits (1973) und wird von Schwarz (1993) erfolgreich für die Berechnung von schnell laufenden Kraftfahrzeugdieselmotoren verwendet :

$$\Delta\tau_{ZV} = 6 \cdot 10^{-3} \cdot n_M \cdot 1,3e^{\frac{990}{T_z}} \cdot p_z^{-0,35} \quad [\text{ms}]. \quad (2.37)$$

Einen Vergleich der mit den verschiedenen Modellen berechneten Zündverzögerungen zeigt Bild 2.7. Die Ergebnisse sind für einen MAN 6L 48/60 in verschiedenen Betriebspunkten auf der Propeller (PK)- und Generatorkurve (GK) dargestellt.

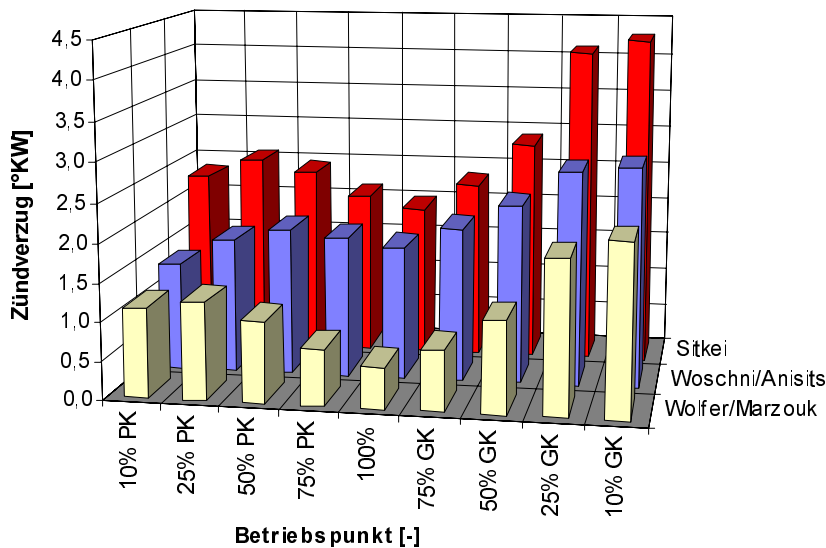


Bild 2.7 Vergleich verschiedener Zündverzögerungsmodelle

Mit dem Ansatz nach Sitkei (1963) sind trotz des festen Koeffizienten für den physikalischen Zündverzögerung die besten Übereinstimmungen zwischen berechnetem und aus Messung ermittelten Zündverzögerungen erzielt worden. Der tatsächliche Verbrennungsanfang wird nach

$$\varphi_{VA} = \varphi_{FB} + \Delta\varphi_{EV} + \Delta\varphi_{ZV} \quad (2.38)$$

berechnet, in dem der Zünd- und Einspritzverzögerung auf den Förderbeginn addiert werden. Als *Brenndauer* wird der Zeitraum bezeichnet, der mit dem Einsetzen der Verbrennung beginnt und mit der vollständigen Umsetzung des Kraftstoffes abgeschlossen ist. Die Brenndauer wird, wie bereits beim Brennverlauf beschrieben, für den Auslegungspunkt bestimmt und kann mit Hilfe geeigneter Ansätze auf beliebige Betriebspunkte übertragen werden. Woschni und Anisits (1973) geben einen Zusammenhang für die Umrechnung auf geänderte Betriebsbedingungen an, der außer von der Brenndauer des Auslegungspunktes von den entsprechenden Luftverhältnissen sowie der Motordrehzahl abhängig ist :

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD,AP} \cdot \left(\frac{\lambda_{AP}}{\lambda}\right)^c \cdot \left(\frac{n_M}{n_{M,AP}}\right)^{0,5} \quad \text{mit } c = 0,6. \quad (2.39)$$

Doll (1989) hingegen konnte bei seinen Untersuchungen keine Abhängigkeit von der Motordrehzahl feststellen und ignorierte den drehzahlabhängigen Quotienten :

$$\Delta\varphi_{BD} = \Delta\varphi_{BD,AP} \cdot \left(\frac{\lambda_{AP}}{\lambda} \right)^c \quad \text{mit} \quad c = 0,6 \quad . \quad (2.40)$$

Schwarz (1993) bestätigt die Feststellung von Doll (1989) und verwendete ebenfalls eine reine Lastabhängigkeit bei der Umrechnung der Brenndauer auf andere Betriebspunkte. Die beste Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung wurde mit dem Exponenten $c = 0,57$ erzielt.

2.2.4 Wandwärmestrom

Die Wärmeübertragung zwischen den Zylindergasen und den brennraumbegrenzenden Wänden wird für den Kolben, den Zylinderdeckel und die Zylinderlaufbüchse getrennt betrachtet. Die jeweiligen Teilwärmeströme werden über die Beziehung

$$\frac{dQ_{W,i}}{d\varphi} = \alpha_i \cdot A_i \cdot (T_{W,i} - T_Z) \quad (2.41)$$

berechnet, wobei die Idizes für den Kolben (1), für den Zylinderdeckel (2) und die Zylinderbüchse (3) stehen. Die gesamte Wärme, die im System Zylinder an die Brennraumwände übertragen wird, ergibt sich aus der Summe der einzelnen Teilwärmeströme :

$$\frac{dQ_W}{d\varphi} = \sum_{i=1}^3 \frac{dQ_{W,i}}{d\varphi} \quad . \quad (2.42)$$

Die freie Laufbüchsenwandfläche, die für die Wärmeübertragung zur Verfügung steht, ändert sich mit der Position des Kolbens. Sie kann mit Hilfe des Zylindervolumens, des Kompressionsvolumens und dem Bohrungsdurchmesser des Zylinders wie folgt berechnet werden :

$$A_B(\varphi) = \frac{4 \cdot (V_Z(\varphi) - V_C)}{d_Z} \quad . \quad (2.43)$$

Die Zylinderbauteilwandtemperaturen können nach Östreicher (1995) in Abhängigkeit von der indizierten Leistung und den Wandtemperaturen im Auslegungspunkt nach der Beziehung

$$T_{W,i} = T_{W,i,AP} + \Delta T_{W,i} \cdot \left(\frac{P_{ind}}{P_{ind,AP}} - 1 \right) \quad (2.44)$$

berechnet werden. Dabei werden die schnellen zeitlichen Temperaturschwankungen in der obersten Schicht der Bauteile vernachlässigt. Es wird aus den als zeitlich konstant angenommenen, örtlich veränderlichen Oberflächentemperaturen ein Mittelwert über das Arbeitsspiel gebildet. Schwarz (1993) verwendet für die Berechnung der stationären Wandtemperaturen der Brennraumwände eine Beziehung, in der mit Hilfe des thermischen Ersatzwärmeleitkoeffizienten zwischen Brennrauminnenwand und Kühlwasserseite die entsprechende Wandtemperatur iterativ ermittelt wird :

$$T_{W,i} = \frac{\bar{\alpha}_Z \cdot \bar{T}_Z + R_{lth,i} \cdot \bar{T}_{KW}}{\bar{\alpha}_Z + R_{lth,i}} \quad (2.45)$$

Dabei werden ebenfalls die Temperaturschwankungen innerhalb des Arbeitsspiels in der obersten Schicht der Brennraumwände vernachlässigt, die eine ohnehin nur sehr geringe Eindringtiefe haben. Die Wärmeübergangs- und Wärmedurchgangsflächen sind als gleich groß angenommen worden. Ist die Wandtemperatur in einem Betriebspunkt bekannt, so können die thermischen Ersatzleitkoeffizienten wie folgt ausgelegt werden :

$$R_{lh,i} = \frac{\bar{\alpha}_Z \cdot (\bar{T}_Z - T_{W,i})}{T_{W,i} - \bar{T}_{KW}} \quad . \quad (2.46)$$

Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten existieren in der Literatur verschiedene empirische Ansätze, die bei Pflaum und Mollenhauer (1977) zusammengefaßt sind. Ein weit verbreitetes Modell ist der Ansatz von Woschni (1970), in dem, ausgehend von einer turbulenten Rohrströmung, der Wärmeübergangskoeffizient wie folgt bestimmt wird :

$$\alpha_Z = 130 \cdot d_Z^{-0,2} \cdot p_Z^{0,8} \cdot T_Z^{-0,53} \cdot (C_1 \cdot v_{Gas})^{0,8} \quad . \quad (2.47)$$

Das Gasgeschwindigkeitsglied wird aus der mittleren Kolbengeschwindigkeit, der Druckdifferenz und zwei empirischen Konstanten berechnet :

$$v_{Gas} = c_m + \frac{C_2}{C_1} \cdot \Delta p \quad (2.48)$$

Die Druckdifferenz wird mittels des Zustands zu Beginn der Hochdruckphase, dem Hubvolumen und dem Schleppdruck bestimmt :

$$\Delta p = \frac{V_h \cdot T_{ES}}{p_{ES} \cdot V_{ES}} \cdot (p_Z - p_0) \quad . \quad (2.49)$$

Die Konstante C_1 ist davon abhängig, in welcher Phase innerhalb des Arbeitsspiels sich der Prozeß befindet, während C_2 die Gemischbildungsart charakterisiert :

$$C_1 = \begin{cases} 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} & \text{für Verdichtung und Expansion} \\ 6,18 + 0,417 \cdot \frac{c_u}{c_m} & \text{für Ladungswechsel} \end{cases}$$

$$C_2 = \begin{cases} 3,24 \cdot 10^{-3} & \text{für Direkteinspritzer} \\ 6,22 \cdot 10^{-3} & \text{für Motoren mit unterteilten Brennräumen} \end{cases}$$

Der Wärmeübergangskoeffizient wird in diesem Modell als örtlich gemittelt betrachtet und gilt für den Wärmeübergang an allen Brennraumwänden. Woschni/Spindler/Kolesa (1987) haben eine Erweiterung für die Berechnung mit hohen Wandtemperaturen eingeführt, in der die Konstante C_2 in Abhängigkeit der Wandtemperatur modifiziert wird :

$$C_2^* = C_2 + 2,3 \cdot 10^{-5} \cdot (T_{W,i} - 525) \quad \text{für } T_{W,i} \geq 525K \quad . \quad (2.50)$$

Da nicht zwangsläufig alle Bauteile Wandtemperaturen über 525 K haben, muß bei Verwendung dieser Modifikation der Wärmeübergangskoeffizient für alle Bauteile getrennt betrachtet werden. Bild 2.8 zeigt den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten, der für den Nennlastpunkt eines MAN 9L 32/40 nach Woschni und der Modifikation für hohe Wandtemperaturen nach Woschni/Spindler/Kolesa berechnet wurde. Es zeigt sich, daß durch die Modifikation für den Hochdruckprozeß ein deutlich höherer Wärmeübergangskoeffizient erzielt wird.

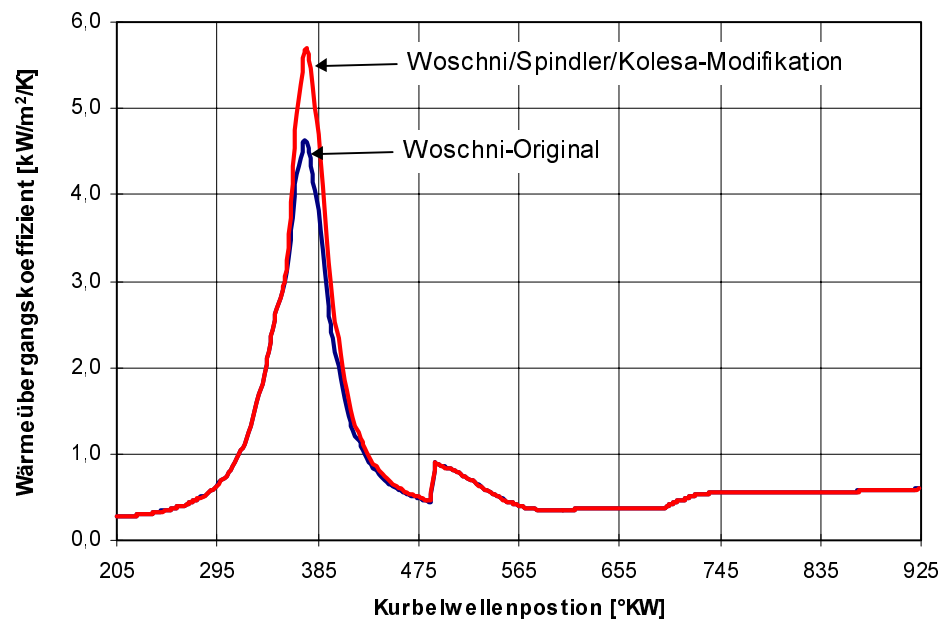


Bild 2.8 Vergleich Wärmeübergangskoeffizient nach Woschni und der von Woschni/Spindler/Kolesa vorgeschlagenen Modifikation

Um auch im Bereich von geringen Lasten hinreichend genau den Wärmeübergang beschreiben zu können, ist von Huber (1990) eine Erweiterung des Modells von Woschni (1970) vorgestellt worden. In diesem Fall wird das Gasgeschwindigkeitsglied (2.48) in Abhängigkeit von Zylindervolumen, Kompressionsvolumen und indiziertem Mitteldruck berechnet :

$$v_{Gas} = c_m \cdot \left(1 + 2 \cdot \left(\frac{V_C}{V_Z} \right)^2 \cdot p_{m,ind}^{-0,2} \right) \quad \text{für} \quad \frac{C_2}{C_1} \cdot \Delta p \geq 2 \cdot c_m \cdot \left(\frac{V_C}{V_Z} \right)^2 \cdot p_{m,ind}^{-0,2} \quad (2.51)$$

Für den Fall, daß der indizierte Mitteldruck kleiner wird als 1 bar, ist in (2.51) der Wert 1 bar einzusetzen. Huber (1990) räumt ein, daß er für seine Modifikation eine gute Übereinstimmung zwischen verschiedenen Messungen und Simulationsrechnungen erzielt hat, die Allgemeingültigkeit des erweiterten Ansatzes für den Tieflastbereich jedoch noch nicht ausreichend abgesichert ist. Bild 2.9 zeigt die Auswirkungen der Modifikation im Verlauf über ein Arbeitsspiel für einen Null-Last-Punkt auf der Generatorkurve eines MAN 9L 32/40. Zum Vergleich ist das Resultat einer Berechnung mit der Originalversion des Wärmeübergangsmodells nach Woschni (1970) eingetragen worden.

Wie bereits bei der Modifikation nach Woschni/Spindler/Kolesa (1987) festgestellt wurde, bewirkt die Modifikation nach Huber (1990) eine deutliche Erhöhung des Wärmeübergangskoeffizienten im Hochdruckprozeß.

Die aus der hohen Aufladung von Großdieselmotoren resultierenden Betriebsbedingungen wurden bei MAN B&W genauer untersucht und führten zu einer weiteren Modifikation des Wärmeübergangsmodells von Woschni (1970). Grundlage des Ansatzes ist die Beobachtung, daß die mit hohem Druck durch den Einlaß strömende Frischladung starke Turbulenzen im Zylinder erzeugt. Diese Verwirbelungen bewirken eine deutliche Steigerung des Wärmeübergangskoeffizienten in der Phase, in der der Einlaß geöffnet ist. Die Konsequenz daraus ist eine Modifikation der empirischen Konstante C_1 .

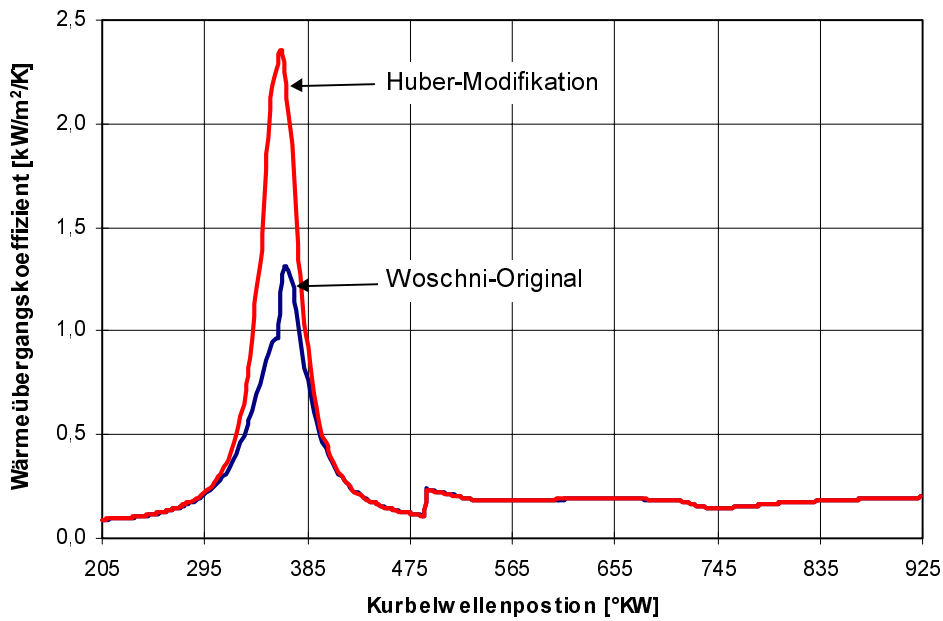


Bild 2.9 Vergleich Wärmeübergangskoeffizient nach Woschni und der von Huber vorgeschlagenen Modifikation

Für das gesamte Arbeitsspiel wird der von Woschni ermittelte Wert für den Hochdruckprozeß verwendet. Lediglich in der Phase, in der sich der Einlaß im geöffneten Zustand befindet, wird ein multiplikativer Faktor für den Koeffizienten C_1 eingeführt. Dieser Faktor liegt je nach verwendetem Motor zwischen 6,5 und 7,2. Es wird eingeräumt, daß es sich um keine Modifikation handelt, die auf systematischen experimentellen Untersuchungen basiert, sondern um eine Anpassung aus dem Vergleich von Betriebswerten und Simulationsergebnissen.

$$C_1 = \begin{cases} 2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} & \text{für Verdichtung, Expansion und Ausschleiben} \\ k \cdot \left(2,28 + 0,308 \cdot \frac{c_u}{c_m} \right) & \text{für Einlaßventil geöffnet} \end{cases} \quad (2.52)$$

Eine Gegenüberstellung der erzielten Simulationsergebnisse für die Modifikation nach MAN B&W und der Originalversion nach Woschni (1970) für einen 100% Lastpunkt des MAN 9L 32/40 ist Bild 2.10 zu entnehmen. Deutlich ist der starke Anstieg bei Öffnung des Einlasses zu beobachten. Gemäß des Modells für den Zylinderprozeß in Bild 2.2 liegt der Auslaßkanal im Zylinderkopf und damit bereits außerhalb des thermodynamischen Systems Zylinder. Es ist jedoch sinnvoll, die Wärmeübertragung im Auslaßkrümmer und den damit verbundenen Energieverlust des Abgases bereits innerhalb der Kreisprozeßrechnung für den Zylinder zu berücksichtigen. In diesem Fall strömt das Abgas mit der Temperatur

$$T_{A,AGK} = (T_A - T_{W,AGK}) \cdot \exp\left(-\frac{A_{AGK} \cdot \alpha_{AGK}}{\dot{m}_A \cdot c_{p,A}}\right) + T_{W,AGK} \quad (2.53)$$

in die Abgasleitung. Der Wärmeübergangskoeffizient für den Auslaßkanal läßt sich nach einer Beziehung von Zapf (1969) und den von Woschni (1965) ermittelten Stoffwerten bestimmen :

$$\alpha_{AGK} = 1,79102 \cdot 10^{-3} \cdot \left(1 - 0,797 \cdot \frac{h_{AV}}{d_{i,AV}}\right) \cdot \sqrt{\dot{m}_A} \cdot d_{AGK}^{-1,5} \cdot T_A^{0,41} \quad (2.54)$$

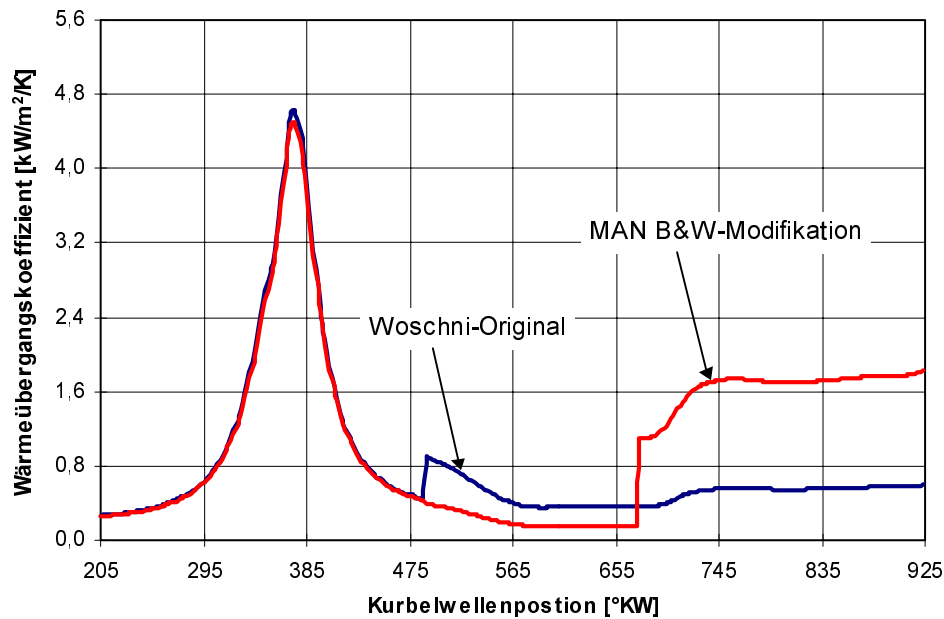


Bild 2.10 Vergleich Wärmeübergangskoeffizient nach Woschni und der von MAN B&W vorgeschlagenen Modifikation

Trotz intensiver Untersuchungen auf dem Gebiet der Wärmeübertragung bei Verbrennungskraftmaschinen ist diese Problematik auch heute noch Gegenstand der Forschung. Verschiedene Arbeiten befassen sich mit der Verbesserung vorhandener Modelle, beispielsweise die hier gezeigten Modifikationen zur Berücksichtigung hoher Wandtemperaturen oder den besonderen Verhältnissen gerade im Teillastbereich. Andere Arbeiten untersuchen eine Darstellung, in der die konvektiven Anteile des übertragenen Wandwärmestroms getrennt von der Wärmestrahlung durch Rußpartikel, die gerade beim Dieselmotor einen Anteil an der Gesamtwärmeübertragung von 50% und mehr einnehmen kann, betrachtet werden. Hier spielen beispielsweise die Flammtemperatur, die Geometrie des Brennraums oder die optische Schichtdicke der Rußwolke eine wichtige Rolle. Derartige Modelle ermöglichen eine sehr detaillierte Darstellung der Wärmeübertragung, erfordern jedoch ein Zwei- oder Mehrzonenmodell für die Darstellung des Systems Zylinder, das hier aus den bereits erwähnten Gründen nicht verwendet wird.

2.3 Modellierung der Motorkomponenten

Die verschiedenen Motorkomponenten sind in Bild 2.1 dargestellt und bilden in Verbindung mit dem Zylinderprozeß das Antriebssystem Dieselmotor. Im Gegensatz zum Zylinderprozeß, dessen Darstellung im allgemeinen in Abhängigkeit von der Kurbelwellenposition erfolgt, sind die einzelnen Motorkomponenten in der Regel nicht an die Kurbelwelle gekoppelt. Aus diesem Grund erfolgt die Darstellung in Abhängigkeit der Zeit.

2.3.1 Leitungssystem

Die Aufgabe des Leitungssystems besteht in der Versorgung der Zylinder mit Frischluft und der Entsorgung der durch die Verbrennung entstandenen Abgase. Um das Leitungssystem

möglichst realistisch modellieren zu können, wird es in Teilkomponenten untergliedert. Analog zum Zylinderprozeß wird auch der Behälter als offenes, instationär durchströmtes System mit homogener Zusammensetzung gemäß Bild 2.11 betrachtet.

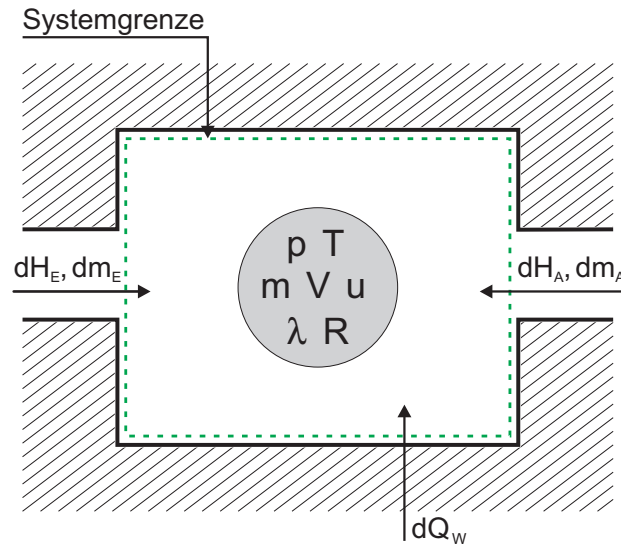


Bild 2.11 Thermodynamisches System des Behälters

Die Ermittlung des Gaszustandes für das nulldimensionale Behältermodell erfolgt nach dem bereits erwähnten Verfahren der Füll- und Entleermethode. Es wird neben der thermischen Zustandsgleichung (2.9) nur die Massen- und Energiebilanz betrachtet, der Impulssatz und damit die Gasdynamik werden vernachlässigt. Wie beim Zylinderprozeß entsteht so ein System aus gekoppelten Differentialgleichungen, zum einen aus dem Satz der Massenerhaltung

$$\frac{dm_{Beh}}{dt} = \frac{dm_E}{dt} + \frac{dm_A}{dt}, \quad (2.55)$$

zum anderen aus dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik :

$$\frac{dE_{Beh}}{dt} = \frac{dH_E}{dt} + \frac{dH_A}{dt} + \frac{dQ_W}{dt}. \quad (2.56)$$

Aufgelöst nach der zeitlichen Änderung der Temperatur läßt sich der Energieerhaltungssatz wie folgt formulieren :

$$\frac{dT_{Beh}}{dt} = \frac{1}{m_{Beh} \cdot c_V} \cdot \left(\frac{dQ_W}{dt} + \frac{dm_E}{dt} \cdot h_E + \frac{dm_A}{dt} \cdot h_A - \frac{dm_{Beh}}{dt} \cdot u_{Beh} - \underbrace{m_{Beh} \cdot \frac{\partial u_{Beh}}{\partial \lambda} \cdot \frac{d\lambda}{dt}}_{\text{Abgasbehälter}} \right) \quad (2.57)$$

Ist eine genaue Untersuchung der Einflüsse der Gasdynamik Ziel der Simulation, so muß die örtliche Abhängigkeit des Gaszustandes berücksichtigt und der Impulssatz gelöst werden. Dadurch steigt der Rechenaufwand jedoch erheblich. Bei Pucher (1975) findet sich ein Vergleich zwischen der Charakteristikentheorie und der Füll- und Entleermethode. Für Motoren, bei denen mehrere Zylinder durch ausreichend groß dimensionierte Behälter zusammengefaßt sind, wie das bei Großdieselmotoren im allgemeinen der Fall ist, kann mit der Füll- und Entleermethode der Behälter hinreichend genau beschrieben werden. Der in den Leitungen auftretende Druckverlust kann durch eine Beziehung nach Baehr (1996)

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{dm_{Beh}}{dt} \cdot \frac{1}{\rho \cdot A_{Geo}} \right)^2 \quad (2.58)$$

mit dem Druckverlustbeiwert, der Gasdichte und der Behälterquerschnittsfläche bestimmt werden. Dazu wird zunächst durch das Lösen des o.g. Differentialgleichungssystems der Behälterdruck berechnet. Am Behälteraussgang steht dann der Druck

$$p_A = p_E - \Delta p \quad (2.59)$$

zur Verfügung. Der Wandwärmestrom geht in Gleichung (2.57) als Randbedingung ein. Entsprechend der schon beim Zylinderprozeß verwendeten Zusammenhänge gilt

$$\frac{dQ_W}{dt} = \alpha_{W, Beh} \cdot A_{Beh} \cdot (T_W - T_{Beh}) \quad (2.60)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient an der Behälterinnenwand wird nach einem Ansatz von Hausen (1976) für die turbulente Rohrströmung berechnet :

$$\alpha_{W, Beh} = 0,024 \cdot \frac{l_{Beh}}{d_{Beh}} \cdot \left(1 + \left(\frac{d_{Beh}}{l_{Beh}} \right)^{\frac{2}{3}} \right) \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45} \quad \text{für} \quad \begin{array}{l} 7 \cdot 10^3 \leq Re \leq 10^6 \\ 1 \leq Pr \leq 500 \\ \frac{l_{Beh}}{d_{Beh}} \geq 1 \end{array} \quad (2.61)$$

Die Reynoldszahl wird mit dem mittlerem Massenstrom, dem mittleren hydraulischen Durchmesser und der Querschnittsfläche des Behälters sowie der dynamischen Zähigkeit des Gases bestimmt :

$$Re = \frac{\dot{m}_{Beh} \cdot d_{Beh}}{A_{Beh} \cdot \eta} \quad \text{mit} \quad \eta = 5,17791 \cdot 10^{-7} \cdot \bar{T}_{Beh}^{0,62} \quad \text{und} \quad \bar{T}_{Beh} = \frac{\bar{T}_{W, Beh} + T_{Beh}}{2} \quad .$$

Die Prandtlzahl variiert in den betrachteten Temperaturbereichen nur geringfügig. Mit guter Näherung kann mit einem konstanten Wert von $Pr = 0,731$ gerechnet werden. Um die zeitliche Veränderung der Wandtemperatur zu erfassen, muß das thermische Verhalten der Behälterwand abgebildet werden. Eine Möglichkeit dazu bietet die Modellierung der Behälterwand als ebene Platte. Diese Annahme ist zulässig, da im allgemeinen das Verhältnis von Leitungsdurchmesser zur Wanddicke sehr groß ist. Für den Fall der Vernachlässigung der Temperaturleitung parallel zur Wandoberfläche gilt die Differentialgleichung nach Fourier für den ein-dimensionalen Fall :

$$\frac{\partial T}{\partial t} = a \cdot \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} \quad \text{mit der Temperaturleitfähigkeit} \quad a_{W, Beh} = \frac{\lambda_{W, Beh}}{\rho_{W, Beh} \cdot c_{W, Beh}} \quad (2.62)$$

Für die Fourier-Gleichung existiert keine analytische Lösung, so daß z.B. mit Hilfe eines Differenzenverfahrens in einem äquidistanten Gitternetz die räumliche und zeitliche Temperaturverteilung in der Wand ermittelt werden muß. Dieses Verfahren ist mathematisch aufwendig, liefert aber eine gute Wiedergabe der Temperaturverteilung in der Behälterwand. In vielen Fällen sind lediglich die Oberflächentemperaturen der Behälterwand zur Ermittlung des Wärmeübergangs im Behälter von Interesse. Um das Berechnungsverfahren zu vereinfachen, schlägt Schwarz (1993) ein Modell zur instationären Wandtemperaturberechnung vor. Dabei werden zur Berücksichtigung der thermischen Trägheiten der Behälterwände Wärmedurchgang und Energiespeicherung der Wand mit Hilfe eines vereinfachten Energieansatzes modelliert. Bild 2.12 veranschaulicht diesen Ansatz.

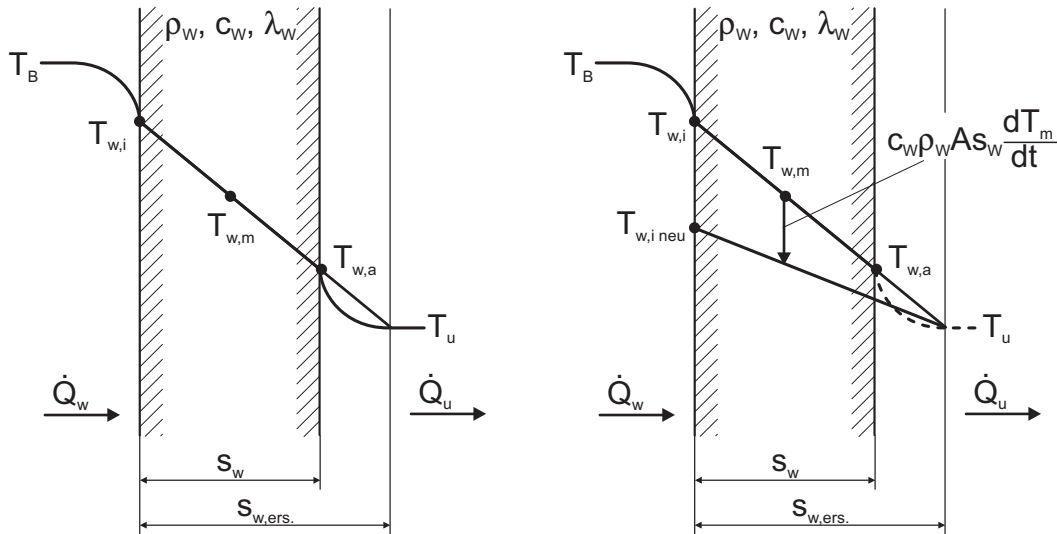


Bild 2.12 Modell der instationären Wandtemperaturberechnung

Die Stoffwerte der Wand und der Wärmeübergangskoeffizient an der Außenwand werden als zeitlich und räumlich konstant angenommen. Die Kombination aus Wärmeleitung durch die Behälterwand und Wärmeübergang an der Außenwand wird ersetzt durch Wärmeleitung mit einer entsprechend angepaßten Wandstärke, so daß die Wandtemperatur an der Außenseite der 'Ersatzwand' gleich der Umgebungstemperatur wird. Die Wärmedurchgangszahl und die Ersatzwandstärke werden wie folgt ermittelt :

$$k_{ers} = \frac{1}{\frac{s_{W,ers}}{\lambda_{W,Beh}} + \frac{1}{\alpha_{W,Beh}}} \quad s_{W,ers} = \frac{\lambda_{W,Beh}}{k_{ers}} \quad (2.63)$$

Der Energieansatz für Wärmedurchgang und Energiespeicherung der Wand lautet damit

$$\alpha_{W,Beh} \cdot (T_{Beh} - \bar{T}_{W,Beh}) = k_{ers} \cdot (\bar{T}_{W,Beh} - T_U) + \rho_{W,Beh} \cdot c_{W,Beh} \cdot s_{W,Beh} \cdot \frac{d\bar{T}_{W,Beh}}{dt} \quad (2.64)$$

Durch geeignetes Umformen erhält man die Differentialgleichung für die Erhöhung der mittleren Wandtemperatur

$$\frac{d\bar{T}_{W,Beh}}{dt} = \frac{1}{\rho_{W,Beh} \cdot c_{W,Beh} \cdot s_{W,ers}} \cdot \left[\alpha_{W,Beh} \cdot (T_{Beh} - \bar{T}_{W,Beh}) - k_{ers} \cdot (\bar{T}_{W,Beh} - T_U) \right] \quad (2.65)$$

die Änderung der Wandinnentemperatur kann mit Hilfe des Strahlensatzes aus der Erhöhung der mittleren Wandtemperatur bestimmt werden :

$$\frac{dT_{W,Beh}}{dt} = \frac{d\bar{T}_{W,Beh}}{dt} \cdot \frac{2 \cdot s_{W,ers}}{2 \cdot s_{W,ers} - s_{W,Beh}} \quad (2.66)$$

Dieses Verfahren ermöglicht eine schnelle und einfache Bestimmung der Wandinnentemperatur, wobei allerdings keine Aussage über die Oberflächentemperatur der Wandaußenseite möglich ist.

Signifikante Leitungsverengungen oder Öffnungen im Leitungssystem werden durch Drosselstellen modelliert, die zwischen zwei Behälter geschaltet werden. Dabei wird in Abhängigkeit

des Druckes vor der Drossel und des Druckverhältnisses die Durchflußgleichung für den durch die Drossel durchgesetzten Massenstrom gelöst :

$$\frac{dm_D}{dt} = \mu \cdot A_D \cdot \sqrt{p_1 \cdot \rho_1} \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \kappa_1}{\kappa_1 - 1} \cdot \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\kappa_1}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\kappa_1 + 1}{\kappa_1}} \right]}, \quad (2.67)$$

wobei bei überkritischem Druckverhältnis

$$\frac{p_2}{p_1} = \left(\frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (2.68)$$

wird. Mit Hilfe der Durchflußgleichung (2.67) lassen sich auch Elemente wie Umblasevorrichtung, Wastegate oder Klappen der Registeraufladung darstellen. Neben der Möglichkeit von Drossелеlementen mit binärem Verhalten (entweder geöffnet oder geschlossen) können auch variabel einstellbare Drosselquerschnitte auftreten. In diesem Fall ist die geöffnete Querschnittsfläche abhängig von der Stellung des Ventils bzw. der Klappe.

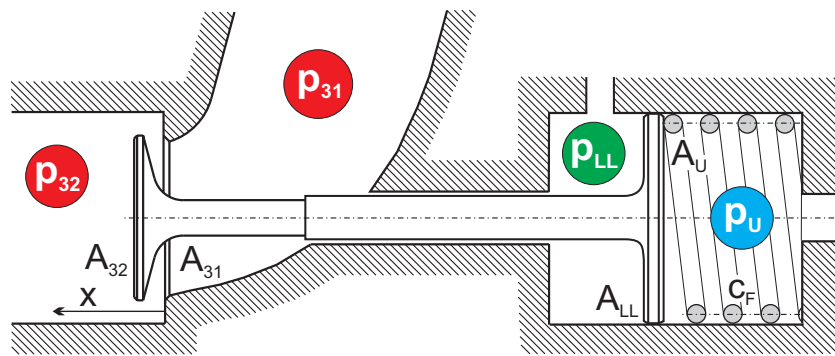


Bild 2.13 Schematische Darstellung einer variabel einstellbaren Drossel (Wastegate)

Der Impulssatz liefert unter Annahme einer Federvorspannung F_0 und eines geschwindigkeitsabhängigen Dämpfungsgliedes d_F die Bewegungsgleichung für das Drosselventil :

$$m_D \cdot \frac{d^2 x}{dt^2} = F_0 + c_F \cdot (x + x_0) + d_F \cdot \frac{dx}{dt} + p_U \cdot A_U + p_{31} \cdot A_{31} - p_{32} \cdot A_{32} - p_{LL} \cdot A_{LL} \quad (2.69)$$

Der Durchflußbeiwert der Drossel ist abhängig vom Ventilhub $\mu = f(x)$.

2.3.2 Aufladesystem

Durch das Zylindervolumen und die Nenndrehzahl ist die Leistung des Dieselmotors begrenzt. Eine Leistungssteigerung kann nur durch Erhöhung der Nenndrehzahl oder der zugeführten Ladeluftmenge erfolgen. Neben verschiedenen anderen Ursachen sind der Drehzahlsteigerung durch die mechanische Bauteilbelastung Grenzen gesetzt. Weitere Leistungssteigerungen werden daher durch Aufladung der Zylinder erzielt. Im Laufe der Entwicklung sind verschiedene Aufladeverfahren entstanden. Neben den mechanischen Verfahren existieren Lösungen, in denen die Abgasenergie zur Verdichtung der Ladeluft ausgenutzt wird. Sowohl

die statische (Stauaufladung) als auch die kinetische Energie des Abgases (Stoßaufladung) kann genutzt werden. Diese Verfahren der Abgasturboaufladung haben sich für Großdieselmotoren durchgesetzt. Die ATL-Gruppe besteht in der einfachsten Form, wie in Bild 2.14 gezeigt, aus den Strömungsmaschinen Verdichter und Turbine, die über eine Welle starr miteinander gekoppelt sind. Über die Ladeluft- und Abgasleitungen ist die ATL-Gruppe thermodynamisch an den Zylinder gekoppelt und kann die im Abgas enthaltene Energie zur Verdichtung der Ladeluft ausnutzen. Die Probleme, die eine Kopplung der kontinuierlich arbeitenden Strömungsmaschinen Verdichter und Turbine mit der intermittierend arbeitenden Hubkolbenmaschine in der Simulation nach sich zieht, werden in Kapitel 6 - Simulationsergebnisse weiter diskutiert.

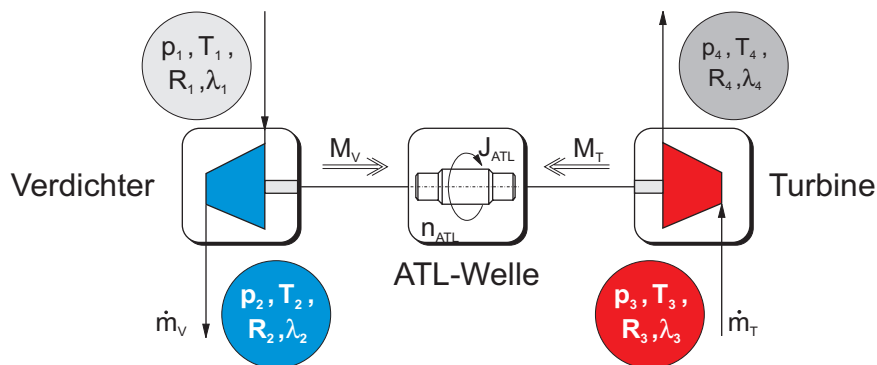


Bild 2.14 Schematische Darstellung der Abgasturboaufladung

Die Darstellung des Verdichters erfolgt mit Hilfe von Kennfeldern, die im allgemeinen von den Herstellern zur Verfügung gestellt werden. Dabei wird das Verdichterdruckverhältnis und der isentrope Wirkungsgrad über dem Volumenstrom mit der Verdichterdrehzahl als Parameter aufgetragen. Drehzahl und Volumenstrom werden in den meisten Fällen als bezogene Größen dargestellt (Bild 2.15) :

$$\Pi_V = \frac{p_2}{p_1} \quad , \quad n_{V,bez} = n_V \cdot \sqrt{\frac{T_{bez}}{T_1}} \quad \text{und} \quad \dot{V}_{V,bez} = \dot{V}_V \sqrt{\frac{T_{bez}}{T_1}} \quad .$$

Für das offene, stationär durchströmte, als adiabat betrachtete System Verdichter läßt sich folgende Energiebilanz formulieren :

$$\frac{dE_V}{dt} = \frac{dm_1}{dt} \cdot \left(h_1 + \frac{c_1^2}{2} \right) + \frac{dm_2}{dt} \cdot \left(h_2 + \frac{c_2^2}{2} \right) + \frac{dW_V}{dt} = 0 \quad (2.70)$$

Die unterschiedlichen Ein- und Ausströmgeschwindigkeiten sowie die Wärmeverluste werden im isentropen Wirkungsgrad zusammengefaßt. Mit bekannter Verdichterdrehzahl und dem über den Verdichter anliegendem Druckverhältnis kann aus dem Kennfeld der isentrope Wirkungsgrad und der Volumenstrom interpoliert werden. Mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung wird aus dem Volumenstrom der Massendurchsatz berechnet. Das vom Verdichter aufgenommene Antriebsmoment erhält man über die Beziehung

$$M_V = - \frac{1}{\omega_V} \cdot \frac{\dot{m}_V \cdot \Delta h_{V,is}}{\eta_{V,is} \cdot \eta_{V,m}} \quad , \quad (2.71)$$

wobei beachtet werden muß, das für eine Winkelgeschwindigkeit von $\omega_V = 0$ Gleichung (2.71) nicht definiert ist. Das isentrope Enthalpiegefälle $\Delta h_{V,is}$ läßt sich mit Hilfe einer polytropen Zustandsänderung bestimmen :

$$\Delta h_{v, is} = c_p \cdot T_1 \cdot \left(\Pi_V^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1 \right) \quad (2.72)$$

Die spezifische isobare Wärmekapazität kann aus der Realgaskonstante und der spezifischen isochoren Wärmekapazität berechnet werden, der Polytropenexponent ist als das Verhältnis von isobarer zu isochorer spezifischer Wärmekapazität definiert :

$$c_p = R + c_v \quad \text{und} \quad \kappa = \frac{c_p}{c_v} \quad (2.73)$$

Verdichterkennfelder werden von den Herstellern aus Messungen ermittelt. Aus meßtechnischen Gründen sind für Druckverhältnisse von $\Pi_V \leq 1,5$ in den Kennfeldern Werte nur selten vorhanden. Gerade im Schwachlast- und Leerlaufbereich kann der Verdichter praktisch wie eine Drossel wirken. Dabei können Druckverhältnisse um und unter eins auftreten. Läuft die Simulation in diesen Betriebsbereich, so ist es gegebenenfalls nötig, das Verdichterkennfeld zu extrapolieren. Die weit verbreitete, in Bild 2.15 gezeigte Kennfelddarstellung ist dazu nicht geeignet. Die von Schwarz (1993) vorgeschlagene veränderte Kennfelddarstellung des Verdichters, in der das Druckverhältnis und das Verdichtermoment über der Drehzahl mit dem Volumenstrom als Parameter dargestellt wird, bietet eine Möglichkeit zur Extrapolation in Bereiche von Druckverhältnissen kleiner eins und konnte bei Kfz-Verdichtern erfolgreich angewendet werden.

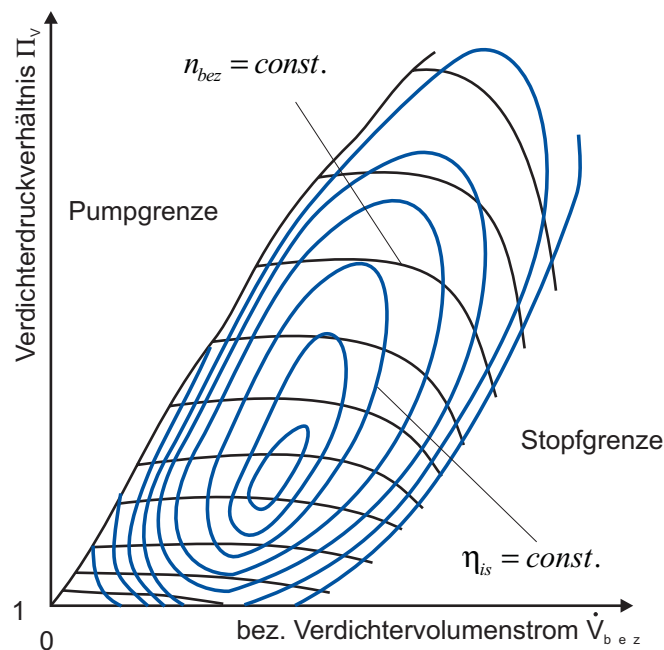


Bild 2.15 Typisches Verdichterkennfeld in der Form $\Pi_V = f(\dot{V}_{bez}, n_{bez})$

Ein für Großdieselmotoren typisches Verdichterkennfeld läßt sich jedoch aufgrund des schmalen, schlauchartigen Betriebsbereiches nicht in die von Schwarz (1993) vorgeschlagene Kennfeldform überführen, da zur Umrechnung keine ausreichende Anzahl von Parameterlinien übereinander liegt. Zur Extrapolation typischer Verdichterkennfelder von Großdieselmotoren wird daher eine von MAN B&W vorgeschlagene Kennfelddarstellung verwendet, in der ebenfalls das Druckverhältnis und das Verdichtermoment über der Drehzahl dargestellt wird. Als Parameter wird in diesem Fall jedoch nicht der Volumenstrom, sondern der Quotient aus Druckverhältnis und bezogenem Verdichtermassenstrom

$$k_V = \frac{\Pi_V}{\dot{m}_{V,bez}} \quad (2.74)$$

verwendet. Die daraus entstehende Kennfeldform ist qualitativ in Bild 2.16 dargestellt.

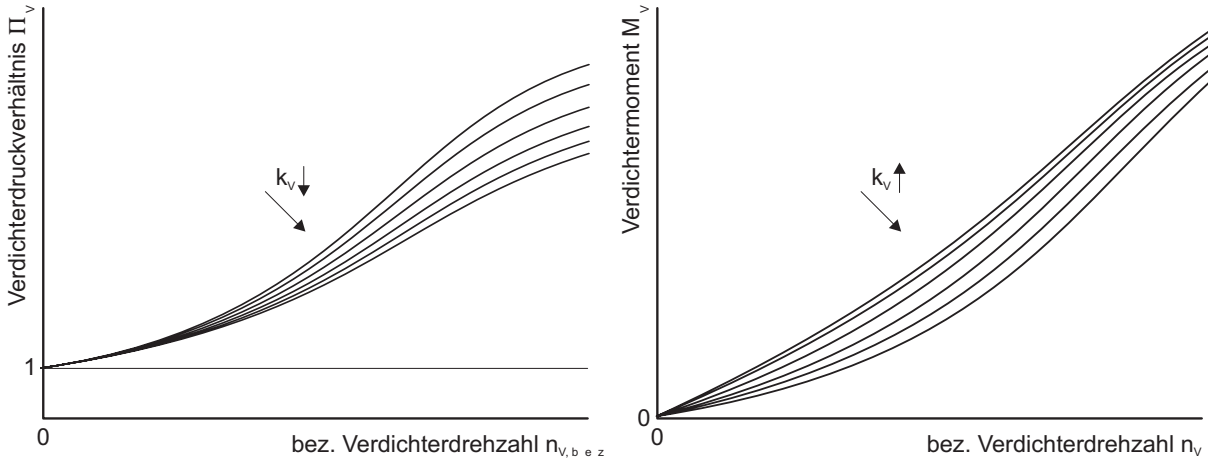


Bild 2.16 Verdichterkennfelddarstellung nach MAN B&W

Geht man davon aus, daß sich bei einer Verdichterdrehzahl von Null ein Druckverhältnis von eins einstellt

$$\lim_{n_{V,bez} \rightarrow 0} \Pi_V(n_{V,bez}) = 1 \quad (2.75)$$

läßt sich der Verlauf zwischen dem letzten bekannten Wert des Druckverhältnisses und dem Grenzwert mit Hilfe eines Polynoms der Form

$$\Pi_V = a_0 + \sum_{i=1} a_i \cdot n_{V,bez}^i \quad (2.76)$$

darstellen. Der Koeffizient a_0 ergibt sich aus dem Grenzwert (2.75), die Koeffizienten a_i werden mit den schon bekannten Zusammenhängen zwischen Druckverhältnis und Verdichterdrehzahl aus dem Kennfeld ermittelt. Folgendes Gleichungssystem läßt sich somit zur Extrapolation aufstellen :

$$\begin{aligned} \Pi_{V,1} &= a_0 + a_1 \cdot n_{V1,bez}^1 + a_2 \cdot n_{V1,bez}^2 + a_3 \cdot n_{V1,bez}^3 + \dots + a_i \cdot n_{V1,bez}^i \\ \Pi_{V,2} &= a_0 + a_1 \cdot n_{V2,bez}^1 + a_2 \cdot n_{V2,bez}^2 + a_3 \cdot n_{V2,bez}^3 + \dots + a_i \cdot n_{V2,bez}^i \\ &\dots \\ \Pi_{V,j} &= a_0 + a_1 \cdot n_{Vj,bez}^1 + a_2 \cdot n_{Vj,bez}^2 + a_3 \cdot n_{Vj,bez}^3 + \dots + a_i \cdot n_{Vj,bez}^i \end{aligned} \quad (2.77)$$

Das Druckverhältnis kann mit gutem Erfolg durch die Verwendung des ersten und zweiten quadratischen Gliedes extrapoliert werden. Zur Koeffizientenbestimmung sind dann lediglich die Daten der beiden kleinsten bekannten Drehzahllinien erforderlich. Zur Bestimmung des Verdichtermomentes wird analog verfahren. Mit der Annahme, daß sich als Grenzwert für eine gegen Null laufende Drehzahl ein Moment von

$$\lim_{n_{V,bez} \rightarrow 0} M_V(n_{V,bez}) = 0 \quad (2.78)$$

einstellt, kann auch hier der Verlauf des Verdichtermomentes gegen den Grenzwert mit einem

Polynom der Form (2.76) angenähert werden. Der Koeffizient a_0 entspricht in diesem Fall dem Grenzwert (2.78), ist also gleich Null. Die Koeffizienten a_i werden durch das schon für das Druckverhältnis gezeigte Gleichungssystem (2.77) bestimmt. Zur Momentenextrapolation kann das erste und vierte Glied des Polynoms verwendet werden. Nach erfolgter Extrapolation ist das Kennfeld wieder in die ursprüngliche Kennfeldform gemäß Bild 2.15 zu transformieren.

Die bei modernen Großdieselmotoren angewandten Ladeluftdrücke von z.T. über 4 bar führen zu einer starken Erwärmung der Ladeluft, die Temperaturen von weit über 400 K annehmen kann. Durch die Erwärmung nimmt die Ladeluft ein dementsprechend größeres Volumen ein. Um den Effekt der Aufladung zu verstärken und mehr Luftmasse in den Zylinder zu fördern, wird die Ladeluft gekühlt. Dazu werden Ladeluftkühler eingesetzt, die meist als Gegenstrom- oder Kreuzstromwärmetauscher ausgeführt sind. Ist eine genauere Untersuchung der Kühlcharakteristik und des Verhaltens des Kühlkreislaufes nicht erforderlich, so kann der Ladeluftkühler auf einfache Weise durch einen Behälter mit angepaßtem Wandwärmeübergang dargestellt werden. In diesem Fall wird der Behälter und die Behälterwand mit einer hinreichend großen Wandoberfläche ausgestattet. Soll die Ladeluftkühlung detaillierter modelliert werden, so kann die im Kühler abgeführte Wärme aus der Kühlcharakteristik des Gegenstromwärmetauschers abgeleitet werden und errechnet sich mit der Kühlwassereintrittstemperatur zu

$$\frac{dQ_{LLK}}{dt} = -\Psi \cdot (T_E - T_{KW,e}) \quad (2.79)$$

Mit dem durch den Ladeluftkühler strömenden Massenstrom kann die spezifische Kühlleistung als Polynom zweiter Ordnung dargestellt werden :

$$\Psi = a_0 + a_1 \cdot \dot{m}_{LLK} + a_2 \cdot \dot{m}_{LLK}^2 \quad (2.80)$$

In den meisten Fällen ist die Modellierung des Ladeluftkühlers auf diese Weise hinreichend genau. Für eine genauere Untersuchung des Kühlwasserkreislaufes muß das Ladeluftkühlermodell in Abhängigkeit vom Kühlwassermassenstrom parametrisiert werden. Ladeluftvorwärmung kann durch einen weiteren Wandwärmestrom gemäß Gleichung (2.79) und (2.80) berücksichtigt werden.

Die Modellierung der Turbine erfolgt, wie schon beim Verdichter, anhand von charakteristischen Kennfeldern, die im allgemeinen von den Turbinenherstellern zur Verfügung gestellt werden. Eine weit verbreitete Kennfelddarstellung beschreibt den isentropen Wirkungsgrad und die Durchflußbeiwerte in Abhängigkeit von der Laufzahl der Turbine, mit dem Druckverhältnis als Parameter. Analog zum Verdichter wird die Turbine als offenes, stationär durchströmtes, adiabates System betrachtet. Die Energiebilanz für dieses System lautet

$$\frac{dE_T}{dt} = \frac{dm_3}{dt} \cdot \left(h_3 + \frac{c_3^2}{2} \right) + \frac{dm_4}{dt} \cdot \left(h_4 + \frac{c_4^2}{2} \right) + \frac{dW_T}{dt} = 0 \quad (2.81)$$

Die Unterschiede in den Ein- und Ausströmgeschwindigkeiten sowie die Wärmeverluste werden im isentropen Wirkungsgrad berücksichtigt. Das über der Turbine anliegende isentrope Enthalpiegefälle ergibt sich zu

$$\Delta h_{T,is} = c_p \cdot T_3 \cdot \left(1 - \Pi_T^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} \right) \quad (2.82)$$

wobei das Turbinendruckverhältnis wie folgt definiert ist :

$$\Pi_T = \frac{p_3}{p_4} \quad . \quad (2.83)$$

Das von der Turbine erzeugte Moment läßt sich nach

$$M_T = \frac{1}{\omega_{T,bez}} \cdot \dot{m}_T \cdot T_3 \cdot \frac{\kappa}{\kappa-1} \cdot R_3 \cdot \eta_{T,is} \cdot \eta_{T,m} \cdot \left(1 - \Pi_T^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}} \right) \quad (2.84)$$

berechnen, wobei (2.84) bei einer Winkelgeschwindigkeit von $\omega_{T,bez} = 0$ nicht definiert ist. Die Laufzahl wird als das Verhältnis der Umfangsgeschwindigkeit der Turbine am mittleren Durchmesser zur maximalen, theoretisch möglichen Durchflußgeschwindigkeit gebildet :

$$\frac{u_T}{c_{0,T}} = \frac{\frac{\omega_T \cdot d_{T,m}}{2}}{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{T,is}}} = \frac{\omega_T \cdot d_{T,m}}{2} \cdot \left(2 \cdot \frac{\kappa_3}{\kappa_3-1} \cdot R_3 \cdot T_3 \left(1 - \Pi_T^{\frac{\kappa_3-1}{\kappa_3}} \right) \right)^{-\frac{1}{2}} \quad (2.85)$$

Die Turbinendrehzahl wird im allgemeinen auf die Temperatur vor der Turbine bezogen :

$$n_{T,bez} = \frac{n_T}{\sqrt{T_3}} \quad . \quad (2.86)$$

Ein typisches Beispiel für die Darstellung der Turbine als Kennfeld, wie es in der Simulation verwendet wird, zeigt Bild 2.17. Diese Darstellung eignet sich gut für Betriebszustände, in denen die Laufzahl bzw. die Turbinendrehzahl deutlich von Null entfernt ist. Treten in der Simulation Zustände auf, in denen sich die Turbine nicht oder nur mit geringer Drehzahl dreht, wie es bei Anfahrvorgängen oder Motoren mit Registeraufladung der Fall sein kann, so läßt sich diese Art der Turbinendarstellung nur eingeschränkt verwenden.

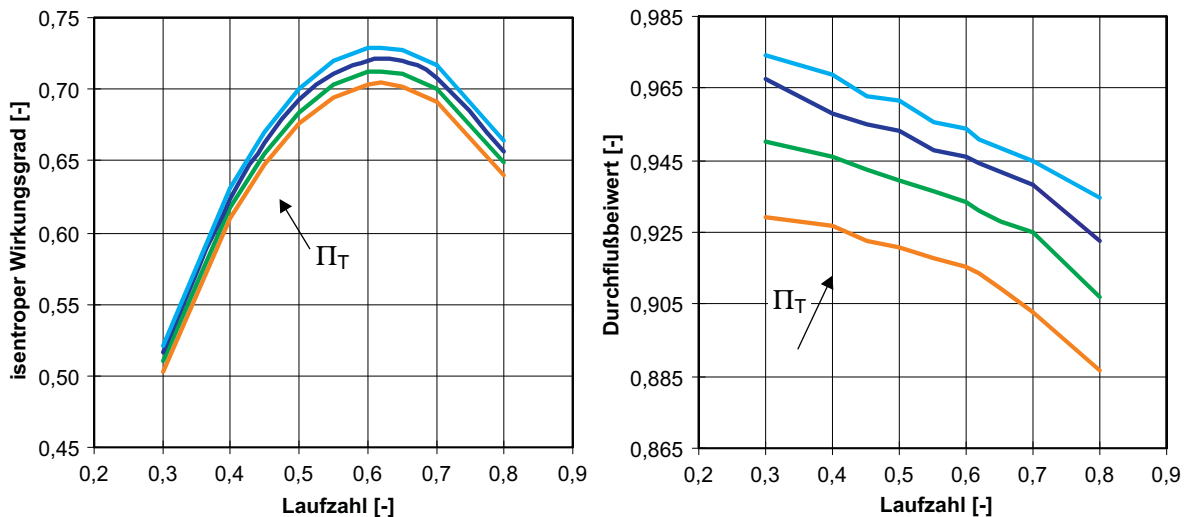


Bild 2.17 Typisches Turbinenkennfeld in der Darstellung $\eta_{T,is}, \mu_T = f(u/c_0, \Pi_T)$

Problematisch ist in diesem Falle die Berechnung des Turbinenmomentes, das nach (2.84) für eine Drehzahl von Null nicht definiert ist. Eine Möglichkeit, diese Problematik zu umgehen, besteht in der Annahme, daß sich die Turbine stets mit einer geringen Drehzahl dreht. Ein

anderer Ansatz stammt von Ulken (1996), der den Verlauf des isentropen Turbinenwirkungsgrades näherungsweise durch die folgende Beziehung beschreiben konnte :

$$\eta_{T, is} = \eta_{T, is, max} \cdot \left[2 \cdot \frac{u/c_0}{u/c_{0, max}} - \left(\frac{u/c_0}{u/c_{0, max}} \right)^2 \right] \quad (2.87)$$

Dabei ist $\eta_{T, is, max}$ der maximale isentrope Wirkungsgrad und $u/c_{0, max}$ die zugehörige Laufzahl. Mit Hilfe von (2.85) und (2.87) läßt sich das Turbinenmoment auch in der folgenden Form beschreiben :

$$M_T = \eta_{T, max} \cdot \dot{m}_T \cdot \frac{d_{T, m}}{2} \cdot \left[\frac{\sqrt{2 \cdot \Delta h_{T, is}}}{u/c_0|_{opt}} - \frac{\omega_T \cdot d_{T, m}}{4 \cdot (u/c_0|_{opt})^2} \right] \quad (2.88)$$

In dieser Darstellung befindet sich kein Drehzahlanteil mehr im Nenner, so daß (2.88) auch für den Stillstand der Turbine, in dem das abgegebene Drehmoment maximal wird, definiert ist. Bild 2.18 zeigt den qualitativen Verlauf des Drehmomenten-Drehzahl-Kennfeldes, das sich aus dem Ansatz nach Ulken (1996) ergibt.

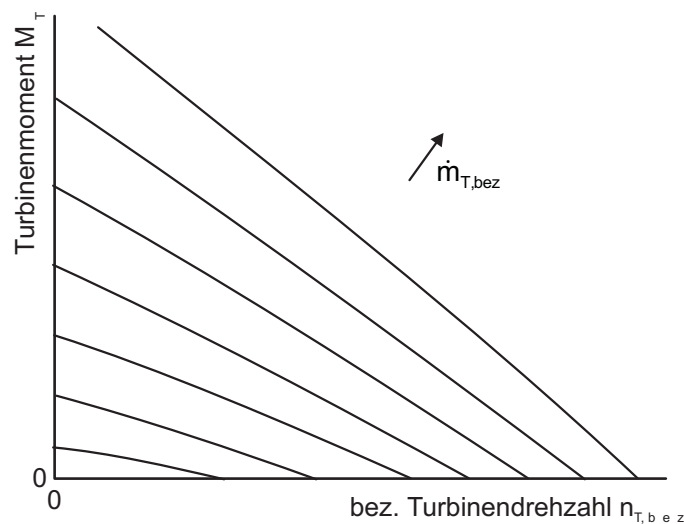


Bild 2.18 Darstellung der Turbine als Drehmomenten-Drehzahlkennfeld

2.3.3 Einspritzsystem und Regler

Die Kraftstoffversorgung und -regelung der Zylinder erfolgt über die Einspritzpumpe und ein entsprechendes Regelsystem. Die vom Betriebspunkt abhängige Verstellung des Einspritzzeitpunktes steuert ein Einspritzversteller, der von der Einspritzpumpe getrennt modelliert wird.

Zur Darstellung der Einspritzpumpe wird ein Einspritzpumpenkennfeld verwendet. In der Regel werden derartige Kennfelder vom Hersteller der Einspritzpumpe zur Verfügung gestellt. Bild 2.19 zeigt ein typisches Einspritzpumpenkennfeld, in dem die Kraftstoffmasse über der Regelstangenstellung mit der Pumpendrehzahl als Parameter dargestellt ist. Zur Erzeugung des hohen Kraftstoffdruckes nimmt die Pumpe, je nach System und Betriebspunkt, etwa drei bis fünf Prozent der Motorleistung auf. Da keine allgemeingültigen Ansätze zur Bestimmung der Leistungsaufnahme von Einspritzpumpen bekannt sind, muß diese entweder anhand

der hydraulischen Zustandsgrößen überschlägig ermittelt oder mittels eines weiteren Kennfeldes zur Verfügung gestellt und dem Motor in Form eines zusätzlichen Lastmomentes aufgebracht werden. In vielen Fällen wird die Leistungsaufnahme der Einspritzpumpe von den Herstellern zur Verfügung gestellt.

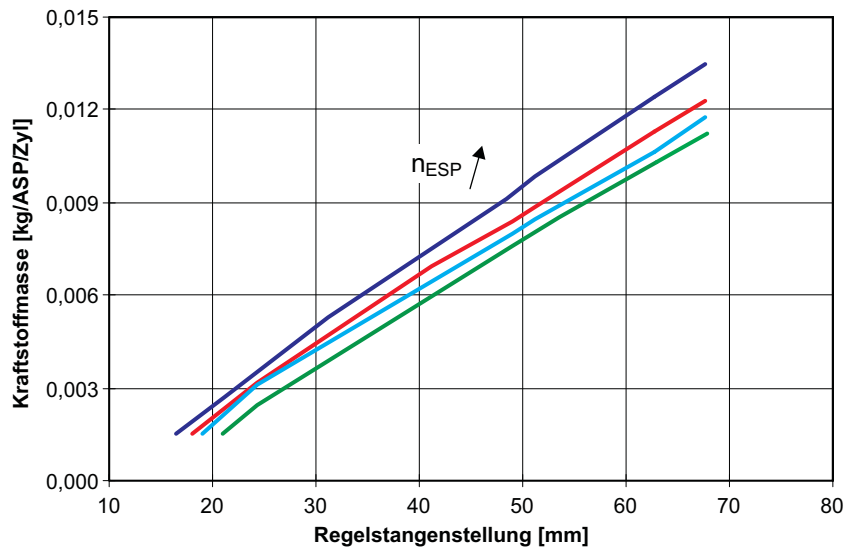


Bild 2.19 Typisches Einspritzpumpenkennfeld in der Darstellung $m_B = f(x_R, n_{ESP})$

Um bei höheren Drehzahlen den durch die Aufbereitung des Dieselkraftstoffes entstehenden Zündverzug sowie die endliche Brenngeschwindigkeit zu kompensieren, muß der Einspritzzeitpunkt an die Drehzahl des Motors angepaßt werden. Eine einfache und weit verbreitete Möglichkeit, den Einspritzzeitpunkt in konventionellen Systemen zu beeinflussen, ist die schräge Ausführung der Steuerkante des Einspritzpumpenkolbens. Wesentlicher Nachteil ist die feste Zuordnung zwischen Verdrehwinkel des Pumpenkolbens und damit der Regelstangenstellung zum Förderbeginn. Der Verstellbereich ist gering und kann während des Betriebes nicht angepaßt werden, sondern ist für eine Betriebslinie im Kennfeld ausgelegt. Toleranzen im Einspritz- und Regelsystem sowie Verschleiß beeinflussen die Einspritzverstellung.

Weitaus bessere Möglichkeiten bieten separate, von der Einspritzpumpe entkoppelte elektronische oder mechanische Einspritzversteller. Der Förderbeginn kann in diesem Fall in Abhängigkeit der gewünschten Parameter wie zum Beispiel Regelstangenstellung und Motordrehzahl eingestellt werden. Bild 2.20 zeigt ein typisches Beispiel für ein Einspritzverstellerkennfeld, in dem der Einspritzbeginn in Abhängigkeit von der Motordrehzahl mit der Regelstangenstellung als Parameter dargestellt ist. Die Leistungsaufnahme von separaten Einspritzverstellern ist gegenüber der Motorleistung derartig gering, daß im allgemeinen auf eine Berücksichtigung verzichtet werden kann. Für spezielle Untersuchungen, in denen auch die Verluste, die der Einspritzversteller verursacht, berücksichtigt werden sollen, kann mittels eines entsprechenden Kennfeldes die Leistungsaufnahme abgebildet werden.

Die minimalen Anforderungen, die an die dieselmotorische Kraftstoffregleinrichtung gestellt werden, sind

- Stabilisierung der Leerlaufdrehzahl und
- Abregelung beim Erreichen der maximalen Motordrehzahl.

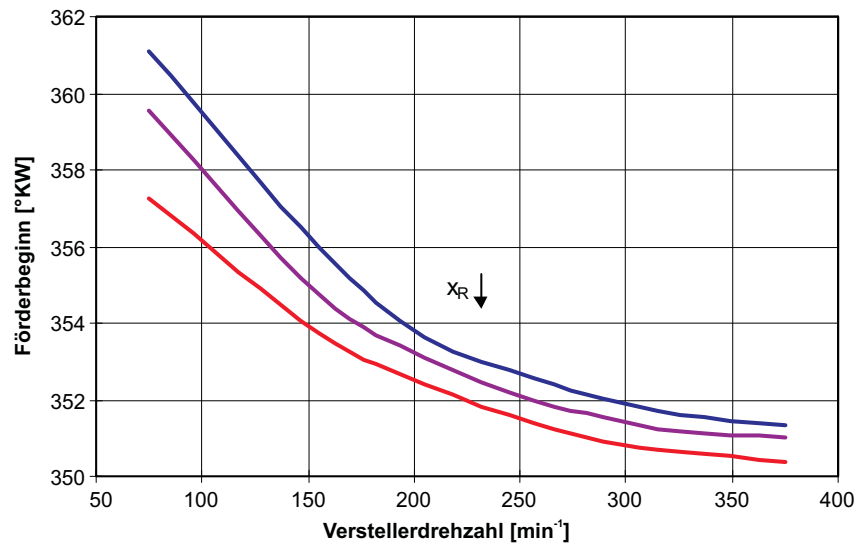


Bild 2.20 Typisches Einspritzverstellerkennfeld in der Darstellung $\varphi_{FB} = f(n_M, x_R)$

Die für einen stabilen Leerlauf nötige Brennstoffmenge ist nicht konstant, da sich je nach Betriebszustand die zu überwindende Reibleistung des Motors ändert. Ein fester mechanischer Anschlag der Regelstangenstellung kann somit keine exakte Leerlaufdrehzahl gewährleisten. Da aufgrund der hohen Spitzendrücke besondere Anforderungen an die Festigkeit von Dieselmotoren gestellt werden, ist die sichere Einhaltung der maximalen Drehzahl ein wichtiges Kriterium für die Reglerauslegung. Gerade bei einer schlagartigen Entlastung des Motors kann es zu deutlicher Überschreitung der maximalen Drehzahl kommen, die aufgrund der hohen Massenkräfte ($F_M \sim n_M^2$) zu Schädigungen des Triebwerkes führen würde. Aus dem Betrieb von Dieselmotoren ergeben sich weitere Anforderungen an das Regelsystem, im wesentlichen

- stabile Einhaltung der vorgegebenen Motordrehzahl und
- schnelles Reaktionsvermögen auf Last- bzw. Drehzahländerungen.

Gerade bei Dieselmotoren, die Generatoren antreiben, ist die Einhaltung einer vorgegebenen Drehzahl von besonderem Interesse, da die Netzfrequenz proportional der Motordrehzahl ist. Wird in ein bestehendes Netz versucht, Strom einer anderen Frequenz einzuspeisen, kann das schlimmstenfalls zum Zusammenbruch des Netzes führen. Die Konsequenzen wären beispielsweise für ein Schiff katastrophal. In der heutigen Zeit werden an Regelsysteme deutlich höhere Anforderungen gestellt. So haben Regler die aus Mehrmotorenanlagen resultierenden Probleme wie z.B. das gegenseitige 'Zuschieben' von Motorlast zu kompensieren, bestimmen das Zuschalten von weiteren Ladegruppen bei Registeraufladung oder kompensieren durch ladeluftdruckabhängige Füllungsbegrenzung Schadstoffemissionsstöße bei Beschleunigungsvorgängen. In dieser Arbeit ist ein Reglermodell erstellt worden, das in der Lage ist, mit möglichst geringem Aufwand eine auf andere Anwendungsfälle übertragbare Darstellung des Einspritzpumpenreglers zu ermöglichen.

Schwarz (1993) stellt die wesentlichen Eigenschaften des Reglers (Leerlauf, Enddrehzahl, Vollastangleich, LDA, DBR) anhand von drei charakteristischen Kennfeldern dar, in denen jeweils die Regelstangenstellung über der Einspritzpumpendrehzahl dargestellt ist. In zwei Kennfeldern dient die Fahrhebelstellung bei Umgebungs- und maximalem Ladeluftdruck als Parameter, in einem dritten Kennfeld wird der Ladeluftdruck bei maximaler Fahrhebelstellung

verwendet. Auf diese Weise erhält Schwarz (1993) ein gutes Abbild des Reglers in Abhängigkeit von Fahrhebelstellung, Einspritzpumpendrehzahl und Ladeluftdruck. Eine derartige Darstellung der Regelcharakteristik ist jedoch nur in den wenigsten Fällen verfügbar und muß durch genaues Vermessen des Reglerverhaltens ermittelt werden. Im Sinne einer flexiblen, universell einsetzbaren Darstellung des Regelsystems ist die Verwendung regeltechnischer Elemente zur Darstellung des Einspritzpumpenreglers vorteilhafter. Wie auch bei der 'Zerlegung' des Dieselmotors in einzelne Teilkomponenten werden die verschiedenen Reglerfunktionen durch einzelne Bausteine beschrieben. Kern des Regelsystems ist ein $PIDT_1$ -Glieder, das durch Wahl der entsprechenden Faktoren auch als P-, PD- oder PI-Glied eingesetzt werden kann. Ergänzt wird das Reglermodell durch verschiedene Komponenten wie

- Drehzahlfilter (Unterdrückung von hochfrequentem Rauschen)
- Limiter (Begrenzen der Regelstangenstellung durch vorgegebene Kennfelder in Abhängigkeit der Motordrehzahl (DBR) und/oder des Ladeluftdruckes (LDA))
- mechanischer Regelstangenanschlag

Das dynamische Verhalten des dem Regler nachgeschaltetem Stellgliedes (z.B. Servomotor) kann durch ein PT_1 - oder PDT_2 -Glieder dargestellt werden. Wird der Regelweg über ein DT_1 -Glieder auf eine regelwegabhängige Drehzahlollwertverstellung zurückgeführt, so kann ein im Regler eingestellter p-Grad berücksichtigt werden. Ein Beispiel für ein universell einsetzbares Reglermodell zeigt Bild 2.21.

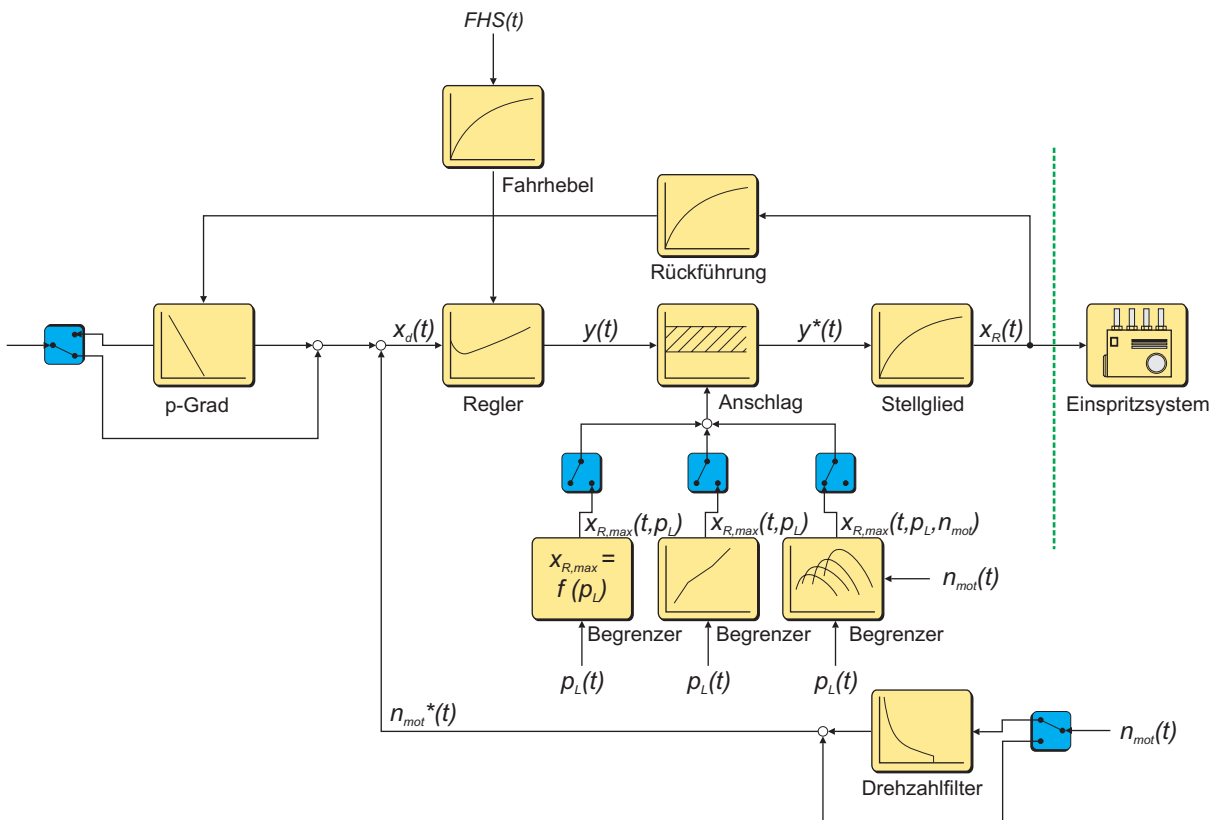
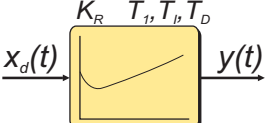


Bild 2.21 Universell einsetzbares Einspritzpumpenregler-Modell

Der Vorteil eines durch verschiedene Untermodelle abgebildeten Reglersystems liegt in der leichten und flexiblen Handhabung, das Modell läßt sich schnell und einfach an die Erfordernisse anpassen. Kennlinien oder Kennfelder der verschiedenen Begrenzer werden in den mei-

sten Fällen vom Motorenhersteller selbst vorgegeben, ebenso der mechanische Regelstangenanschlag. Die Parameter für den PIDT₁-Regler lassen sich gegebenenfalls von den Reglerherstellern in Erfahrung bringen, sie können aber auch, wie in Kapitel 6 gezeigt werden wird, durch Parametervariationen relativ schnell selbst bestimmt werden. Das zentrale Regelelement ist ein PIDT₁-Glied, das nach Lutz/Wendt (1995) in der additiven Form wie folgt



$$T_1 \cdot \frac{dy(t)}{dt} + y(t) = K_R \cdot \left[\frac{T_1 + T_I}{T_I} \cdot x_d(t) + \frac{1}{T_I} \cdot \int x_d(t) dt + (T_1 + T_D) \cdot \frac{dx_d(t)}{dt} \right]$$

beschrieben wird. Moderne elektronische Regler lassen sich mit guter Näherung durch ein PIDT₁-Element beschreiben, während mechanische Regler i.A. eher PIT₁-Verhalten aufweisen. Durch entsprechende Wahl der Koeffizienten kann das PIDT₁-Element in alle in Tabelle 2.1 aufgeführten Regelelemente überführt werden.

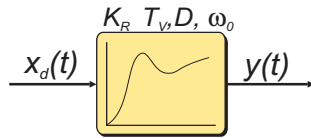
Die einfachste Form eines Reglers ist der Proportional-Regler. Die Regeldifferenz x_d wird proportional verstärkt, K_R ist die Reglerverstärkung. P-Regler sind einfach aufgebaut, billig, sicher, stabil und reagieren sehr schnell auf Regelabweichungen. Entscheidender Nachteil ist, daß Regelkreise mit Proportionalreglern eine bleibende Regeldifferenz aufweisen - die Regelgröße erreicht nicht den Sollwert. Proportional-Regler haben im allgemeinen immer eine Verzögerung, die durch eine Verzögerungszeitkonstante erfaßt wird, in bestimmten Fällen jedoch vernachlässigt werden kann. Mit Hilfe von derartigen PT₁-Elementen läßt sich das verzögernde Verhalten von Stellgliedern auf einfache und stabile Weise darstellen, verschiedene PT₁-Glieder können dabei problemlos miteinander gekoppelt werden, z.B. Servomotor und Regelstange für die Einspritzpumpenfüllungseinstellung. Um die bleibende Regeldifferenz des P-Reglers für $t \rightarrow \infty$ verschwinden zu lassen, kann man einen integrierenden Anteil zum P-Regler hinzufügen. Im Gegensatz zum reinen integrierendem I-Regler zeigt der PI-Regler ein deutlich schnelleres Reaktionsvermögen. Ein typisches Beispiel von Elementen mit PI-Verhalten sind im allgemeinen mechanische Einspritzpumpenregler, gegebenenfalls gekoppelt mit einem PT₁-Glied.

| Regler | Verzögerung T_1 | Integration T_I | Differentiation T_D |
|------------------|-------------------|----------------------|-----------------------|
| P | 0 | $\rightarrow \infty$ | 0 |
| PT ₁ | beliebig | $\rightarrow \infty$ | 0 |
| PI | 0 | beliebig | 0 |
| PD | 0 | $\rightarrow \infty$ | beliebig |
| PDT ₁ | beliebig | $\rightarrow \infty$ | beliebig |
| PID | 0 | beliebig | beliebig |

Tabelle 2.1 Parameterkonstellationen für Reglerdarstellung

Beim Proportional-Differential-Regler wird die Regeldifferenz und deren Ableitung zur Bildung der Stellgröße verwendet. Das ideale differentielle Übertragungsverhalten ist technisch nicht realisierbar, es wird in der Praxis auch nicht angestrebt, da die Gefahr besteht, daß der Regler bei hochfrequenten Störungen (Rauschen), die der Regelgröße oder der Führungsgröße und damit der Regeldifferenz überlagert sein können, übersteuert. Proportional-Differential-Regler mit Verzögerung 1. Ordnung entstehen durch das Hinzufügen eines PT₁-Gliedes zum technisch nicht realisierbaren idealen PD-Regler. Durch das differentielle Glied und die Verzögerungszeitkonstante läßt sich eine Zeitkonstante der Regelstrecke kompensieren, der Re-

gelkreis wird damit schneller und stabiler. Östreicher (1995) gibt an, das sich das dynamische Verhalten des dem Regler nachgeschalteten Stellgliedes mit Hilfe eines PDT₂-Gliedes erfassen läßt. Ein Proportional-Differential-Glied mit Verzögerung 2. Ordnung wird durch



$$a_2 \cdot \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + a_1 \cdot \frac{dy(t)}{dt} + a_0 \cdot y(t) = K_R \cdot b_0 \cdot \left[x_d(t) + T_V \cdot \frac{dx_d(t)}{dt} \right]$$

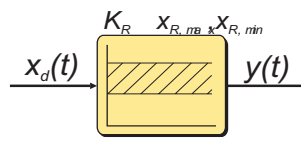
beschrieben. Dabei gilt für die Dämpfung, die Eigenfrequenz und die Proportionalverstärkung

$$D = \frac{\omega_0}{2} \cdot \frac{a_1}{a_0} \quad , \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{a_0}{a_2}} \quad \text{und} \quad K_R = \frac{b_0}{a_0} \quad ,$$

so daß sich der PDT₂-Regler auch mit folgender Differentialgleichung beschreiben läßt :

$$\frac{1}{\omega_0^2} \cdot \frac{d^2 y(t)}{dt^2} + \frac{2 \cdot D}{\omega_0} \cdot \frac{dy(t)}{dt} + a_0 \cdot y(t) = K_R \cdot \left[x_d(t) + T_D \cdot \frac{dx_d(t)}{dt} \right] \quad .$$

Ein solches System ist für Dämpfungen im Bereich $-1 < D < 1$ schwingfähig, was zu Problemen in der numerischen Simulation führen kann. In vielen Fällen reicht die Darstellung des Stellgliedes als PT₁-System aus und ist aus Stabilitätsgründen dem PDT₂-Element vorzuziehen. Eine weitere Verbesserung des Regelverhaltens erhält man, wenn zum PI-Regler ein differenzierendes Glied hinzugefügt wird. Der differenzierende Anteil bewirkt zum einen eine schnellere Reaktion auf Störgrößeneinflüsse als der PI-Regler, zum anderen können Zeitkonstanten der Regelstrecke kompensiert werden. Da sich ideale D-Glieder technisch nicht realisieren lassen und bei überlagerten hochfrequenten Störungen zu Übersteuerungen neigen, läßt sich durch Hinzufügen eines PT₁-Gliedes mit kleiner Verzögerungszeitkonstanten der PIDT₁-Regler erzeugen. Der maximale und minimale mechanische Regelstangenanschlag wird durch eine einfache Abfragefunktion realisiert. Dargestellt wird der Regelstangenanschlag wie folgt:



$$y(t) = K_R \cdot \begin{cases} x_{R,\min} & x_d < x_{R,\min} \\ x_d(t) & x_{R,\min} < x_d < x_{R,\max} \\ x_{R,\max} & x_d > x_{R,\max} \end{cases}$$

Ist die vom Regler ermittelte neue Regelstangenstellung außerhalb des zulässigen Bereiches, der als minimale und maximale Grenze anzugeben ist, so wird die Regelstangenstellung auf den entsprechend größten oder kleinsten zulässigen Wert gesetzt. Die Stellung der Regelstange und damit der eingespritzten Kraftstoffmasse kann durch verschiedene Mechanismen begrenzt werden. Zur Vermeidung von Rußstößen bei Lastaufschaltungen oder Beschleunigungsvorgängen wird die zulässige Regelstangenstellung in Abhängigkeit von der Motordrehzahl und/oder dem Ladeluftdruck dynamisch aus den Betriebsbedingungen ermittelt. Für die Begrenzung kann entweder ein linearer Ansatz der Form

$$\begin{aligned} x_{R,\max}(t) &= x_{R,\max,AP} + \Delta x_{R,\max} \cdot p_{LL}(t) \\ x_{R,\max}(t) &= x_{R,\max,AP} + \Delta x_{R,\max} \cdot n_M(t) \end{aligned} \quad (2.89)$$

verwendet werden oder aber ein 2- bzw. 3-dimensionales Kennfeld der Form

$$x_{R,\max}(t) = f(p_{LL}(t)), \quad x_{R,\max}(t) = f(n_M(t)) \quad \text{oder} \quad x_{R,\max}(t) = f(p_{LL}(t), n_M(t)) \quad . \quad (2.90)$$

Der Motor liefert auch im stationären Zustand kein konstantes Drehzahlensignal. Ursache sind zum einen die Drehunförmigkeit, zum anderen Störgrößeneinflüsse, die eine konstante Drehzahl ausschließen. Im Sinne einer sowohl stabilen, schnellen als auch möglichst genauen Darstellung des Reglers kann es sinnvoll sein, das Drehzahlensignal des Motors von hochfrequentem Rauschen und überlagerten Schwingungen zu filtern. Eine zuverlässige Methode steht als Tiefpaß aus der Elektrotechnik zur Verfügung. Die Funktionsweise eines Tiefpasses läßt sich auf einfache Weise im Frequenzbereich beschreiben (Bild 2.22).

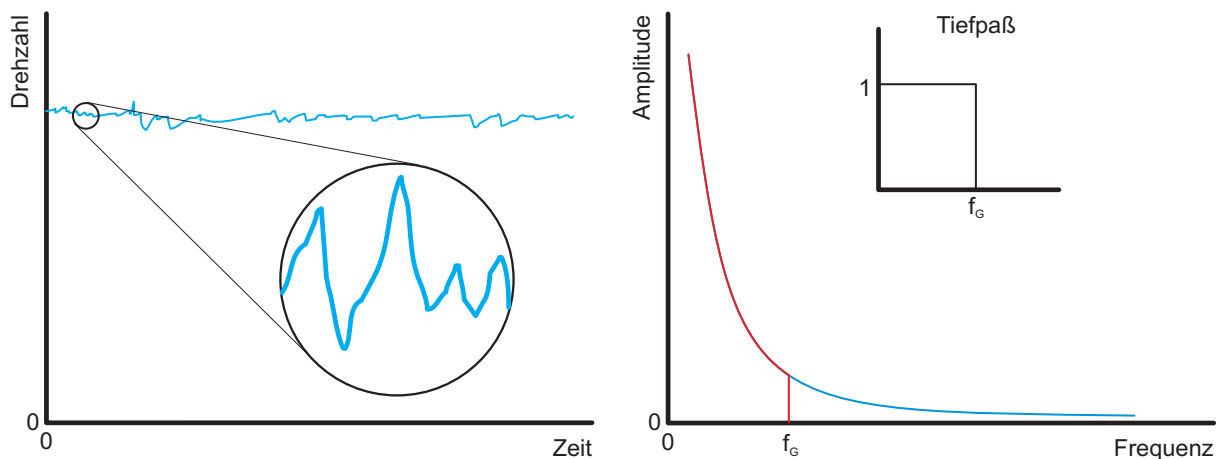


Bild 2.22 Drehzahlensignal im Zeit- und Frequenzbereich

Die Darstellung des Drehzahlensignals im Frequenzbereich läßt sich mit Hilfe der Fourier-Analyse erzeugen, die Funktion des Tiefpasses ergibt sich aus der Multiplikation der Tiefpaßfunktion mit dem transformierten Drehzahlensignal. Eine Multiplikation im Frequenzbereich läßt sich durch ein Faltungsintegral im Zeitbereich darstellen :

$$\mathcal{L}\{n_M(t)\} \cdot \mathcal{L}\{A(t)\} = \mathcal{L}\left\{\int_0^t A(t-\tau) \cdot n_M(\tau) d\tau\right\} \quad (2.91)$$

Der Rechenaufwand für eine Darstellung des Tiefpasses ist dabei allerdings unverhältnismäßig hoch. Eine vereinfachte Methode, das Drehzahlensignal zu glätten, bietet die Verwendung eines Kurzzeitintegrals.

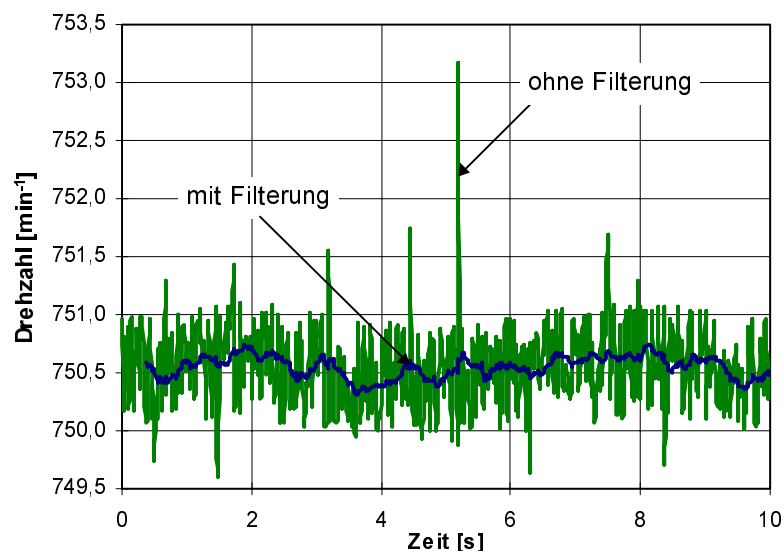


Bild 2.23 Drehzahlglättung durch Mittelwertbildung

Da in der Simulation lediglich zeitdiskrete Werte für das Drehzahl­signal zur Verfügung stehen, läßt sich das Kurzzeitintegral zur Drehzahlfilterung auf eine Mittelwertbildung der Form

$$n_{M,F}(t) = \frac{\sum_{i=1}^k n_M(t_i)}{k} \quad (2.92)$$

zurückführen. Das Resultat einer Drehzahlfilterung bzw. -glättung zeigt Bild 2.23. Gekoppelt mit einem Schwellwert, der eine Mindestabweichung als auftretende Regeldifferenz festlegt, die für eine Aktivierung des Reglers überschritten werden muß, läßt sich auf einfache Weise der Rechenzeitaufwand für das Regelsystem ohne nennenswerte Einbußen bei der Genauigkeit deutlich verringern.

2.3.4 Weitere Komponenten

Die Kurbelwelle und die ATL-Welle werden als starres, rotierendes Bauteil modelliert. Die Differentialgleichung für die Änderung der Wellendrehzahl läßt sich durch die Auflösung des Drallsatzes bestimmen :

$$\frac{d\omega_W}{dt} = \frac{\sum_j M_j}{\sum_i J_i} \quad (2.93)$$

Dabei ist zu beachten, daß die an einer Welleneinheit angreifenden polaren Massenträgheitsmomente J_i auf die Drehzahl dieser Welle reduziert werden müssen.

Die Reibungsverluste des Motors beinhalten alle motorinternen, nicht prozeßbedingten Verluste. Hierzu gehören auch die Antriebsleistungen von Hilfsantrieben wie z. B. Kühlmittelpumpe. Steht für den Motor ein vernünftiges Reibungskennfeld zur Verfügung, so kann das Reibmoment durch Interpolation aus dem Kennfeld bestimmt werden.

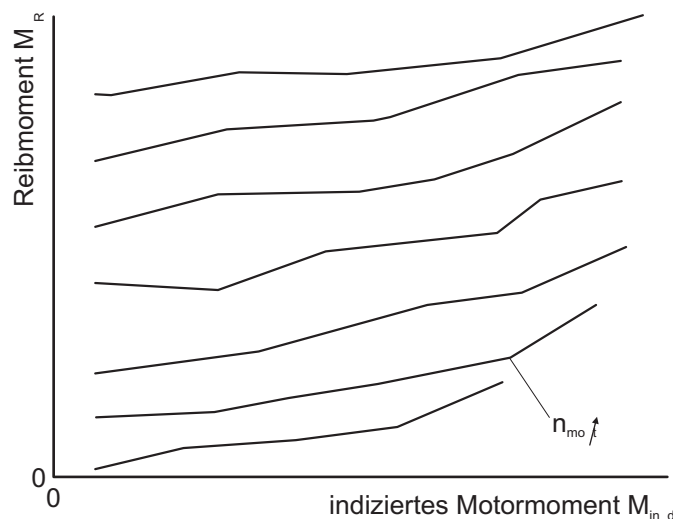


Bild 2.24 Schematische Darstellung Reibmomentenkennfeld

Eine übliche Darstellung von Reibmomentenkennfeldern beschreibt den Reibmitteldruck in Abhängigkeit von indiziertem Mitteldruck und Motordrehzahl (Bild 2.24). Steht kein entsprechendes Kennfeld zur Verfügung, so kann auf verschiedene empirische Ansätze zurückgegrif-

fen werden. Ein weit verbreitetes Verfahren wurde von Groth und Thiele (1979) vorgestellt, das in einer Erweiterung für hohe Mitteldrücke den Reibmitteldruck in drei Teilkomponenten beschreibt :

$$p_{m,R} = \Delta p_{m,R,1} + \Delta p_{m,R,2} + \Delta p_{m,R,3} \quad (2.94)$$

mit den Anteilen

$$\Delta p_{m,R,1} = 6,7 \cdot d_z^{0,329} - 89 \cdot d_z^{-0,943} \cdot \left[1 - \left(\frac{n_M}{n_{M,nem}} \right)^2 \right] \quad [10^5 \text{ Pa}]$$

$$\Delta p_{m,R,2} = \begin{cases} 0,1 \cdot p_{m,ind} - 1,25 & \text{für } p_{m,ind} \geq 15 \cdot 10^5 \text{ Pa} \\ 2 \cdot 10^{-4} \cdot (0,9 \cdot p_{m,ind})^3 - 6 \cdot 10^{-3} \cdot (0,9 \cdot p_{m,ind}) & \text{für } p_{m,ind} < 15 \cdot 10^5 \text{ Pa} \end{cases}$$

$$\Delta p_{m,R,3} = \begin{cases} \left(\frac{p_{LL}}{p_U} - 1 \right) \cdot \sqrt{-0,018 \cdot c_m + 0,1874} & \text{für } c_m \leq 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \\ 0,0 & \text{für } c_m > 10,4 \frac{\text{m}}{\text{s}} \end{cases}$$

Stehen Motormessungen zur Verfügung, so kann der Reibmitteldruck über eine Umrechnung aus dem mechanischen Wirkungsgrad bestimmt werden :

$$p_{m,R} = p_{m,ind} \cdot (1 - \eta_{M,m}) \quad (2.95)$$

Der mechanische Wirkungsgrad läßt sich nach Östreicher (1995) über die Beziehung

$$\eta_{M,m} = \eta_{M,m,AP} \cdot (1 - a - b) \cdot \left(a \cdot \frac{n_M}{n_{M,AP}} + b \right) \cdot \frac{p_{m,ind,AP}}{p_{m,ind}} \quad (2.96)$$

bestimmen, wobei die Koeffizienten a und b aus den Messungen zu ermitteln sind und der mechanische Wirkungsgrad sowie der indizierte Mitteldruck für einen Bezugspunkt bekannt sein müssen. Eine weitere, einfache Möglichkeit, den Reibmitteldruck zu berechnen, geben MAN B&W in Abhängigkeit von mittlerer Kolbengeschwindigkeit, Bohrungsdurchmesser und indiziertem Mitteldruck wie folgt an :

$$p_{m,R} = \frac{a + b \cdot c_m + c \cdot p_{m,ind}}{c + \left(\frac{d_{Ref}}{d_z} \right)^{-0,37}} \quad (2.97)$$

Die für einen MAN 9L 32/40 für verschiedene Lastpunkte auf der Generatorkurve ermittelten Reibmitteldrücke sind in Bild 2.25 den von MAN B&W zur Verfügung gestellten Messungen gegenübergestellt. Wie der Grafik zu entnehmen ist, liefert die Berechnung des Reibmitteldruckes nach MAN B&W nur geringfügig niedrigere Werte als die aus den Messungen ermittelten und können somit als gute Möglichkeit zur Bestimmung der Motorreibungsverluste für Großdieselmotoren betrachtet werden. Da dieser Zusammenhang speziell für MAN-Motoren erstellt worden ist, muß im Einzelfall geprüft werden, ob sich der Ansatz (2.97) auch auf andere Motoren übertragen läßt - in jedem Fall sind die Koeffizienten an den Motor durch Vergleich mit aus Messungen bestimmten Reibverlusten anzupassen. Ist eine genauere Darstellung der tribologischen Verhältnisse gerade im Bereich der Kolbenringgruppe gefordert, kann auf einen experimentell abgesicherten empirischen Ansatz von Schwarzmeier (1992) zurückgegriffen werden.

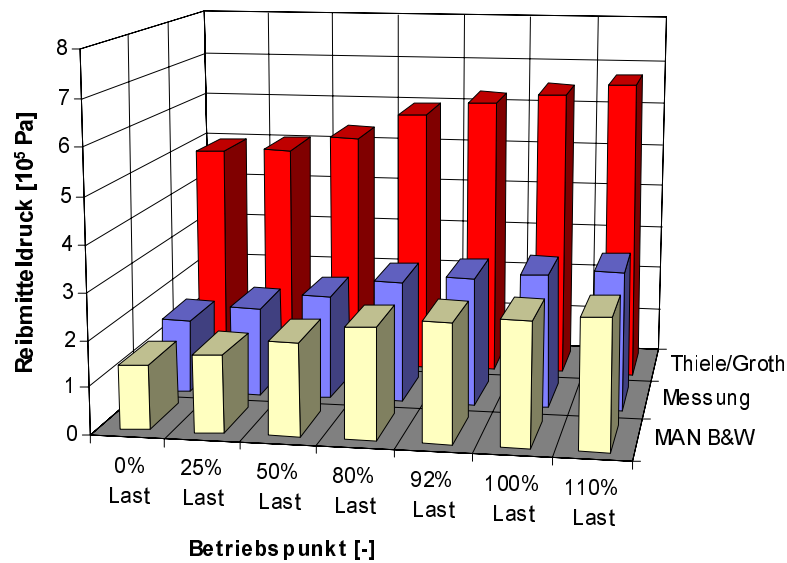


Bild 2.25 Vergleich der berechneten Reibmitteldrücke nach MAN B&W und Thiele/Groth mit aus Messungen ermittelten Reibmitteldrücken

Der Antriebsstrang, der Elemente wie Generatoren, Kupplung, Getriebe, Schiffswiderstand, Propeller usw. enthalten kann, prägt dem System Dieselmotor ein Lastmoment auf. Ähnlich wie beim Dieselmotor läßt sich auch der Antriebsstrang in einzelne Teilmodelle zerlegen und entsprechend der geforderten Modelltiefe darstellen. Während Schwarz (1993) den Antriebsstrang am Beispiel eines Kraftfahrzeuges abbildet, findet sich bei Östreicher (1995) eine Beschreibung zur Modellierung von Schiffsantriebssträngen. Da in dieser Arbeit die Untersuchung des Dieselmotoraggregates im Vordergrund steht, wird die Belastung des Motors mittels einer Lastkennlinie modelliert – auf die detaillierte Beschreibung der Antriebsstrangkomponenten wird verzichtet. Auf diese Weise wird es möglich, die verschiedensten Lastwechselreaktionen zu simulieren. Die Lastkennlinie kann dabei den Verlauf eines gemessenen Lastmomentes oder einer gemessenen Lastleistung beinhalten. Im Falle einer Lastleistung muß die entsprechende Last mit der aktuellen Motordrehzahl umgerechnet und als Lastmoment an den Motor bzw. die Kurbelwelle gekoppelt werden. Neben gemessenen Lastverläufen sind auch fiktive Lastverläufe verwendbar und ermöglichen so auch Untersuchungen, die experimentell nicht möglich wären. Bild 2.26 zeigt den typischen Verlauf einer Lastaufschaltung von 50% auf 100% Nennlast. Die gemessene, zeitabhängige Lastleistung wird aus der Kennlinie ausgelesen und in ein Lastmoment umgerechnet. Da bei der Berechnung die aktuelle Motordrehzahl einfließt, haben Moment und Leistung einen unterschiedlichen Verlauf.

Ein einfaches Modell zur Beschreibung des Kühlwasserkreislaufes von Kraftfahrzeugen findet sich beispielsweise bei Schwarz (1993), der ein System von sieben Behältern verwendet wird. Die Kühlmittelkreisläufe von modernen Großdieselmotoren sind ungleich komplexer und übernehmen außer dem Abtransport der in die Zylinderbauteile eingetretenen Prozesswärme häufig auch die Ladeluftkühlung. Unter dem Gesichtspunkt der Erstellung eines einfachen, leicht zu handhabenden Programmsystems für die dynamische Simulation von Großdieselmotoranlagen würde eine detaillierte Modellierung des Kühlsystems das Rechenmodell deutlich komplizieren und damit den Rechenaufwand erheblich ansteigen lassen. Für die Arbeitsprozeßrechnung des Zylinders selbst hat die Kühlwassertemperatur nur eine untergeordnete Bedeutung. Bild 2.27 zeigt die Auswirkungen auf den Zylinderdruck- und Zylindertemperaturverlauf für eine mittlere Kühlwassertemperatur von 300 K und 400 K in einem Vollastpunkt.

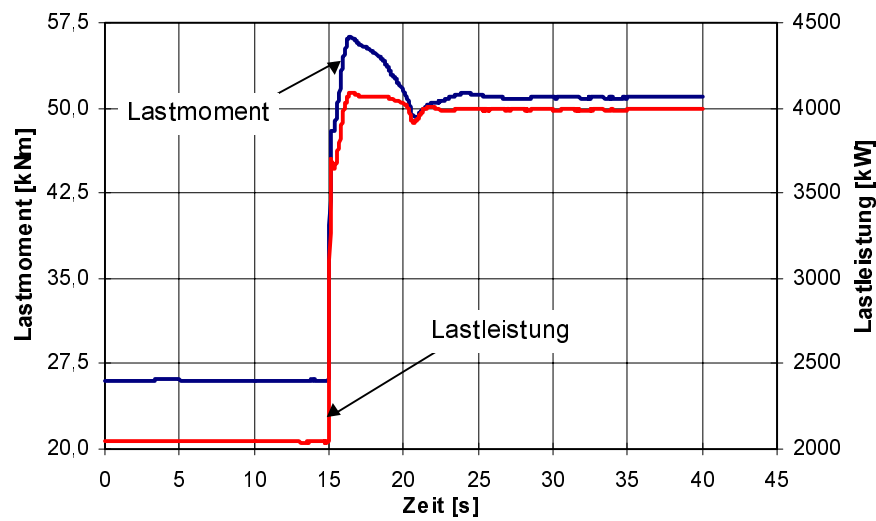


Bild 2.26 Verlauf einer gemessenen Lastleistung und des daraus berechneten Lastmomentes bei einer Lastaufschaltung von 50% auf 100% Nennlast

Der Druckverlauf im Zylinder während des Arbeitsspiels läßt keinen Einfluß der Kühlwassertemperatur erkennen, beide Kurven verlaufen nahezu identisch. Durch die 100 K höhere Kühlwassertemperatur ist die für den Wärmeübergang treibende Temperaturdifferenz geringer, so daß weniger Wärme an die Brennraumwände abgegeben werden kann. Wie Bild 2.27 zu entnehmen ist, führt die Kühlwassertemperaturerhöhung um 100 K lediglich zu einer Temperaturerhöhung des Zylindergases von weniger als 10 K. Bedingt durch die thermische Trägheit des Kühlsystems kann in der dynamischen Simulation mit guter Näherung eine konstante Kühlmitteltemperatur angenommen werden, wenn das instationäre Verhalten des Kühlsystems nicht Gegenstand der Untersuchung ist. Ist die Kühlmittelpumpe direkt an den Motor gekoppelt, so ist die von der Pumpe aufgenommene Leistung zu berücksichtigen.

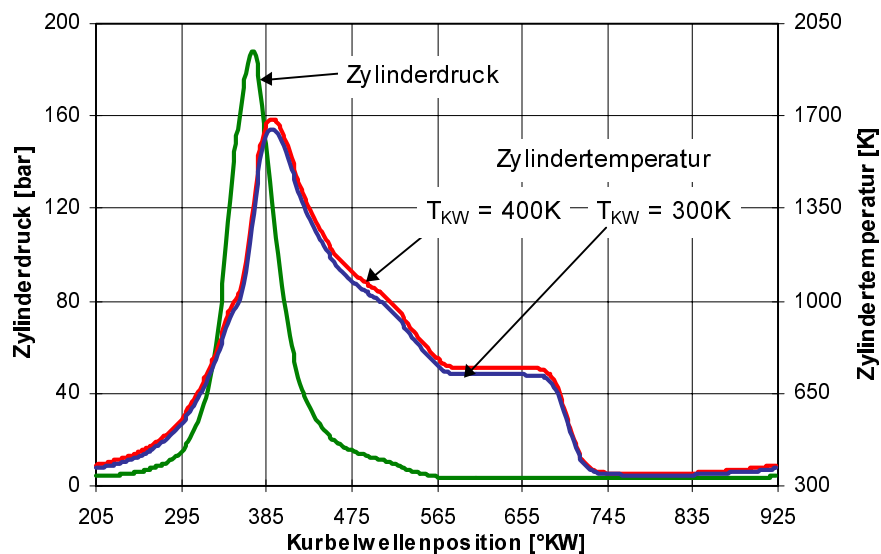


Bild 2.27 Einfluß der mittleren Kühlwassertemperatur auf die Arbeitsprozeßrechnung

Analog zum Kühlwasserkreislauf hat auch der Ölkreislauf einen vernachlässigbar geringen Einfluß auf das dynamische Verhalten des Dieselmotoraggregates und wird deshalb nicht

weiter berücksichtigt. Da die Ölpumpe in vielen Fällen direkt vom Motor angetrieben wird, ist jedoch die Leistung, die zum Antrieb der Pumpe benötigt wird, zusätzlich als Last dem Motor aufzuprägen.

Der Fahrhebel dient zur Vorwahl der Motordrehzahl, die dem Einspritzpumpenregler als Führungsgröße mitgeteilt wird. Um verschiedene Fahrzyklen vorgeben zu können, wird zur Darstellung eine zeitabhängige Kennlinie verwendet (Bild 2.28).

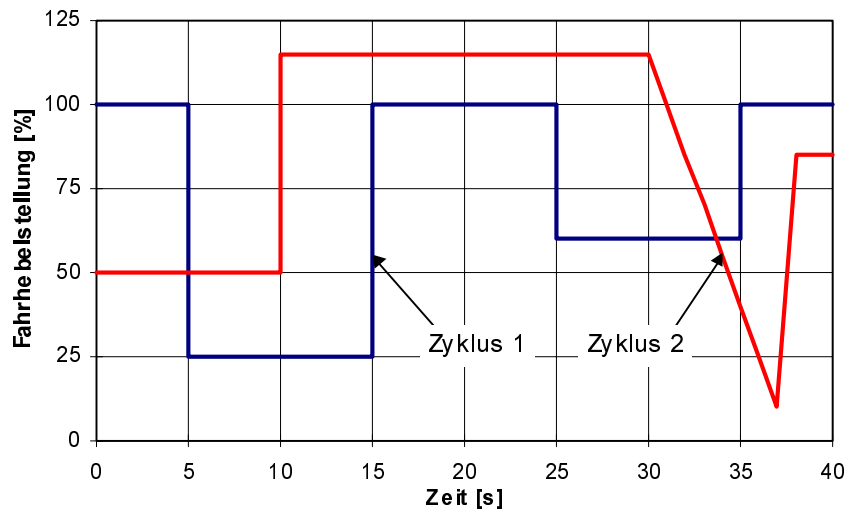


Bild 2.28 Mögliche Vorgaben der Fahrhebelstellung

3 Modellbildung Zweitakt-Motor

Der langsam laufende Zweitakt-Dieselmotor ist mit einem effektiven Wirkungsgrad von bis zu 54% zur Zeit die wirtschaftlichste Wärme-Kraft-Maschine. Zudem ist es möglich, billige Kraftstoffe schlechtester Qualität zu verbrennen. Für die Bewertung der Wirtschaftlichkeit eines Antriebes muß jedoch nicht nur der Wirkungsgrad des Motors betrachtet werden, sondern der der gesamten Anlage. Langsam laufende Zweitakt-Dieselmotoren können ohne Zwischenschaltung eines Getriebes direkt mit dem Propeller gekoppelt werden. Die zusammengefaßten Vorteile des Zweitakt-Motors haben dazu geführt, daß Handelsschiffe, bei denen weder hohe Wendigkeit noch geringer Bauraumbedarf im Vordergrund stehen, im wesentlichen durch Zweitakt-Dieselmotoren angetrieben werden. Optimierungen der Propelleranlagen haben zu einem optimalen Propulsionsgütegrad im Bereich immer niedrigerer Drehzahlen geführt. Um weiterhin auf das Getriebe verzichten zu können, führte die Entwicklung neuerer Zweitakt-Dieselmotoren zu immer höheren Hub-Bohrungs-Verhältnissen von mittlerweile deutlich über drei. Die daraus resultierenden Strömungsverhältnisse im Ladungswechselprozeß haben dazu geführt, daß die Hersteller auf Quer- oder Umkehrspülung verzichten mußten. Heute sind alle bekannten Zweitakt-Großdieselmotoren als gleichstromgespülte Kreuzkopfmotoren ausgeführt.

Beim Viertakt-Dieselmotor steht für das Ausschleichen der Verbrennungsprodukte und das Füllen des Zylinders mit frischer Ladung jeweils ein voller Takt zur Verfügung. Wenn man von der Ventilüberschneidung absieht, sind diese beiden Teilprozesse nicht nur strikt voneinander getrennt, sondern es steht ihnen auch ausreichend Zeit zur Verfügung. Der Ladungswechsel des Viertakt-Motors wird im allgemeinen nach dem Prinzip der Idealen Mischung in einer Zone berechnet. Dieses Vorgehen ist zulässig, da der Bereich der Ventilüberschneidung kurz gegenüber der gesamten Ladungswechseldauer ist und sich in der Nähe des oberen Totpunktes bei geringem Zylindervolumen abspielt. Beim Zweitakt-Dieselmotor finden sich grundsätzlich andere Verhältnisse. Während die Zusammenhänge für den Hochdruckprozeß weitestgehend vom Viertakt-Motor übertragen werden können, gestaltet sich der Ladungswechselprozeß ungemein komplizierter. Dem Zweitakt-Motor steht für den Ladungswechsel lediglich eine begrenzte Zeit zur Verfügung. So ist in der Beschreibung des Ladungswechselvorganges die entscheidende Problematik bei der numerischen Simulation von Zweitakt-Dieselmotoren zu sehen.

3.1 Grundlagen des Ladungswechselprozesses

In der Fachliteratur findet sich eine große Anzahl von Modellen der verschiedensten Art, mit deren Hilfe der Ladungswechselprozeß beschrieben werden kann. Die verschiedenen Autoren verwenden dabei zum Teil unterschiedliche Kenngrößen. Es ist somit zunächst nötig, die hier zur Beschreibung und Beurteilung der Ladungswechselmodelle herangezogenen Größen zu erläutern und im Sinne einer einheitlichen Betrachtung zu definieren.

3.1.1 Kenngrößen

Vier häufig in der Literatur zur Beschreibung des Ladungswechselprozesses aufgeführte Kenngrößen sind

- Luftaufwand λ_A ,
- Spülwirkungsgrad η_s ,
- Liefergrad η_L und
- Reinheitsgrad β .

Grohe (1982) definiert als *Luftaufwand* das Verhältnis aus Frischladungsmasse, die je Arbeitsspiel durch den Einlaß strömt, und der theoretischen Frischladungsmasse, die im Zylinder wäre, wenn das Zylindervolumen vollständig mit Frischladung vom Zustand vor dem Einlaß gefüllt wäre :

$$\lambda_A = \frac{m_{FL,E}}{m_{th,Z}} = \frac{\text{Frischladungsmasse durch Einlaß}}{\text{theoretisch mögliche Frischladungsmasse}} \quad . \quad (3.1)$$

Der *Spülwirkungsgrad* setzt sich nach Sher (1991) aus dem Verhältnis von tatsächlich nach dem Ladungswechselprozeß im Zylinder verbliebener Frischladungsmasse und Restgasmasse zusammen. Wie aus der Definition (3.2) zu sehen ist, handelt es sich hier um einen echten Wirkungsgrad, dessen maximaler Wert im Idealfall (sämtliches Restgas hat den Zylinder verlassen) eins erreichen kann :

$$\eta_s = \frac{m_{FL,Z}}{m_{FL,Z} + m_{RG,Z}} = \frac{\text{tatsächliche Frischladungsmasse im Zylinder}}{\text{gesamte Masse im Zylinder}} \quad . \quad (3.2)$$

Als *Liefergrad* bezeichnen Dang und Wallace (1992) das Verhältnis aus tatsächlich nach dem Ladungswechselprozeß im Zylinder verbliebener Frischladungsmasse und der theoretischen Frischladungsmasse, die im Zylinder wäre, wenn das Zylindervolumen vollständig mit Frischladung vom Zustand vor dem Einlaß gefüllt wäre:

$$\eta_L = \frac{m_{FL,Z}}{m_{th,Z}} = \frac{\text{tatsächliche Frischladungsmasse im Zylinder}}{\text{theoretisch mögliche Frischladungsmasse}} \quad . \quad (3.3)$$

Um beurteilen zu können, wieviel an Frischladung sich beispielsweise im Zylinder befindet oder in den Auslaß verloren gegangen ist, verwendet Blair (1996) den Reinheitsgrad, der sowohl für den Einlaß, den Zylinder oder den Auslaß bestimmt werden kann :

$$\beta_{(E,A,Z)} = \frac{m_{FL,(E,A,Z)}}{m_{ges(E,A,Z)}} = \frac{\text{Frischladungsmasse (Einlaß, Auslaß, Zylinder)}}{\text{gesamte Masse (Einlaß, Auslaß, Zylinder)}} \quad . \quad (3.4)$$

Gemäß der entsprechenden Definition entspricht der Spülwirkungsgrad der Reinheit der sich im Zylinder befindlichen Gase.

3.1.2 Spülverfahren

Seit der Entwicklung des ersten Zweitakt-Motors von Sir Dugald Clerk am Ende des 19. Jahrhunderts sind die verschiedensten Spülsysteme entwickelt und realisiert worden. Im Laufe der weiteren Entwicklungsgeschichte haben sich drei Hauptverfahren herauskristallisiert :

- Querspülung,
- Umkehrspülung und
- Gleichstromspülung.

Die *Querspülung* ist vom Aufbau her die einfachste Form, erzielt aber den geringsten Spülfekt. Bei kleineren Motoren wird der Spülgasstrom durch „Nasenkolben“ (Bild 3.1) abgelenkt, größere Motoren arbeiten mit Einlaßschlitzen, die den Spülgasstrom schräg nach oben zum Zylinderkopf leiten, wo er seine Strömungsrichtung umkehrt und die Abgase in Richtung Auslaßschlitze ausschleibt. Bei diesem Verfahren besteht die Gefahr des Ladungskurzschlusses besonders, da sich Ein- und Auslaßschlitze direkt gegenüber liegen und somit ein Teil des Frischladungsstromes direkt in den Auslaßkanal gelangen kann.

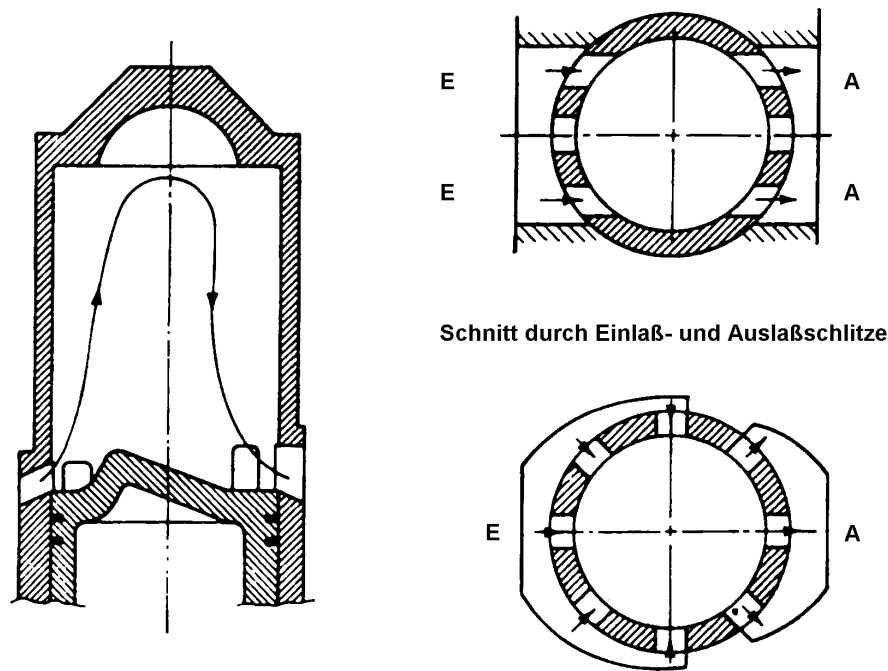


Bild 3.1 Prinzip der Querspülung (aus Heywood (1987))

Bei der *Umkehrspülung* (Bild 3.2 und Bild 3.3) verläßt, wie es der Name sagt, das Abgas den Zylinder in umgekehrter Richtung zum eintretenden Spülgasstrom. Sher (1990), Blair (1990), Grohe (1982) und Andere unterscheiden zwischen zwei Hauptformen, der

- MAN-Umkehrspülung (Bild 3.2) und
- Schnürle-Umkehrspülung (Bild 3.3).

Während bei der MAN-Spülung die Einlaßschlitze über den Auslaßschlitzen liegen und das einströmende Gas über den Kolben streicht, um ihn dabei zu kühlen, sich an der gegenüberliegenden Wand aufrichtet und nach unten zum Auslaß strömt, vermeidet die Schnürle-Spülung die übereinander liegenden Schlitze. Hier erstrecken sich die Einlaßschlitze (E) am Umfang des Zylinders zu beiden Seiten der Auslaßschlitze (A) mit dem Vorteil, daß ein größeres effektives Hubvolumen zur Verfügung steht. Die Strömungsführung ist bei beiden Varianten gleich. Bei umkehrgespülten Motoren ist zu beachten, daß in der vertikalen Zylinderachse kein ungespülter Raum entsteht. Umkehrspülungen erzielen im allgemeinen einen besseren Spülfekt als Querspülungen.

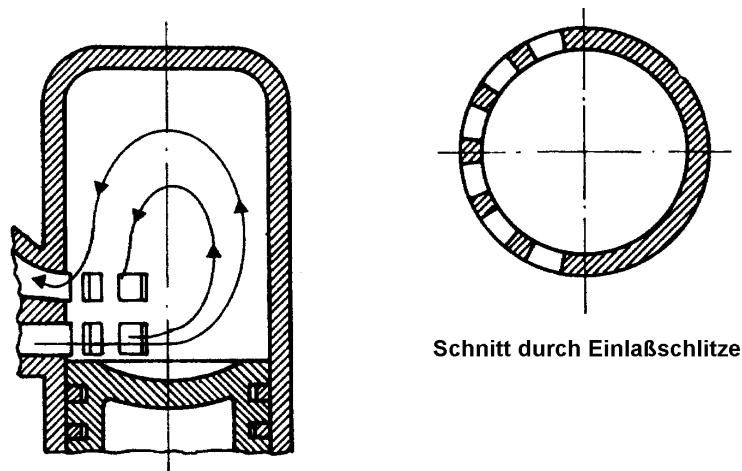


Bild 3.2 Prinzip der Umkehrspülung nach MAN (aus Grohe (1982))

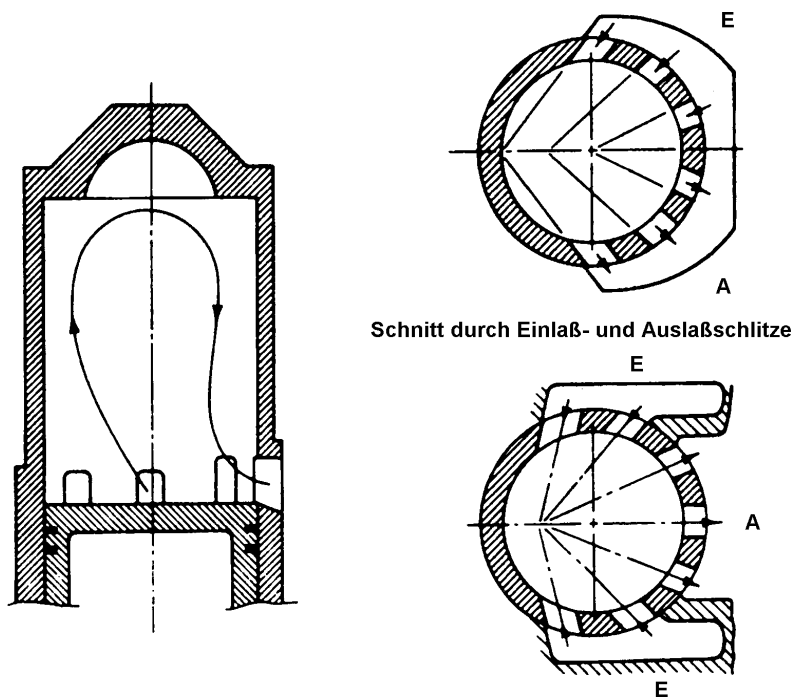


Bild 3.3 Prinzip der Umkehrspülung nach Schnürle (aus Heywood (1987))

Bei der *Gleichstromspülung* (Bild 3.4) tritt die frische Ladung durch die Einlaßschlitze ein und schiebt die im Zylinder vorhandenen Verbrennungsprodukte (Restgase) durch ein oder, in seltenen Fällen, mehrere Auslaßventile oben im Zylinderkopf aus. Um eine möglichst gute Spülung auch an den weniger gut zugänglichen Stellen, z.B. der Zylinderwand, zu ermöglichen, sind die Motoren mit tangential ausgerichteten Einlaßschlitzen versehen. Auf diese Weise wird eine stabile Drallströmung erzeugt, die auch während des Verdichtungs Vorganges noch teilweise vorhanden ist und von einer Quetschströmung, die von der Zylinderwand ausgeht, überlagert wird. Diese Effekte werden nicht nur bei der Spülung ausgenutzt, sondern wirken sich auch günstig auf die Verteilung des eingespritzten Kraftstoffes aus. Es gelingt, mit gleichstromgespülten Motoren bei kleinem Luftaufwand (auch als Luftdurchsatz bezeichnet) von $\lambda_A \approx 1,2$ und geringem Spülluftdruck einen guten Spülwirkungsgrad zu erreichen.

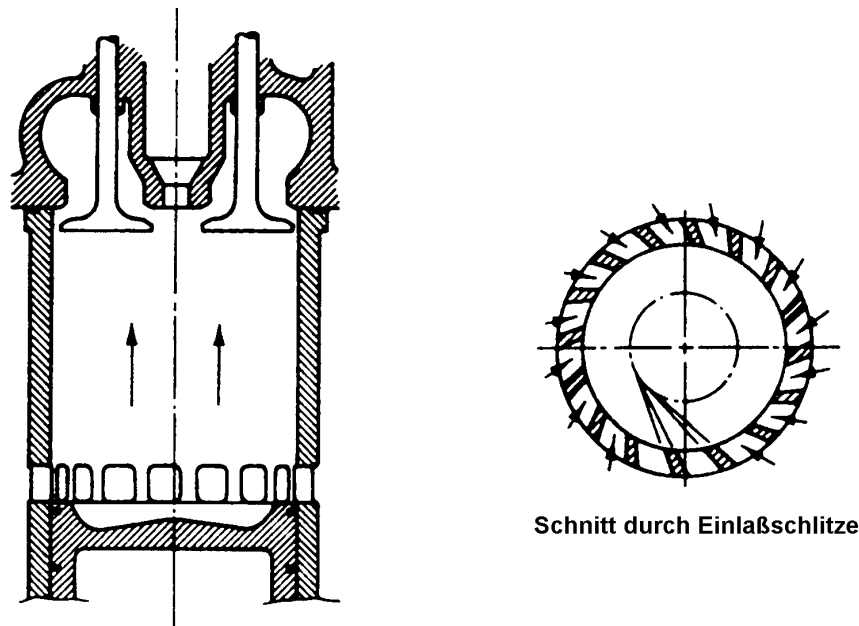


Bild 3.4 Prinzip der Gleichstromspülung (aus Heywood (1987))

Gleichstromgespülte Zweitakt-Dieselmotoren erreichen im allgemeinen die besten Spülwirkungsgrade. Durch die Verwendung eines oder mehrerer Auslassventile sowie dem entsprechenden Ventiltrieb steigert sich jedoch der Bauaufwand und die mechanischen Reibungsverluste, die Betriebssicherheit nimmt ab. Ventilgesteuerte Zweitakt-Dieselmotoren findet man im Normalfall nur im Bereich der Großdieselmotoren.

3.2 Ladungswechselmodelle

Eine detaillierte Übersicht und Beschreibung verschiedener Ladungswechselmodelle findet sich beispielsweise bei Gerstle und Merker (1997). Die Darstellung hier beschränkt sich auf die Ladungswechselmodelle, die zur Berechnung der nötigen Zylinderkennfelder untersucht worden sind :

- Ideale Verdrängung,
- Ideale Mischung,
- Verdrängung/Mischung und
- Crest-Modell.

Das Verdrängung/Mischungs-Modell und das Crest-Modell verwenden eine Kombination der beiden einfachen Ideal-Modelle Mischung und Verdrängung. Keines der Modelle berücksichtigt die kinetische Energie der Gasteilchen, was nicht nötig erscheint, da das Kreisprozeßrechenprogramm ohnehin nur einen nulldimensionalen Ansatz auf der Basis der Füll- und Entleermethode verwendet. Die Ideal-Modelle sind die einfachsten Modelle zur Beschreibung des Ladungswechselprozesses. Sie sind in einer Zeit entstanden, in der ohne die heute selbstverständlichen digitalen Rechensysteme mit geringem mathematischen Aufwand versucht wurde, eine Aussage über den Ladungswechselerfolg abschätzen zu können. Detaillierte Studien des Spülvorganges und Optimierungen im Bereich der Geometrie der Ladungswechselorgane sind nicht möglich, sondern erfordern 3D-fluidmechanische Modelle.

3.2.1 Ideales Verdrängungsmodell

Das Modell der Idealen Verdrängung ist das erste bekannt gewordene Ladungswechselmodell. Es geht davon aus, daß das Abgas von der einströmenden frischen Ladung aus dem Zylinder ideal verdrängt wird. Unter *ideal* ist dabei zu verstehen, daß weder eine Vermischung der Abgase mit frischer Ladung noch Ladungskurzschluß, also der direkte Fluß von frischer Ladung in den Auslaßkanal, auftritt. Diese Betrachtungsweise führt zu einer deutlichen Überbewertung des Ladungswechselerfolges. Mit den heutigen Erkenntnissen über die Vorgänge im Zweitakt-Dieselmotor und neueren Entwicklungen von Ladungswechselmodellen stimmt die Annahme der Idealen Verdrängung allenfalls zu Beginn des Ladungswechselprozesses überein. Trotzdem hat das Modell auch heute noch eine gewisse Bedeutung, zum einen als anzustrebender Idealfall im Sinne eines Referenzprozesses, zum anderen verwenden weiter entwickelte Modelle die Ideale Verdrängung als ein Teilprozeß des gesamten Ladungswechsels. Aus diesem Grund erfolgt hier eine detaillierte Vorstellung des Modells. Das Modell der Idealen Verdrängung beschreibt den Ladungswechselprozeß in einer Phase mit zwei Zonen (Bild 3.5).

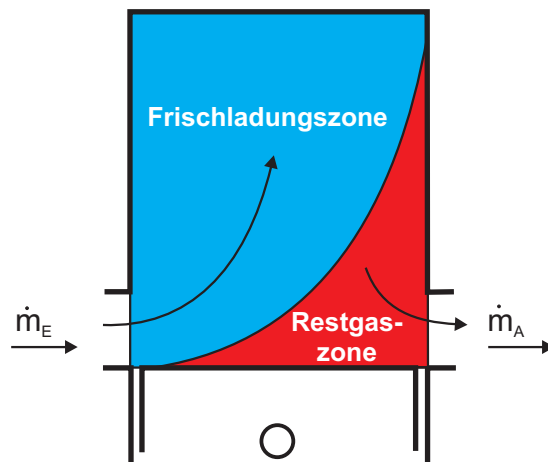


Bild 3.5 Prinzipschema des Modells der Idealen Verdrängung

Mit dem Luftaufwand und dem Spülwirkungsgrad läßt sich der Zusammenhang für den Liefergrad und die Abgasreinheit herleiten. Das Zylindervolumen ergibt sich aus dem Volumen der Restgas- und der Frischladungszone

$$V_Z = V_{FL,Z} + V_{RG,Z} \quad , \quad (3.5)$$

die Gasmasse in der entsprechenden Zone ist als Produkt aus Volumen und Dichte des in der Zone enthaltenen Gases darstellbar. Die theoretisch maximale Gasmasse im Zylinder kann aus dem Hubvolumen und der Dichte der Ladeluft vor dem Einlaß bestimmt werden. Der Spülwirkungsgrad läßt sich somit gemäß Definition wie folgt beschreiben :

$$\eta_S = \frac{m_{FL,Z}}{m_{FL,Z} + m_{RG,Z}} = \frac{1}{1 + \frac{m_{RG,Z}}{m_{FL,Z}}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{RG,Z} \cdot V_{RG,Z}}{\rho_{FL,Z} \cdot V_{FL,Z}}} = \frac{1}{1 + \frac{\rho_{RG,Z}}{\rho_{FL,Z}} \cdot \left(\frac{V_Z}{V_{FL,Z}} - 1 \right)} \quad . \quad (3.6)$$

Befindet sich noch Restgas im Zylinder, so ist die in den Zylinder eingeströmte Frischladungsmasse gleich der tatsächlich im Zylinder vorhandenen Frischladungsmasse :

$$m_{FL,E} = m_{FL,Z} = \rho_{FL,Z} \cdot V_{FL,Z} \quad (3.7)$$

Die theoretisch mögliche Masse im Zylinder läßt sich entweder über das Verhältnis aus Zylindervolumen und Dichte der Frischladung vom Zustand vor dem Einlaß darstellen oder aus der Definition des Luftaufwandes gemäß (3.1) ableiten :

$$m_{th,Z} = \frac{V_Z}{\rho_{FL,E}} = \frac{m_{FL,E}}{\lambda_A} = \frac{V_{FL,Z}}{\rho_{FL,Z}} \cdot \frac{1}{\lambda_A} \quad (3.8)$$

Das Verhältnis aus Zylinder- und Frischladungszonenvolumen in (3.6) wird somit zu

$$\frac{V_Z}{V_{FL,Z}} = \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \cdot \frac{1}{\lambda_A} \quad (3.9)$$

Der Spülwirkungsgrad kann schließlich in Abhängigkeit des Dichteverhältnisses und des Luftaufwandes beschrieben werden :

$$\eta_S = \left[1 + \frac{\rho_{RG,Z}}{\rho_{FL,Z}} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_A} \cdot \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} - 1 \right) \right]^{-1} \quad (3.10)$$

Nach der Modellvorstellung der Idealen Verdrängung verbleibt die eintretende Frischladung so lange im Zylinder, bis sämtliche Restgase verdrängt sind. Bis zu diesem Zeitpunkt ist die eintretende Frischladungsmasse gleich der im Zylinder befindlichen Frischladungsmasse. Ist das Restgas vollständig aus dem Zylinder verdrängt, so wird das Volumenverhältnis (3.9) zu eins. Der Spülwirkungsgrad kann nach (3.6) nicht weiter gesteigert werden und bleibt konstant bei seinem Maximalwert. Für den gesamten Ladungswechselprozeß kann der Spülwirkungsgrad in Abhängigkeit des Luftaufwandes und der Dichtenverhältnisse wie folgt beschrieben werden :

$$\eta_S = \begin{cases} \left[1 + \frac{\rho_{RG,Z}}{\rho_{FL,Z}} \cdot \left(\frac{1}{\lambda_A} \cdot \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} - 1 \right) \right]^{-1} & \text{für } \lambda_A \leq \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \\ 1,0 & \text{für } \lambda_A > \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \end{cases} \quad (3.11)$$

Analog zur jeweiligen Definition ergibt sich für den Liefergrad

$$\eta_L = \begin{cases} \lambda_A & \text{für } \lambda_A \leq \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \\ \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} & \text{für } \lambda_A > \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \end{cases} \quad (3.12)$$

und für die Reinheit des in den Auslaß strömenden Gases (Abgasreinheit)

$$\beta_A = \begin{cases} 0,0 & \text{für } \lambda_A \leq \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \\ 1,0 & \text{für } \lambda_A > \frac{\rho_{FL,E}}{\rho_{FL,Z}} \end{cases} \quad (3.13)$$

Bild 3.6 zeigt den Verlauf des Spülwirkungsgrades, des Liefergrades und der Abgasreinheit, dargestellt über dem Luftaufwand. Wie der Grafik zu entnehmen ist, wird der Spülwirkungs-

grad für einen Luftaufwand kleiner eins in weiten Teilen größer als der Liefergrad. Die Ursache liegt in dem Dichteverhältnis von $\rho_{RG,Z} / \rho_{FL,Z} < 1,0$.

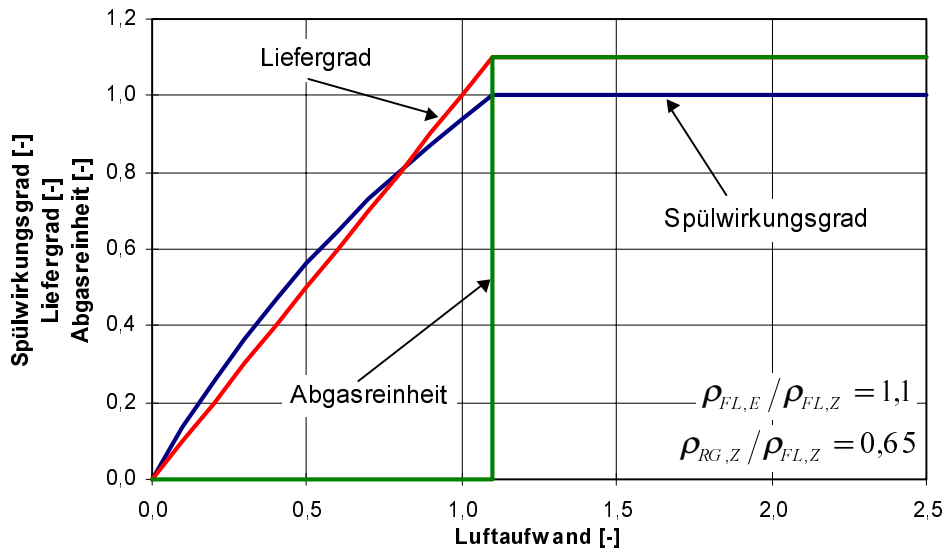


Bild 3.6 Verlauf von Spülwirkungsgrad, Liefergrad und Abgasreinheit über dem Luftaufwand für Ideale Verdrängung

In verschiedenen Veröffentlichungen werden die unterschiedlichen Dichten von Ladeluft, Frischladung im Zylinder und Restgaszone nicht berücksichtigt. In diesem Fall vereinfacht sich die Beschreibung von Spülwirkungsgrad und Liefergrad zu

$$\eta_L = \eta_S = \begin{cases} \lambda_A & \text{für } \lambda_A \leq 1,0 \\ 1,0 & \text{für } \lambda_A > 1,0 \end{cases}, \quad (3.14)$$

während sich für die Abgasreinheit folgender Zusammenhang ergibt :

$$\beta_A = \begin{cases} 0 & \text{für } \lambda_A \leq 1,0 \\ 1,0 & \text{für } \lambda_A > 1,0 \end{cases}. \quad (3.15)$$

Diese Vereinfachung führt zu einer einfachen und schnellen Möglichkeit, den Ladungswechselerfolg abschätzen zu können, implementiert aber einen gewissen Fehler, wie das folgende Rechenbeispiel zeigt. Geht man von einem konstanten Druck im Zylinder aus, so ergibt sich aus dem idealen Gasgesetz für das Verhältnis der Dichten

$$\frac{\rho_{RG,Z}}{\rho_{FL,Z}} = \frac{p_Z}{R_{RG,Z} \cdot T_{RG,Z}} \bigg/ \frac{p_Z}{R_{FL,Z} \cdot T_{FL,Z}} = \frac{R_{FL,Z} \cdot T_{FL,Z}}{R_{RG,Z} \cdot T_{RG,Z}} \approx \frac{T_{FL,Z}}{T_{RG,Z}} \approx \frac{390K}{600K} \approx 0,65, \quad ,$$

also ein deutlicher Unterschied zwischen Restgas- und Frischladungsdichte im Zylinder. Eine Vernachlässigung dieses Effektes führt gerade zu Beginn des Ladungswechselprozesses zu einer deutlichen Abweichung.

3.2.2 Ideales Mischungsmodell

Das Modell der Idealen Mischung wurde zuerst von Hopkins (1914) veröffentlicht. Im Gegensatz zur Idealen Verdrängung strömt die Frischladung in den Zylinder und vermischt sich umgehend mit dem Zylinderinhalt zu einem homogenen Gemisch. Die durch den Auslaß entweichenden Gase sind somit eine Mischung aus frischer Ladung und Abgasen im durch den Prozeß entstandenen Mischungsverhältnis. Hopkins (1914) geht bei der Formulierung seines Modells zunächst von den folgenden Voraussetzungen aus :

- der Mischungsprozeß findet bei konstantem Zylindervolumen und -druck statt.
- unmittelbar mit dem Eintreten der Frischladung bildet sich ein homogenes Gemisch im Zylinder. Das in den Auslaß strömende Gas hat demnach genau die Zusammensetzung des Zylinderinhaltes : $\eta_S = \beta_A$.
- es findet kein Wärmeübergang zwischen Zylinderinhalt und Zylinderwand statt.
- Frischladung und Restgas im Zylinder sind als ideale Gase mit gleicher und konstanter spezifischer Wärmekapazität zu betrachten.

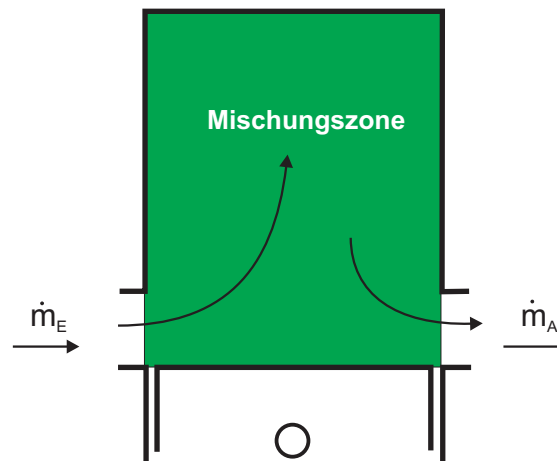


Bild 3.7 Prinzip des Modells der Idealen Mischung

Bild 3.7 zeigt den Ladungswechselprozeß nach der Modellvorstellung der Idealen Mischung. Nach dem 1. Hauptsatz der Thermodynamik läßt sich die Energiebilanz für das als adiabat betrachtete System Mischungszone aufstellen :

$$\frac{d(m \cdot c \cdot T)}{dt} = \dot{m}_E \cdot c_{p,E} \cdot T_E - \dot{m}_A \cdot c_{p,A} \cdot T_A = 0 \quad . \quad (3.16)$$

Aus der thermischen Zustandsgleichung sowie der Annahme von konstanten spezifischen Wärmekapazitäten und Gaskonstanten der beteiligten Gase ergibt sich daraus für die in den Auslaß strömende Masse

$$\dot{m}_A = \dot{m}_E \cdot \frac{T_E}{T_A} \quad . \quad (3.17)$$

Die Massenbilanz liefert für die Änderung der Masse im Zylinder

$$\dot{m} = \dot{m}_E - \dot{m}_A = \dot{m}_E \cdot \left(1 - \frac{T_E}{T_A} \right) \quad . \quad (3.18)$$

Nach der Modellvorstellung der Idealen Mischung muß die Temperatur des in den Auslaß strömenden Gases gleich der Zylindertemperatur sein. Da unter den o.g. Voraussetzungen $\dot{m}T = -\dot{T}m$ ist, läßt sich die in den Zylinder eintretende Frischladungsmasse durch Einsetzen und Umformen von (3.17) in (3.18) wie folgt formulieren :

$$\dot{m}_E = \frac{\dot{T}_Z \cdot (m_Z \cdot T_Z)}{T_Z \cdot (T_Z - T_E)} \quad . \quad (3.19)$$

Geht man davon aus, daß sich Einlaßzustand und Umgebungszustand nur unwesentlich voneinander unterscheiden, so läßt sich die Differentialgleichung analytisch lösen :

$$\int_0^{\lambda_A m_{th,Z}} dm_E = -(m_{Z,A\ddot{O}} \cdot T_{A\ddot{O}}) \cdot \int_{T_{A\ddot{O}}}^{T_{AS}} \frac{dT_Z}{T_Z \cdot (1 - T_E)} \quad , \quad (3.20)$$

wobei die Temperaturen $T_{A\ddot{O}}$ und T_{AS} jeweils die Zylindergastemperaturen zu Beginn und Ende des Ladungswechselprozesses darstellen. Die Integration von (3.20) liefert

$$T_{AS} = \frac{T_E}{1 - \left(1 - \frac{T_E}{T_{A\ddot{O}}}\right) \cdot e^{-\lambda_A}} \quad . \quad (3.21)$$

Die Temperatur am Ende des Ladungswechsels läßt sich aus dem Spülwirkungsgrad ableiten :

$$T_{AS} = \eta_S \cdot T_E + (1 - \eta_S) \cdot T_{A\ddot{O}} \quad , \quad (3.22)$$

so daß sich der Spülwirkungsgrad auf folgenden Zusammenhang zurückführen läßt :

$$\eta_S = 1 - \frac{T_{AS}}{T_{A\ddot{O}}} \cdot e^{-\lambda_A} = \frac{T_{AS}}{T_E} \cdot \left[1 - e^{-\lambda_A}\right] \quad . \quad (3.23)$$

Bedingt durch die Definition des Modells muß die Abgasreinheit gleich dem Spülwirkungsgrad sein, während der Liefergrad wie folgt mit dem Spülwirkungsgrad verbunden ist :

$$\eta_L = \frac{T_E}{T_{AS}} \cdot \eta_S = 1 - e^{-\lambda_A} \quad . \quad (3.24)$$

Das Modell von Hopkins (1914) wird häufig auch in der isothermen Fassung verwendet, in der der Temperaturkoeffizient in (3.23) zu eins angenommen wird. In diesem Fall vereinfacht sich die Darstellung des Modells zu

$$\eta_S = \eta_L = \beta_A = 1 - e^{-\lambda_A} \quad . \quad (3.25)$$

Der Verlauf von Spülwirkungsgrad, Liefergrad und Abgasreinheit ist, dargestellt über dem Luftaufwand, in Bild 3.8 zu sehen. Zum Vergleich ist der Spülwirkungsgrad, der mit dem Modell der Idealen Verdrängung erzielt wurde, eingetragen. Wie der Grafik entnommen werden kann, ergibt sich wie erwartet für das Modell der Idealen Mischung ein deutlich niedrigerer Ladungswechselerfolg als mit dem der Idealen Verdrängung. Beiden Modellen kommt gewissermaßen ein Grenzwertcharakter zu. Der tatsächliche Spülwirkungsgrad moderner Zweitakt-Großdieselmotoren bewegt sich im allgemeinen in dem von den Ideal-Modellen aufgespannten Bereich, wobei ein Luftaufwand von unter $\lambda_A < 1,2$ in der Regel nicht zu erwarten sein sollte.

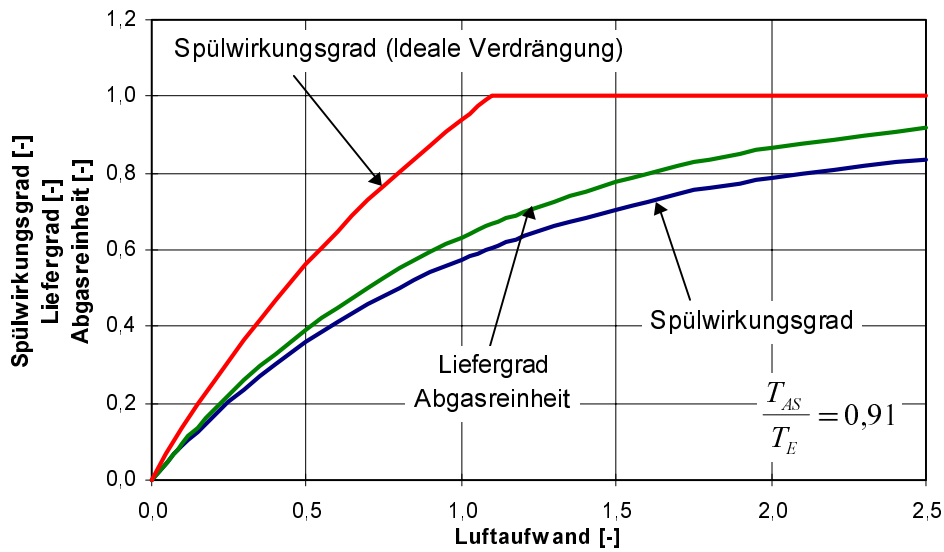


Bild 3.8 Verlauf von Spülwirkungsgrad, Liefergrad und Abgasreinheit über dem Luftaufwand für Ideale Mischung

3.2.3 Verdrängungs/Mischungs-Modell

Die beiden Idealmodelle Mischung und Verdrängung lassen sich auf die Aussage zurückführen, daß ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen der Zusammensetzung des Zylinderinhaltes und dem Luftaufwand besteht. Die Kenngrößen lassen sich demnach als Funktion des Luftaufwandes darstellen :

$$\eta_s, \eta_L, \beta_A, \beta_Z = f(\lambda_A)$$

In der Fachliteratur finden sich Veröffentlichungen, in denen bei Untersuchungen des Ladungswechselprozesses festgestellt wurde, daß die Zusammensetzung des in den Auslaß strömenden Gases im wesentlichen Maße von der Zusammensetzung des Zylinderinhaltes geprägt wird. Diese Untersuchungsergebnisse legen nahe, den Ladungswechselprozeß an eine Beschreibung über die Abgasreinheit als Funktion der Zylinderreinheit zu koppeln :

$$\beta_A = \frac{m_{FL,Z}}{m_Z} = f(\beta_Z) \quad (3.26)$$

Dieser Zusammenhang sei hier nach Eilts (1984) als Spülfunktion bezeichnet. In der Literatur sind praktisch keine Angaben über den Verlauf von Spülfunktionen zu finden. Es müssen somit Funktionen angenommen werden, die auf der einen Seite die Vorgänge möglichst genau beschreiben und auf der anderen Seite durch eine geringe Anzahl von Parametern gekennzeichnet sind.

Als typisches Beispiel sei hier die Methode der *Verdrängung/Mischung* genannt. In der ersten Phase wird bis zu einer bestimmten Zylinderreinheit der Ladungswechsel nach der Methode der Idealen Verdrängung betrachtet. Ab Erreichen des Umschlagpunktes wird nach der Idealen Mischung weiter gerechnet. Die Zonen- und Phasenaufteilung, die sich aus der Vorstellung der Kombination aus Verdrängung/Mischung ergibt, zeigt Bild 3.9. Als Phase ist in diesem Fall die jeweilige Zeitperiode von Beginn des Ladungswechsels bis zum Umschlagpunkt bzw. vom Umschlagpunkt bis zum Ende des Ladungswechsels zu verstehen.

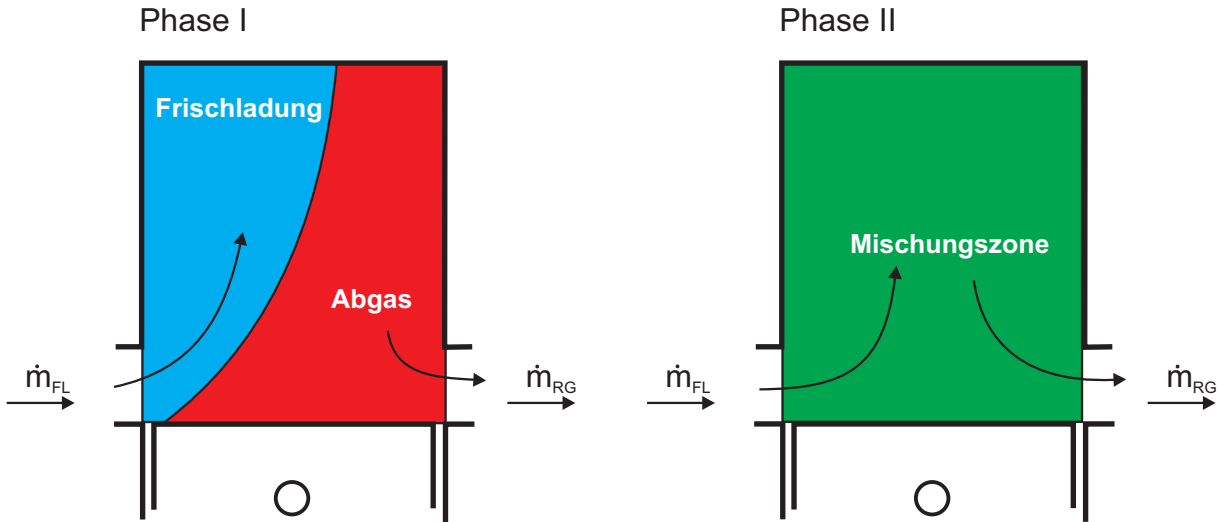


Bild 3.9 Zonen- und Phasensystem Verdrängung/Mischung

Aus der Bilanz für die Frischladungsmasse im Zylinder und der gesamten Zylindermasse lassen sich die entsprechenden Massendifferentiale formulieren :

$$\frac{dm_Z}{d\varphi} = \frac{dm_E}{d\varphi} - \frac{dm_A}{d\varphi} \quad \text{und} \quad \frac{dm_{FL,Z}}{d\varphi} = \frac{dm_{FL,E}}{d\varphi} - \frac{dm_{FL,A}}{d\varphi} .$$

Aus der Definition des Reinheitsgrades kann die Zylinderreinheit wie folgt abgeleitet werden:

$$\frac{d\beta_Z}{d\varphi} = \frac{1}{m_Z} \cdot \left[(\beta_E - \beta_Z) \cdot \frac{dm_E}{d\varphi} - (\beta_A - \beta_Z) \cdot \frac{dm_A}{d\varphi} \right] . \quad (3.27)$$

Da Abgasrückführung hier zunächst nicht betrachtet wird, gelangt reine Frischladung in den Zylinder, so daß die Reinheit des in den Zylinder strömenden Gases $\beta_E = 1$ ist. Die Sonderfälle Ideale Verdrängung, Ideale Mischung und Ladungskurzschluß lassen sich durch Wahl der folgenden Spülfunktionen darstellen:

- Ideale Verdrängung : $\beta_A = \begin{cases} 0,0 & \text{für } \beta_Z \leq 1,0 \\ 1,0 & \text{für } \beta_Z > 1,0 \end{cases}$
- Ideale Mischung : $\beta_A = \beta_Z$
- Ladungskurzschluß : $\beta_A = 1,0$

Für den Fall der Idealen Mischung vereinfacht sich (3.27) zu

$$\frac{d\beta_Z}{d\varphi} = \frac{1}{m_Z} \cdot \left[(1 - \beta_Z) \cdot \frac{dm_E}{d\varphi} \right] . \quad (3.28)$$

In diesen Fall läßt sich die Differentialgleichung geschlossen lösen und man erhält den schon aus Abschnitt 3.2.2 bekannten Zusammenhang :

$$\beta_Z = \beta_A = 1 - e^{-\int \frac{dm_E}{m_Z}} \quad \text{mit} \quad \tau = \frac{\varphi - \varphi_{A\ddot{O}}}{\varphi_{AS} - \varphi_{A\ddot{O}}} \quad (3.29)$$

Durch den unmittelbaren Übergang der zwei Zonen (Frischladung und Restgas) in eine Mischungszone können Probleme bei der Berechnung der Zustandsgrößen des Zylinderinhaltes entstehen. Die Temperaturabhängigkeit u.a. der spezifischen Wärmekapazitäten führt zu ei-

nem nicht stetigem Druckverlauf. Die getrennte Behandlung von Frischladung und Restgas auch in der Mischungszone, wie sie von Ryti (1969) vorgeschlagen wird, verlagert dieses Problem lediglich aus dem Ladungswechselprozeß in den Hochdruckprozeß, da spätestens mit Einsetzen der Verbrennung eine Mischung angenommen werden muß. Hat bis dahin kein Temperatenausgleich zwischen Frischladung und Restgas stattgefunden, tritt die Unstetigkeit im Druckverlauf hier auf.

Eberle (1968) schlägt aus diesem Grund vor, analog zur Rechnung mit Idealer Mischung, eine Gleichung für den gesamten Zylinderinhalt zu erstellen und somit eine Mischungstemperatur zu bestimmen. Parallel wird eine zusätzliche Beziehung für die Restgastemperatur erstellt, mit dessen Hilfe sich die Enthalpie des abströmenden Gases berechnen läßt. Die Berechnung des Zylinderdruckes erfolgt dann mit Hilfe der Mischungstemperatur und weicht somit geringfügig von dem tatsächlichen Druck ab. Laut Eberle (1968) ist die so implementierte Druckabweichung nur sehr gering, der physikalisch kritische Drucksprung verschwindet jedoch. Die erforderliche zusätzliche Differentialgleichung für die Restgaszonentemperatur läßt sich aus der Energiebilanz für die Restgaszone ermitteln :

$$\frac{dE_{RGZ}}{d\phi} = \frac{dW}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} + \frac{dH_{RGZ}}{d\phi} = -p_Z \cdot \frac{dV_{RGZ}}{d\phi} + \frac{dQ_W}{d\phi} + h_{RGZ} \cdot \frac{dm_{RGZ}}{d\phi} \quad (3.30)$$

Für die Restgaszone als thermodynamisches System kann die Änderung der Energie gleich der Änderung der inneren Energie gesetzt werden, so daß für die Energiebilanz

$$\frac{dE_{RGZ}}{d\phi} = \frac{dU_{RGZ}}{d\phi} = \frac{d(m \cdot u)}{d\phi} = u_{RGZ} \cdot \frac{dm_{RGZ}}{d\phi} + m_{RGZ} \cdot \frac{du_{RGZ}}{d\phi} \quad (3.31)$$

gilt. Nimmt man an, daß die spezifische Enthalpie der Restgaszone sich nach Zacharias (1966, 1970) als Funktion von Druck, Temperatur und Luftverhältnis beschreiben läßt, so gilt für das Differential der Änderung der inneren Energie in der Restgaszone

$$\frac{dU_{RGZ}}{d\phi} = u_{RGZ} \cdot \frac{dm_{RGZ}}{d\phi} + m_{RGZ} \cdot \left[\frac{\partial u_{RGZ}}{\partial T_{RGZ}} \cdot \frac{dT_{RGZ}}{d\phi} \Big|_{p,\lambda} + \frac{\partial u_{RGZ}}{\partial p_Z} \cdot \frac{dp_Z}{d\phi} \Big|_{T,\lambda} \right] \quad (3.32)$$

Da sich innerhalb der Restgaszone das Verbrennungsluftverhältnis nicht ändert, entfällt das entsprechende Differential. Durch Gleichsetzen von (3.31) und (3.32), der Differentiation der thermischen Zustandsgleichung sowie entsprechendes Umformen erhält man schließlich die Differentialgleichung für die Temperatur der Restgaszone :

$$\frac{dT_{RGZ}}{T_{RGZ}} = \left[\frac{dp_Z}{p_Z} - \frac{dQ_{W,RGZ}}{R_{RGZ} \cdot m_{RGZ} \cdot T_{RGZ}} \right] \cdot \left[\frac{\kappa_{RGZ} - 1}{\kappa_{RGZ}} \right] \quad (3.33)$$

Das hier enthaltene Druckdifferential für den Zylinderdruck erhält man wiederum aus der Differentiation der thermischen Zustandsgleichung, wobei T_Z die Mischungstemperatur des Zylinderinhaltes darstellt :

$$\frac{dp_Z}{p_Z} = \frac{dm_Z}{m_Z} + \frac{dT_Z}{T_Z} - \frac{dV_Z}{V_Z} \quad (3.34)$$

Zur Bestimmung der Wärmeübertragung sowohl zwischen Zylinderwand und Frisch- und Restgaszone als auch zwischen den Ladungszonen selbst muß die entsprechende Wärmeübergangsfläche bekannt sein. Da über die Form der imaginären Trennfront keine Aussage gemacht werden kann, müssen die Größen abgeschätzt werden. Eine einfache Abschätzung liefert der folgenden Zusammenhang zwischen Zonenvolumen und Zonenoberfläche :

$$A_i = A_z \cdot \left(\frac{V_i}{V_z} \right)^{\frac{2}{3}} \quad \text{mit } i = RGZ, FLZ \quad . \quad (3.35)$$

Die zur Berechnungen der Wärmeübergangsfläche nötigen Volumen V_{FLZ} und V_{RGZ} führen auf das bereits erwähnte Problem der Temperaturabhängigkeit der spezifischen Wärmekapazitäten zurück. Da der Druck durch die Einführung der Mischungstemperatur nicht exakt bestimmt wird, ergibt die Summe der Zonenvolumen nicht genau das Zylindervolumen. Mittels eines Korrekturfaktors kann diese Abweichung kompensiert werden. Dabei wird zunächst mit Hilfe der thermischen Zustandsgleichung das jeweilige vorläufige Zonenvolumen bestimmt :

$$V_i^* = \frac{m_i \cdot R_i \cdot T_i}{p_z} \quad \text{mit } i = RGZ, FLZ \quad . \quad (3.36)$$

Der Korrekturfaktor ξ beschreibt die Abweichung zwischen vorläufigem Zylindervolumen und tatsächlichem Zylindervolumen

$$\xi = \frac{V_{FLZ}^* + V_{RGZ}^*}{V_z} \quad , \quad (3.37)$$

so daß das tatsächliche Zonenvolumen nach der Beziehung

$$V_i = \frac{V_i^*}{\xi} \quad \text{mit } i = RGZ, FLZ \quad (3.38)$$

bestimmt werden kann.

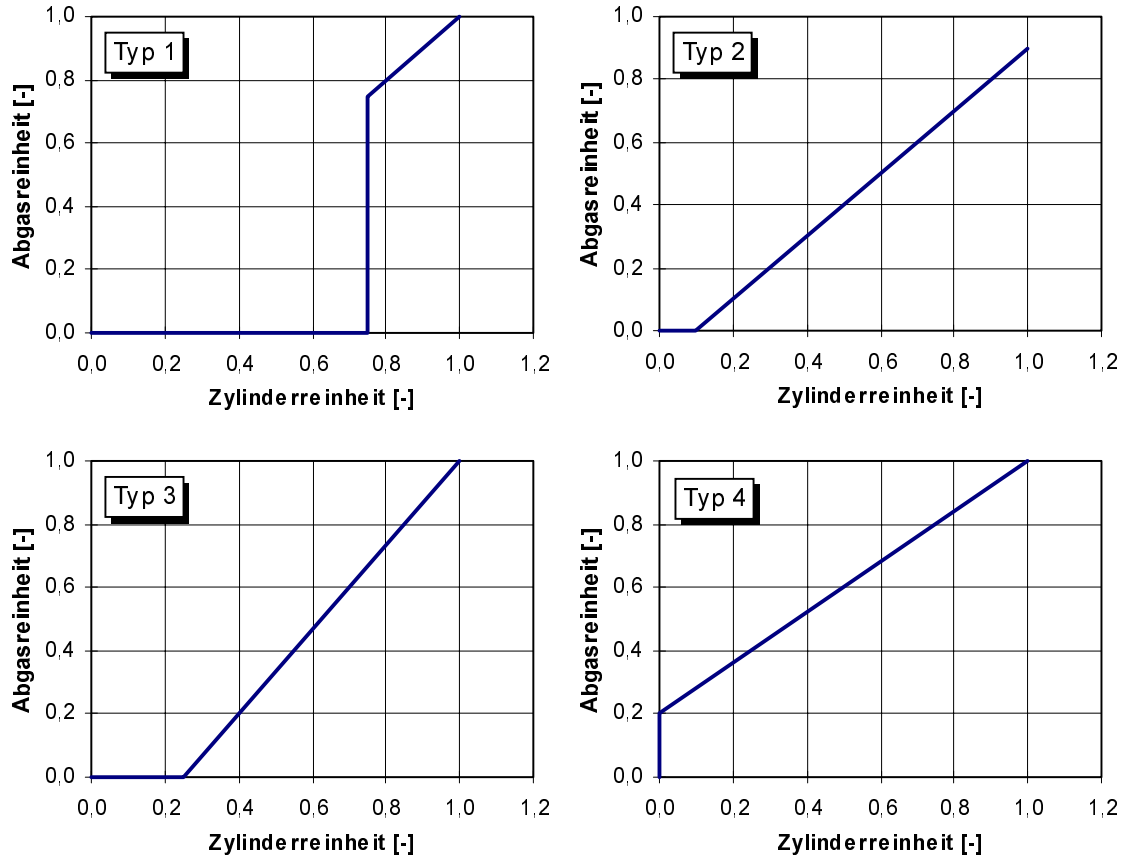


Bild 3.10 Verschiedene Spülfunktionen nach Eilts (1984)

Dabei wird vorausgesetzt, daß sich der durch die Mischungstemperatur implizierte Fehler auf beide Zonen gleichermaßen auswirkt. Mit Kenntnis der Zonenoberflächen kann der Wärmeübergang gemäß der in Abschnitt 2.2.4 vorgestellten Beziehungen bestimmt werden. Eilts (1984) gibt vier verschiedene Spülfunktionen an (Bild 3.10), die alle das gleiche Endergebnis liefern, deren Verlauf sich während des Ladungswechselprozesses jedoch deutlich voneinander unterscheidet. Da außer den bei Dedeoglu (1968) veröffentlichten, aus Messungen resultierenden Spülfunktionen keine weiteren Zusammenhänge zwischen Zylinder- und Abgasreinheit bekannt sind, muß gegebenenfalls für den zu simulierenden Motor eine passende Spülfunktion ermittelt werden.

3.2.4 Crest-Modell

Wie auch beim Verdrängungs/Mischungs-Modell liegt die fundamentale Annahme des Crest-Modells in der Beobachtung, daß ein unmittelbarer Zusammenhang zwischen der Frischladung, die im Zylinder verbleibt und der in den Auslaß 'verlorenen' Frischladung besteht. Der Verlauf der Abgasreinheit, dargestellt über der Kurbelwellenposition, nimmt dabei in der Vorstellung des Crest-Modells eine sigmoide Form an. Sher und Harari (1991) geben für den Zusammenhang zwischen Abgasreinheit und Spülwirkungsgrad

$$\beta_A = \eta_s^{\frac{1-\varepsilon}{b}} \quad (3.39)$$

an, wobei die empirische Konstante ε den Anteil an Ladungskurzschluß beschreibt, während die zweite empirische Konstante b ein Maß für die Mischung ist. Durch diesen Zusammenhang ist nicht nur die Abgaszusammensetzung an den Zylinderinhalt gekoppelt, sondern es wird auch sichergestellt, daß die in den Auslaß strömenden Gase nicht mehr Restgas enthalten, als tatsächlich noch im Zylinder vorhanden ist.

Sher und Harari (1991) konnten bei ihren Messungen feststellen, daß der Ladungskurzschlußanteil nicht nur eine inverse Funktion der Motordrehzahl ist, sondern daß eine lineare Abhängigkeit zu der in den Zylinder einströmenden Frischladungsmasse besteht. Der Ladungskurzschlußanteil läßt sich somit durch

$$\varepsilon = c \cdot \dot{\lambda}_A \cdot \tau^* \quad (3.40)$$

beschreiben, wobei die Konstante c als Kalibrierungsparameter für den Ladungskurzschlußanteil anzusehen ist. Die dimensionslose, charakteristische Ladungswechseldauer wird mit der Motordrehzahl und den Steuerzeiten berechnet :

$$\tau^* = \frac{\varphi_{ES} - \varphi_{EÖ}}{2 \cdot \pi \cdot n_M} \quad (3.41)$$

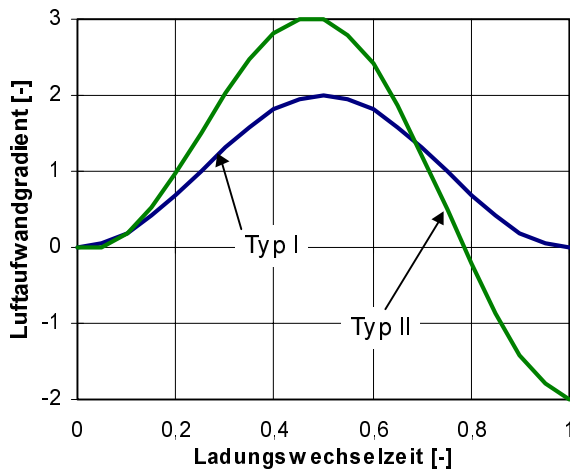
Durch entsprechende Wahl der Koeffizienten lassen sich mit Hilfe des Crest-Modells die folgenden, bereits vorgestellten Ladungswechselprozesse darstellen :

- Ideale Verdrängung : $c = 0$ $b = \text{beliebig}$
- Ideale Mischung : $c = 1$ $b = 0$
- reiner Ladungskurzschluß : $c \rightarrow \infty$ $b = \text{beliebig}$

Der Liefergrad kann für das Crest-Modell in Abhängigkeit von der Kurbelwellenposition wie folgt bestimmt werden :

$$\eta_L = \lambda_A - \int \frac{\beta_A \cdot \frac{d\lambda_A}{d\tau}}{\beta_A + (1 - \beta_A) \cdot \frac{T_{AGZ}}{T_{FLZ}}} d\tau \quad \text{mit} \quad \tau = \frac{\varphi - \varphi_{A0}}{\varphi_{AS} - \varphi_{A0}} \quad (3.42)$$

Es ist zu beachten, daß τ hier die dimensionslose Ladungswechselzeit ist und nicht mit der dimensionslosen Ladungswechseldauer τ^* verwechselt werden darf. Sher und Harari (1991) schlagen zwei Funktionen für den Luftaufwandgradienten vor, die in Bild 3.11 dargestellt sind. Während Typ I eine einfache symmetrische Funktion ist, berücksichtigt die Funktion vom Typ II einen Rückstrom aus dem Zylinder am Ende des Ladungswechselprozesses, der von Sher und Harari (1991) als typisch für langsame Motordrehzahlen bezeichnet wird.



$$\text{Typ I: } \frac{d\lambda_A}{d\tau} = \lambda_A^{\&X} = 1 - \cos(2 \cdot \pi \cdot \tau)$$

$$\text{Typ II: } \frac{d\lambda_A}{d\tau} = \lambda_A^{\&X} = 2 \cdot [1 - \tau - \cos(2 \cdot \pi \cdot \tau)]$$

Bild 3.11 Verlauf der Luftaufwandgradienten für Typ I und II nach Sher und Harari (1991)

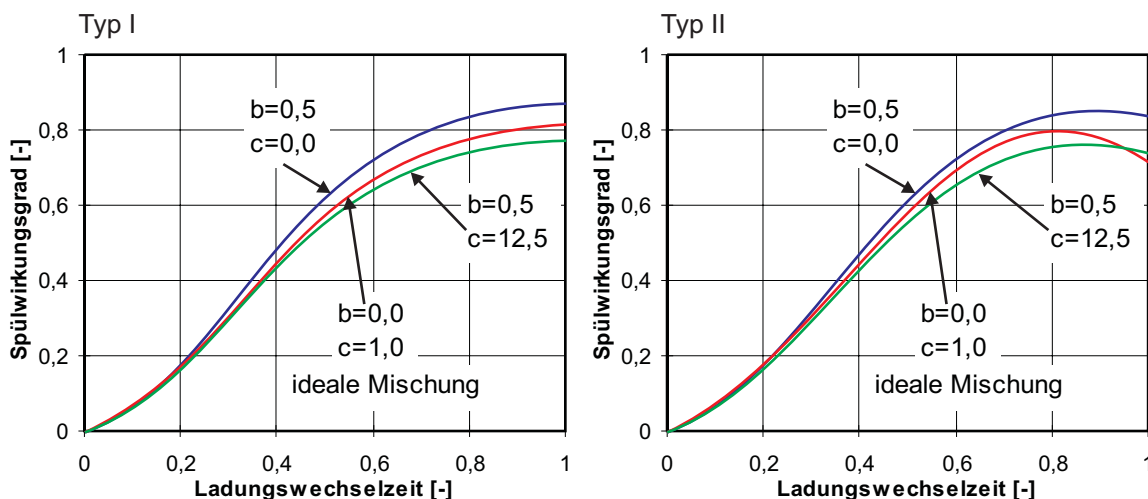


Bild 3.12 Parametervariation Crest-Modell für verschiedene Luftaufwandgradienten

Um den Einfluß der Parameter für den Mischungsanteil und Ladungskurzschlußanteil zu verdeutlichen, zeigt Bild 3.12 den Verlauf des Spülwirkungsgrad über der dimensionslosen Ladungswechselzeit. Mit steigendem Mischungsanteil steigt auch die Abgasreinheit und der Spülwirkungsgrad. Bei $\tau = 0,785$ kommt es zum oben genannten Rückstrom, so daß sich der Spülwirkungsgrad für den Luftaufwandgradienten nach Typ II zum Ende des Ladungswech-

selprozesses verschlechtert. Für die von Sher und Harari (1991) durchgeführten Vergleiche zwischen fluidmechanischen 3D-Berechnungen und dem Crest-Modell für verschiedene Motoren ergaben sich folgende Werte für die vorzugebenden empirischen Parameter :

| Parameter | Wert |
|--|-----------------|
| b | $0,59 \pm 0,02$ |
| c/c_{\max} mit $c_{\max} = (1-b)/\lambda_{A,\max}^i$ | $0,82 \pm 0,04$ |

Tabelle 3.1 Parameterauswahl für Crest-Modell

Zur genauen Kalibrierung des Crest-Modells schlagen Sher und Harari (1991) vor, zunächst den Mischungsfaktor b an die Werte am Ende des Ladungswechselprozesses anzupassen. Durch die Variation des Ladungskurzschlußfaktors c läßt sich der Verlauf zu Beginn des Ladungswechselprozesses modifizieren.

3.3 Brennverlauf

In Kapitel 2 konnte gezeigt werden, daß sich die Wärmefreisetzung durch die Oxidation des Kraftstoffes mit Hilfe eines Ersatzbrennverlaufes rekonstruieren läßt. Eine einfache Möglichkeit zur Darstellung der Wärmefreisetzung bietet die Vibe-Funktion, ohne jedoch die für die Schadstoffbildung entscheidende Premixed-Phase zu berücksichtigen. Die Überlagerung von zwei Vibe-Funktionen im Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlauf oder der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf ermöglichen eine verbesserte Darstellung. Grundsätzlich lassen sich diese Modelle auch auf Zweitakt-Motoren übertragen, da der Vorgang der Verbrennung im wesentlichen unabhängig von der Ladungswechselart ist. Langsam laufende Zweitakt-Dieselmotoren stellen aufgrund der extrem niedrigen Drehzahlen dem Verbrennungsprozeß jedoch deutlich mehr Zeit als mittelschnell laufende Viertakt-Motoren zur Verfügung. Die aus Messungen ermittelte Wärmefreisetzung für einen MAN 9K 90 MC Zweitakt-Dieselmotor (100% Last) ist in Bild 3.13 einer Annäherung durch eine Vibe-Funktion gegenübergestellt.

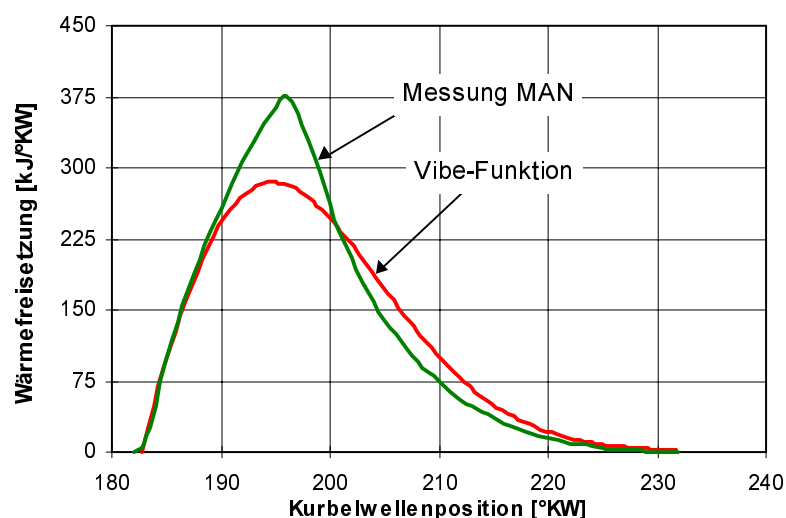


Bild 3.13 Aus Messungen ermittelte Wärmefreisetzung im Vergleich zu Vibe-Ersatzbrennverlauf (100% Last)

Es zeigt sich, daß bei der Verwendung eines Vibe-Ersatzbrennverlaufes die tatsächliche Wärmefreisetzung nur unzureichend wiedergegeben werden kann. Gerade im Bereich der maximalen Wärmefreisetzung kurz hinter dem oberen Totpunkt kommt es zu starken Abweichungen. Gemittelt über ein Arbeitsspiel wird dieser Fehler zwar zum größten Teil kompensiert, der unterschiedliche Verlauf der Wärmefreisetzung führt in der Kreisprozeßrechnung jedoch zu unterschiedlichen Zylinderdruckverläufen und damit letztendlich zu einer spürbaren Abweichung bei der Berechnung des Motormomentes bzw. der Motorleistung. Die für den Viertakt-Motor verwendeten Ersatzbrennverläufe eignen sich somit nur bedingt für den Einsatz bei Zweitakt-Motoren, die eine Wärmefreisetzung gemäß Bild 3.13 aufweisen.

Da keine besser geeigneten Modelle zur Darstellung des Brennverlaufes bekannt sind, erfolgt die Modellierung in dieser Arbeit mittels eines neuen Ansatzes, der auf die grundsätzliche Idee des Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlaufes zurückgreift. Betrachtet man den Verlauf der Wärmefreisetzung, so fällt auf, daß sich eine sägezahnförmige Kurve mit ausgeprägter Spitze ergibt, was die Verwendung einer stetigen Funktion ausschließt. Es bietet sich somit an, den Brennverlauf in zwei Teilkomponenten zu zerlegen, die jeweils die auf- und absteigende Flanke beschreiben :

$$\frac{dQ_B}{d\varphi} = \frac{dQ_{B1}}{d\varphi} + \frac{dQ_{B2}}{d\varphi} \quad (3.43)$$

Um einen möglichst einfachen Ersatzbrennverlauf mit wenigen Parametern zu erhalten, wird davon ausgegangen, daß sowohl die Lage als auch der Betrag der maximalen Wärmefreisetzung bekannt sind. Die aufsteigende Flanke läßt sich mittels einer Funktion der Form

$$\frac{dQ_{B1}}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,\max}}{d\varphi} \cdot y_1^{k_1} \quad \text{mit} \quad y_1 = \frac{\varphi - \varphi_{VA}}{\varphi_{\max} - \varphi_{VA}} \quad (3.44)$$

beschreiben. Der empirische Exponent k_1 bestimmt den Verlauf der Krümmung und ist für den gesamten Betriebsbereich des Motors nahezu konstant, während y_1 die dimensionslose Brenndauer für die aufsteigende Flanke darstellt. Die abfallende Flanke des Brennverlaufes läßt sich mit Hilfe einer Exponentialfunktion bestimmen :

$$\frac{dQ_{B2}}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,\max}}{d\varphi} \cdot \exp\left[-k_2 \cdot y_2^{\frac{k_2+1}{k_2}}\right] \quad \text{mit} \quad y_2 = \frac{\varphi - \varphi_{\max}}{\varphi_{VE} - \varphi_{\max}} \quad (3.45)$$

Auch hier wird eine dimensionslose Brenndauer y_2 für den Brennverlauf verwendet. Bild 3.14 stellt die von MAN B&W bestimmte Wärmefreisetzung der Ersatzfunktion für den Vollastpunkt gegenüber. Es zeigt sich, daß eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den beiden Kurven erzielbar ist. Zur Darstellung des Brennverlaufes nach (3.44) und (3.45) sind die fünf Parameter Lage und Betrag des Wärmefreisetzungsmaximums, Verbrennungsanfang, Verbrennungsende und empirischer Exponent k_1 nötig. Der empirische Exponent k_2 läßt sich bei Kenntnis aller Größen aus der Integration von (3.44) und (3.45) herleiten, da

$$\oint_{ASP} \frac{dQ_B}{d\varphi} = m_B \cdot H_U \cdot \eta_U \quad (3.46)$$

sein muß. Dabei wird die schon vom Vibe-Ersatzbrennverlauf bekannte Annahme getroffen, daß bei Verbrennungsende 99,9% des eingebrachten Kraftstoffes umgesetzt worden sind. Um die Wärmefreisetzung auch auf andere Betriebspunkte zu übertragen, können die schon aus der Betriebspunktumrechnung bekannten Ansätze für andere Modelle verwendet werden. Während der Exponent k_1 als konstant für den gesamten Betriebsbereich des Motors angese-

hen werden kann und k_2 aus der Integration (3.46) ermittelt wird, ist lediglich ein Zusammenhang zur Umrechnung von Lage und Betrag des Maximums der Wärmefreisetzung nötig. Da nur Vergleichswerte auf der Generatorkurve vorlagen, konnte für die Betriebspunktumrechnung lediglich eine Abhängigkeit vom Verbrennungsluftverhältnis festgestellt werden :

$$\varphi_{\max} = \varphi_{\max,AP} \cdot \left(\frac{\lambda_{AP}}{\lambda} \right)^c \quad \text{mit } c = 0,12308 \quad (3.47)$$

$$\frac{dQ_{B,\max}}{d\varphi} = \frac{dQ_{B,\max,AP}}{d\varphi} \cdot \left(\frac{\lambda_{AP}}{\lambda} \right)^d \quad \text{mit } d = 1,8207 \quad (3.48)$$

Es zeigt sich, daß mittels der Umrechnung eine sehr gute Darstellung des Brennverlaufes auch für andere Betriebspunkte möglich ist. Diese guten Ergebnisse ließen sich auch auf einen zweiten Motor übertragen, wobei die Exponenten zur Betriebspunktumrechnung nach (3.47) und (3.48) für den anderen Motor neu zu bestimmen waren. Da dieser Ersatzbrennverlauf nicht aus theoretischen Überlegungen, sondern aus einer Analyse von vorliegenden Messungen entstanden ist, kann eine Übertragbarkeit auf andere Motoren nicht gewährleistet werden.

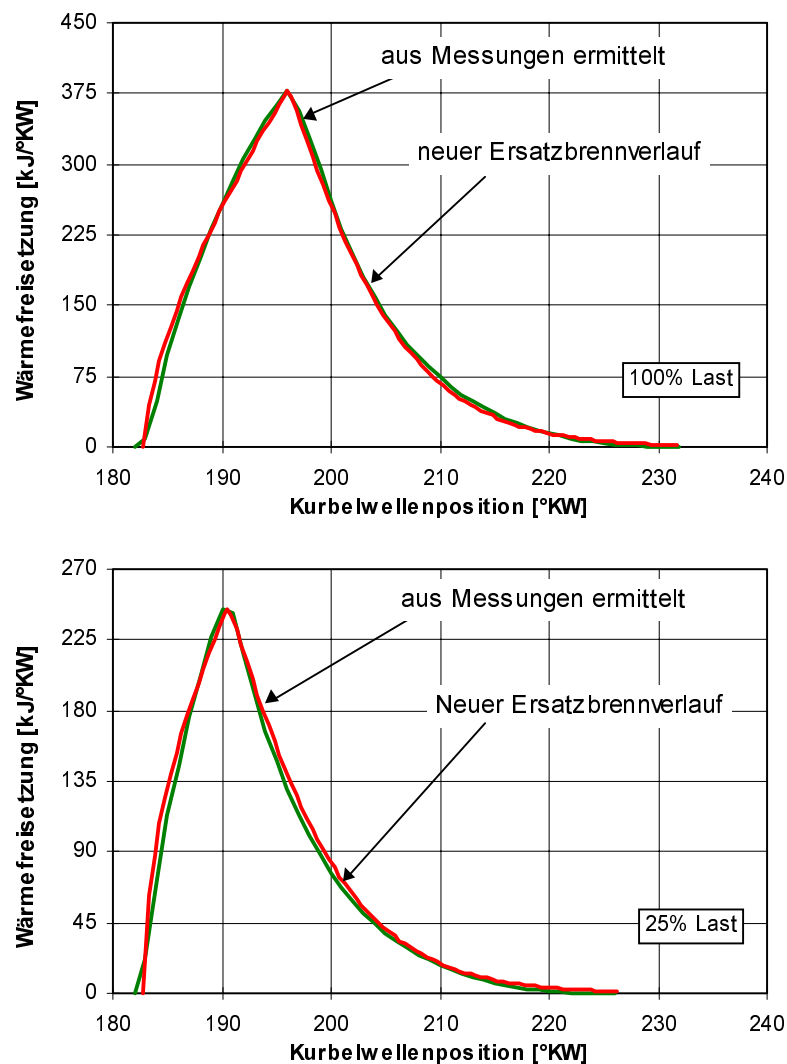


Bild 3.14 Aus Messungen ermittelte Wärmefreisetzung im Vergleich zu Ersatzbrennverlauf (100% und 25% Last)

4 Simulationsprogramm

4.1 Kennfelderstellungsprogramm

Dynamische Simulationen von Antriebsanlagen ziehen sich im allgemeinen über eine Vielzahl von Arbeitsspielen hin, da die Reaktionszeiten des Antriebsstranges deutlich höher als die des Motors sind. Steht bei der Simulation nicht die Untersuchung zylinderinterner Phänomene im Vordergrund, sondern wird der Zylinderprozeß lediglich als z.B. Momentenquelle für die gesamte Anlage benötigt, so ist es in den meisten Fällen zulässig, mit über einem Arbeitsspiel gemittelten Werten zu rechnen. In diesem Fall kann der Zylinderprozeß mittels eines stationären Kennfeldes abgebildet werden, wie in den Arbeiten von Schwarz (1993) und Östreicher (1995) gezeigt worden ist. In der dynamischen Simulation erfolgt die Darstellung des Zylinders durch Interpolation in dem Kennfeld und somit als Aneinanderreihung von stationären Prozessen mit entsprechend kleiner Schrittweite. Diese Vorgehensweise ist vertretbar, sofern die Eingangsbedingungen für die Kennfeldinterpolation sich innerhalb eines Arbeitsspiels nicht drastisch ändern, was im allgemeinen nicht der Fall ist.

Kennfeldinterpolation mit über einem Arbeitsspiel gemittelten Werten bringt verschiedene Vor- und Nachteile mit sich. Durch die sehr schnelle Interpolation und das Auslassen der Berechnung der nicht für die eigentliche dynamische Simulation benötigten zylinderinternen Prozeßgrößen kann die Rechenzeit gegenüber der thermodynamischen Kreisprozeßrechnung drastisch reduziert werden. Der Gewinn an Rechenzeit ist abhängig von den Randbedingungen wie z.B. Motordrehzahl und verwendeter Schrittweite, aber auch der Anzahl der zu berechnenden Zylinder, und kann zwischen ein und drei Zehnerpotenzen betragen. Der Interpolationsalgorithmus ist, mathematisch betrachtet, einfach zu handhaben, das System wird durch die Verwendung von austauschbaren Zylinderkennfeldern flexibel. Die Interpolationsgenauigkeit zeigt, wie in Kapitel 6 dargestellt wird, sehr gute Übereinstimmung im Vergleich zu der Kreisprozeßrechnung. Ein weiterer Vorteil ergibt sich durch die Unabhängigkeit von der Zylinderkennfeldherkunft. Es können sowohl experimentell ermittelte, mit Hilfe der thermodynamischen Kreisprozeßrechnung berechnete als auch durch neuronale Netze generierte Kennfelder verwendet werden, eine Möglichkeit, die in der letzten Zeit vermehrt in der Fachliteratur diskutiert, in dieser Arbeit aber nicht eingesetzt wird.

Diesen Vorteilen stehen verschiedene Nachteile gegenüber. Die Verwendung von über einem Arbeitsspiel gemittelten Werten begrenzt die maximale Auflösung der Simulation. Prozesse wie z.B. Schalt- oder Kuppelvorgänge, Ausfall der Kraftstoffversorgung für einen Zylinder oder Torsionsschwingungsanalysen der Kurbelwelle sind nicht ohne weiteres beherrschbar. Weiterhin berücksichtigt die stationäre Natur der Zylinderkennfelder nicht die thermische Trägheit der Zylinderbauteile. Ändern sich die Eingangsgrößen für die Zylinderkennfeldinterpolation, werden aus dem Kennfeld die entsprechenden Ausgangsgrößen interpoliert. Diese

sind jedoch mit Zylinderbauteiltemperaturen berechnet worden, die sich erst im stationären Zustand einstellen würden. Eine verbesserte Darstellung ergibt sich, wenn die Zylinderbauteile innerhalb des Systems für die Arbeitsprozeßrechnung gelegt würden (Bild 4.2). Eine derartige, instationäre Zylinderwandtemperaturbetrachtung erhöht jedoch den Kennfelderstellungsaufwand erheblich. Wie noch gezeigt werden wird, ist der implementierte Fehler durch die stationären Wandtemperaturen relativ gering und kann für die hier angestrebten Untersuchungen vernachlässigt werden.

In dieser Arbeit werden die Zylinderkennfelder mit Hilfe der thermodynamischen Kreisprozeßrechnung erzeugt. Die Aufgabe der Kennfelderstellung kann prinzipiell jedes Kreisprozeßrechenprogramm übernehmen, gegebenenfalls sind entsprechende Modifikationen zur Parametervariation nötig. Als Grundlage für die Entwicklung eines Kennfelderstellungsprogrammes ist ein bestehendes Kreisprozeßrechenprogramm verwendet und an die besonderen Bedingungen von langsam und mittelschnell laufenden Großdieselmotoren angepaßt worden. Da mit dem Programm auch einzelne Betriebspunkte berechnet werden können, eignet es sich gut zur Kontrolle und dem Vergleich mit stationären Messungen oder Vergleichsrechnungen.

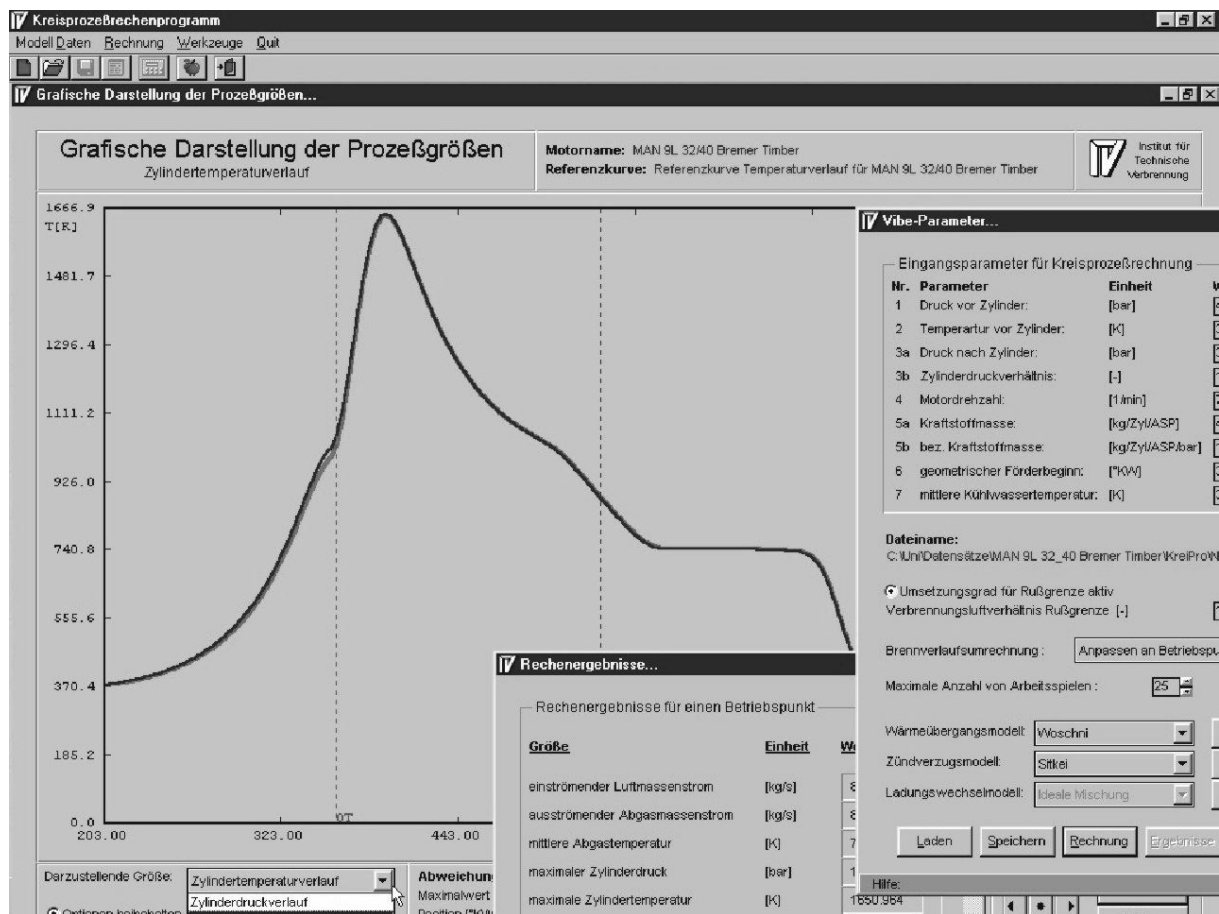


Bild 4.1 Grafische Benutzeroberfläche Kennfelderstellungsprogramm

Zur komfortableren Bedienung ist das Kennfelderstellungsprogramm mit einer modernen grafischen Benutzeroberfläche ausgestattet worden. Im Pre-Prozessor lassen sich sämtliche Eingabeparameter variieren, der Post-Prozessor ermöglicht neben der Kontrolle der Kennfeldeinträge auch die Untersuchung einzelner Betriebspunkte. Die Simulationsergebnisse sind sowohl gemittelt als auch im Verlauf über ein Arbeitsspiel verfügbar.

4.1.1 Arbeitsprozeßrechnung

Der Zylinder kann als das zentrale Bauteil des Dieselmotors betrachtet werden, wie in Bild 2.1 zu erkennen ist. Um den Vorgang der Kennfelderstellung mittels der Arbeitsprozeßrechnung zu veranschaulichen, zeigt Bild 4.2 den aus dem Motormodell herausgelösten Zylinder.

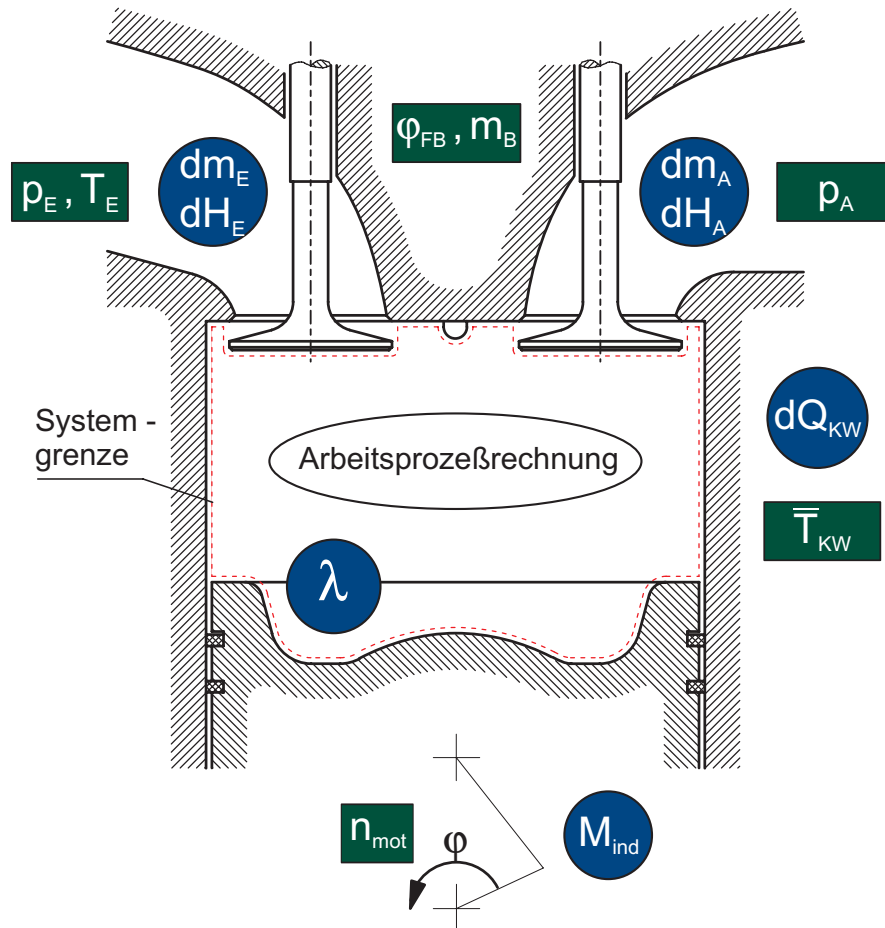


Bild 4.2 Modell der Arbeitsprozeßrechnung für den Zylinder zur Kennfelderstellung

Die in den eckigen Kästchen dargestellten Größen charakterisieren die einem Betriebspunkt entsprechenden Eingangsgrößen der Prozeßrechnung :

- Ladeluftdruck und -temperatur (p_E, T_E) ,
- Abgasgedruck (p_A)
(die Abgastemperatur (T_A) stellt sich entsprechend der Prozeßrechnung ein) ,
- eingebrachte Kraftstoffmasse (m_B) ,
- geometrischer Förderbeginn (φ_{FB}) ,
- Motordrehzahl (n_M) und
- mittlere Kühlwassertemperatur (\bar{T}_{KW}) .

Mit Hilfe verschiedener weiterer, zylinderspezifischer Informationen wie Hub, Bohrungsdurchmesser etc., wird die Arbeitsprozeßrechnung gemäß der in Kapitel 2 und 3 dargestellten Zusammenhänge durchgeführt. Nach erfolgreicher Berechnung eines Betriebspunktes werden die in den Kreisen dargestellten Größen in dem Zylinderkennfeld abgelegt, bevor die Berechnung mit dem nächsten Betriebspunkt fortgesetzt wird :

- Massen- und Enthalpiestrom in den Zylinder (\dot{m}_E, \dot{H}_E),
- Massen- und Enthalpiestrom aus dem Zylinder (\dot{m}_A, \dot{H}_A),
- Verbrennungsluftverhältnis (λ),
- Kühlwasserwärmestrom (\dot{Q}_{KW}) und
- indiziertes Motormoment (M_{ind}).

Die auf diese Weise erzeugten Zylinderkennfelder liefern eine eindeutige Beschreibung eines beliebigen Betriebspunktes, gekoppelt an die o.g. Eingangsgrößen. Um sowohl den Kennfelderstellungs- als auch den Interpolationsaufwand so gering wie möglich zu halten, sind nur unbedingt erforderliche Größen in das Kennfeld aufgenommen worden. Für spezielle Untersuchungen kann es nötig sein, daß weitere relevante Prozeßgrößen wie maximaler Zylinderdruck oder Lage des Momentenmaximums verfügbar sind. Grundsätzlich lassen sich durch geringfügige Modifikationen des Kennfelderstellungsprogrammes beliebige weitere Größen in dem Zylinderkennfeld ablegen, mit den bereits erwähnten Nachteilen großer Kennfelder.

Bei der Charakterisierung der Betriebspunkte sind aus den bekannten Gründen ebenfalls nur die unbedingt nötigen Größen verwendet worden. Ist der Motor mit einer äußeren Abgasrückführung ausgestattet oder soll die Dynamik der Zylinderbauteiltemperaturen berücksichtigt werden, so ist die Verwendung von zusätzlichen Eingangsgrößen wie z.B. Abgasrückführrate erforderlich.

4.1.2 Parametervariation

Bei der Kennfeldgenerierung mit Hilfe der Arbeitsprozeßrechnung werden die Eingangsgrößen systematisch über ihrem gesamten Betriebsbereich variiert. Auf diese Weise werden in dem Zylinderkennfeld nicht nur ‘natürliche’ stationäre Betriebspunkte abgelegt, die sich im Betrieb des Motors einstellen würden. Die systematische Parametervariation hat zur Folge, daß beispielsweise eine hohe Kraftstoffmasse mit einem geringen Ladeluftdruck kombiniert wird. Die so entstandenen ‘quasi-stationären’ Betriebspunkte führen dazu, daß im stationären Kennfeld Betriebszustände enthalten sind, die im Grunde dynamischer Natur sind. Durch die Bildung der ‘quasi-stationären’ Betriebspunkte kann es unter Umständen dazu kommen, daß die Arbeitsprozeßrechnung nicht konvergiert oder physikalisch nicht mehr sinnvolle Ergebnisse liefert. Diese führen im schlimmsten Fall zum ‘Absturz’ des Programmes. In jedem Fall rechnet das Kennfelderstellungsprogramm bis an das Abbruchkriterium der maximal zu rechnenden Arbeitsspiele pro Betriebspunkt. Treten viele solcher nicht sinnvollen Parameterkombinationen auf, ergeben sich für die Kennfelderstellung hohe Rechenzeiten. Betrachtet man den realen Dieselmotor, so stellt man fest, daß sich bei geringem Ladeluftdruck für den Abgasgedruck nahezu identische Werte einstellen. Erst bei steigendem Ladeluftdruck bildet sich eine Differenz zum Abgasgedruck. Es ist somit sinnvoll, den Abgasgedruck bei der Kennfelderstellung auf den Ladeluftdruck zu beziehen und als Kennfeldparameter das Zylinderdruckverhältnis

$$\pi_Z = \frac{p_E}{p_A} \quad (4.1)$$

zu verwenden. Bild 4.3 erläutert den Vorteil dieses Ansatzes. Wird als Betriebsbereich des Ladeluft- und Abgasgedruckes ein Bereich von

$$p_E, p_A = [1 \cdot 10^5 \text{ Pa} \dots 4 \cdot 10^5 \text{ Pa}]$$

mit 10^5 Pa Schrittweite angenommen, so wird durch die Parametervariation der in Bild 4.3 dargestellte rechteckige Bereich mit insgesamt 16 Betriebspunkten dargestellt.

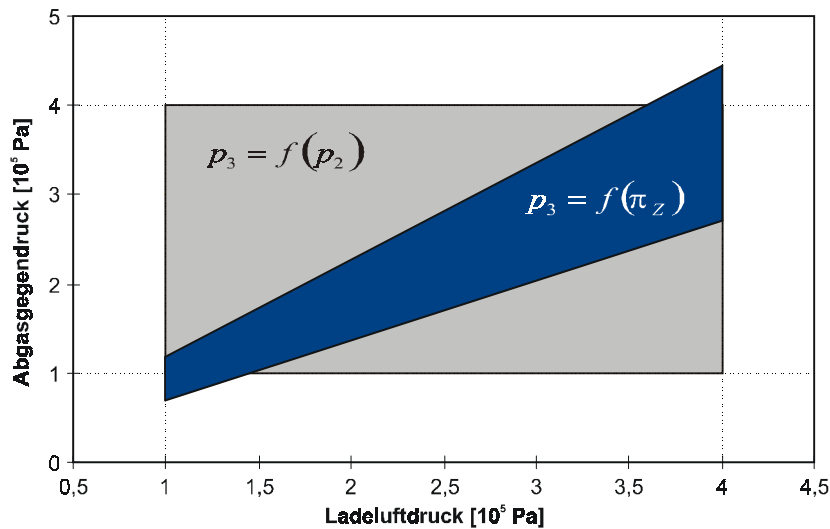


Bild 4.3 Vergleich der Betriebsbereichsabdeckung bei Verwendung von Zylinderdruckverhältnis und Abgasgegendruck als Kennfeldparameter

Der größte Teil des auf diese Weise beschriebenen Betriebsbereiches liegt außerhalb des tatsächlichen Betriebsbereiches. Variiert das Zylinderdruckverhältnis in einem Bereich von

$$\pi_Z = [0,9 \cdot 10^5 \text{ Pa} \dots 1,5 \cdot 10^5 \text{ Pa}] \quad ,$$

so wird bei einer Schrittweite von 0,2 bei ebenfalls 16 Betriebspunkten der in Bild 4.3 dargestellte schmale Streifen im Kennfeld eingetragen. Die unrealistischen Parameterkombinationen am Rande des eckigen Bereiches entfallen. Das Resultat ist eine wesentlich genauere Darstellung des tatsächlichen Betriebsbereiches bei gleicher Anzahl von im Kennfeld abgelegten Betriebspunkten. Analog zum Abgasgegendruck ist auch für die eingespritzte Kraftstoffmasse eine Beziehung zum Ladeluftdruck erkennbar. Der Ladeluftdruck bestimmt im wesentlichen Maße die im Zylinder vorhandene Luftmasse. Unterhalb eines gewissen Luftverhältnisses läßt sich kein Kraftstoff mehr umsetzen, so daß eine weitere Erhöhung der Kraftstoffmasse lediglich zu Rußbildung führt und somit nicht sinnvoll ist. Ein Regler mit ladeluftdruckabhängiger Füllbegrenzung schließt solche Zustände ohnehin aus, so daß derartige Parameterkombinationen im Zylinderkennfeld keinen Sinn ergeben. Aus diesem Grund wird bei der Parametervariation die Kraftstoffmasse ersetzt durch die auf den Ladeluftdruck bezogene Kraftstoffmasse

$$m_{B,bez} = \frac{m_B}{p_2} \quad . \quad (4.2)$$

Auf diese Weise erzeugte Kennfelder stellen die in Bild 4.2 gezeigten Prozeßgrößen als Funktion der Eingangsgrößen in folgender Form dar :

$$\dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, M_{ind}, \lambda, \dot{Q}_{KW} = f(p_2, T_2, \pi_Z, m_{B,bez}, n_M, \bar{T}_{KW}, \varphi_{FB}) \quad . \quad (4.3)$$

Um die Berechnung aller möglichen Parameterkombinationen sicherzustellen und eine exakte Zuordnung von Eingangs- und Ausgangsgrößen zu gewährleisten, werden die Eingangsgrößen für die Betriebspunktberechnung in Form von ineinander geschachtelten Schleifen systematisch variiert. Bild 4.4 verdeutlicht die verwendete Schleifenstruktur.

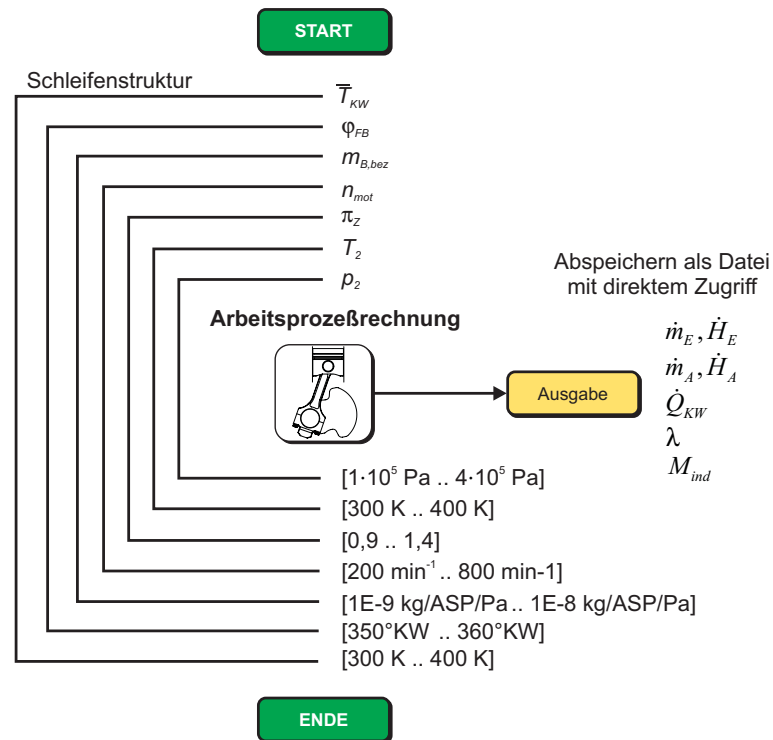


Bild 4.4 Schleifenstruktur der Parametervariation zur Kennfelderstellung

Es handelt sich dabei um eine rein lineare Parametervariation, in der die Schrittweite für jeden Variationsparameter aus maximalem Betriebswert, minimalem Betriebswert und Anzahl der Betriebspunkte des Parameters berechnet wird :

$$\Delta_{\text{Schritt}} = \frac{\text{Max} - \text{Min}}{\text{Anzahl}} \quad (4.4)$$

In vielen Fällen ist es nicht nötig, den gesamten Betriebsbereich des Motors in dem Zylinderkennfeld abzubilden. Sind beispielsweise Lastwechseluntersuchungen auf der Generatorkurve bei Nenndrehzahl gefordert, so wird lediglich ein schmales Drehzahlband in der Simulation durchlaufen. Eine vollständige Abbildung des gesamten Drehzahlbereiches ist in diesem Fall nicht erforderlich, so daß schneller zu berechnende Teilkennfelder verwendet werden können. Tabelle 4.1 zeigt ein typisches Beispiel für den erforderlichen Betriebsbereich einer Lastwechseluntersuchung auf der Generatorkurve.

| Parameter | p_2 | T_2 | π_Z | $m_{B, bez}$ | n_M | φ_{FB} | T_{KW} |
|-----------|-------|-------|---------|--------------|-------------------|----------------|----------|
| Einheit | bar | K | - | kg/ASP/Pa | min ⁻¹ | °KW | K |
| SP-Anz. | 5 | 4 | 4 | 5 | 2 | 3 | 3 |
| SP 1 | 1,00 | 300,0 | 0,900 | 1,00E-9 | 700,0 | 350,0 | 300,0 |
| SP 2 | 1,75 | 333,3 | 1,067 | 3,25E-9 | 800,0 | 355,0 | 350,0 |
| SP 3 | 2,50 | 366,7 | 1,233 | 5,50E-9 | | 360,0 | 400,0 |
| SP 4 | 3,25 | 400,0 | 1,400 | 7,75E-8 | | | |
| SP 5 | 4,00 | | | 1,00E-8 | | | |

Tabelle 4.1 Variationsbereich eines Teilkennfeldes für Lastwechselsimulationen

Die Anzahl der im Kennfeld enthaltenen Betriebspunkte ergibt sich aus dem Produkt der Anzahl von Stützpunkten pro Kennfeldparameter :

$$\text{Anz}_{\text{BP, ges}} = \prod_{i=1}^n \text{Anz}_{\text{BP}}(i) \quad . \quad (4.5)$$

Für das Beispiel aus Tabelle 4.1 ergibt sich damit eine Stützpunktzahl von 7.200. Bei der Verwendung von Teilkennfeldern muß darauf geachtet werden, daß der im Kennfeld enthaltene Betriebsbereich nicht von einer der Eingangsgrößen überschritten wird. Geringfügige Überschreitungen können durch Extrapolation der Randwerte zwar kompensiert werden, aufgrund der nichtlinearen Bereiche von Zylinderkennfeldern führt eine Bereichsüberschreitung in den meisten Fällen jedoch schnell zu falschen Ergebnissen.

Zur vollständigen Berechnung eines Betriebspunktes wird die Berechnung des Arbeitsspiels so lange wiederholt, bis sich ein stationärer Zustand einstellt oder die vorgegebene maximale Anzahl von Arbeitsspielen pro Betriebspunkt erreicht worden ist. Als Kriterium zum Erreichen des stationären Zustandes wird die prozentuale Abweichung aus der pro Arbeitsspiel ein- und austretenden Masse verwendet :

$$\text{abs}\left(1 - \frac{m_A}{m_E + m_B}\right) \leq \Delta m_{\text{Grenz}} \quad . \quad (4.6)$$

Ein bewährter Kompromiß zwischen gewünschter Genauigkeit und erforderlicher Rechen-
dauer liegt bei einer Verwendung von maximal 25 Arbeitsspielen pro Betriebspunkt und einer prozentualen Abweichung der Massen von ein Promille. Mit Erreichen des Endes eines Arbeitsspiels werden aus den Wandwärmeströmen, die in die Zylinderbauteile eingetreten sind, die neuen stationären Wandtemperaturen berechnet. Ist das Konvergenzkriterium (4.6) nicht erfüllt, so wird die Berechnung des Arbeitsspiels mit aus der letzten Rechnung ermittelten verbesserten Startwerten wiederholt.

Unter bestimmten Voraussetzungen (z.B. ungünstige Parameterkombination) kann es trotz der im Programm integrierten Schrittweitensteuerung und selbständiger Anpassung der Startwerte für die Arbeitsspielberechnung dazu kommen, daß die Berechnung aus numerischen Gründen abgebrochen wird. Damit nicht die gesamte Kennfelderstellung beendet werden muß, wird eine entsprechende Diagnose-Datei erzeugt und die Berechnung mit dem nächsten Stützpunkt fortgesetzt. Derartig abgebrochene Betriebspunktberechnungen können nach der Kennfelderstellung korrigiert werden, in dem mit kleinerer Schrittweite oder verbesserten Startwerten eine erneute Berechnung des Betriebspunktes durchgeführt wird.

Als Integrationsverfahren wird der Runge-Kutta-Algorithmus 4. Ordnung ohne adaptive Schrittweitensteuerung benutzt. Dieses Verfahren ist numerisch sehr stabil und führt in Verbindung mit der äußeren Schrittweitensteuerung (Collatz-Verfahren) zu akzeptabler Rechengeschwindigkeit. Die Interpolation im Zylinderkennfeld erfolgt nach dem von Schwarz (1992) angegebenen Algorithmus. Dabei wird angenommen, daß das von den Stützpunkten aufgespannte 7-dimensionale Gebiet nach allen Parametern beliebig oft differenzierbar sei, was genau genommen nur bei unendlich hoher Stützpunktzahl der Fall ist. Für jeden beliebigen Punkt des Gebietes läßt sich eine Reihendarstellung nach Taylor zur Abbildung des Gebietes entwickeln. Demnach gilt

$$w = w(x_1, x_2, x_3, x_4, x_5, x_6, x_7) \quad . \quad (4.7)$$

Wird das Gebiet um den Punkt $p_0 = (p_{1,0}, \dots, p_{7,0})$ entwickelt, der sinnvoller Weise dem zu interpolierenden Punkt so nahe wie möglich liegt, so erhält man folgende Taylorreihenentwicklung zur Bestimmung des gesuchten Punktes im Kennfeld :

$$w = \sum_{i_1, \dots, i_7=0}^{\infty} \frac{1}{i_1! \dots i_7!} \cdot \frac{\partial^{i_1 + \dots + i_7} w(p_0)}{\partial p_1^{i_1} \dots \partial p_7^{i_7}} \cdot (p_1 - p_{1,0})^{i_1} \dots (p_7 - p_{7,0})^{i_7} \quad (4.8)$$

Um die Rechenzeiten gering zu halten, wird die Reihenentwicklung nach der partiellen Differentiation 1. Ordnung abgebrochen, was praktisch einer linearen Regression gleichkommt :

$$w = w(p_0) + \sum_{j=1}^7 \frac{\partial w(p_0)}{\partial p_j} \cdot (p_j - p_{j,0}) \quad (4.9)$$

Diese Einschränkung ist zulässig, da wie in Kapitel 6 noch gezeigt werden wird, für weite Bereiche des Zylinderkennfeldes eine lineare Abhängigkeit zwischen Eingangs- und Ausgangsgrößen besteht.

4.2 Simulationsprogramm GPA/ATMOS

Zur Simulation des dynamischen Betriebsverhaltens des Großdieselmotors wird das FVV-Programm GPA (**Gesamt**Prozeß**Analyse**) verwendet, da es für dieses Programm bereits eine umfangreiche Bibliothek von Bausteinen (ca. 100) gibt, die zur Darstellung von Teilkomponenten des Dieselmotors mit mehr oder weniger entscheidenden Modifikationen verwendet werden können. Ein weiterer, nicht unwesentlicher Vorteil liegt in der Verfügbarkeit des Quellcodes, sowohl der Bausteine als auch des Simulationsprogrammes selbst.

Das Programm GPA ist ein System zur computergestützten numerischen Simulation des dynamischen Verhaltens technischer Systeme. Obwohl es für die Simulation von Verbrennungskraftmaschinen konzipiert wurde, lassen sich nahezu alle dynamischen Systeme darstellen, deren Eigenschaften sich durch gewöhnliche Differentialgleichungen 1. Ordnung, algebraischen Gleichungen und tabellarischen Funktionen beschreiben lassen. Das Programmsystem umfaßt ein organisatorisch übergeordnetes Rahmenprogramm sowie eine prinzipiell beliebige Anzahl von Bausteinen, die als Unterprogramme in das Hauptprogramm implementiert sind.

Das Rahmenprogramm dient zur Steuerung der Simulationsrechnungen und ist völlig modellneutral. Es enthält im wesentlichen Unterprogramme zur Modellerstellung und -modifikation, zur numerischen Lösung von Differentialgleichungen, zur Ergebnisvisualisierung und -speicherung. Die Bausteine spiegeln die technischen Teilsysteme wieder. Durch die Verknüpfung einzelner Bausteine mit Hilfe des Rahmenprogramms können Modelle unterschiedlicher Komplexität aufgebaut werden, die durch ihre modulare Struktur schnell an die geforderte Aufgabenstellung angepaßt werden können.

Das Konzept des Programms, das GPA zu Grunde liegt, ist für Anwender und Programmierer gleichermaßen vorteilhaft. Nach der Compilierung steht dem Anwender ein fertiges Programmsystem zur Verfügung, aus dem ohne eigenen Programmieraufwand mit Hilfe des Bausteininventars ein funktionsfähiges Simulationsmodell erstellt werden kann. Die Bausteine werden dabei ähnlich einem Signalflußplan verschaltet. Für jeden Baustein ist eine Kurzanleitung vorhanden, die zur Laufzeit des Programmes Informationen über den Baustein zur Verfügung stellt. Das Programmsystem GPA ist bei der FVV erhältlich und verfügt über eine vorbildliche Anwenderunterweisung, die es ermöglicht, bereits nach kürzester Einarbeitungszeit erfolgreich mit GPA zu arbeiten. Zur komfortablen Modellerstellung und Auswertung der

Simulationsergebnisse ist das Pre- und Post-Processor-System ATMOS entwickelt worden, das mit einer modernen grafische Benutzeroberfläche ausgestattet ist. Bild 4.5 zeigt die Oberfläche von ATMOS im Post-Processor-Modus.

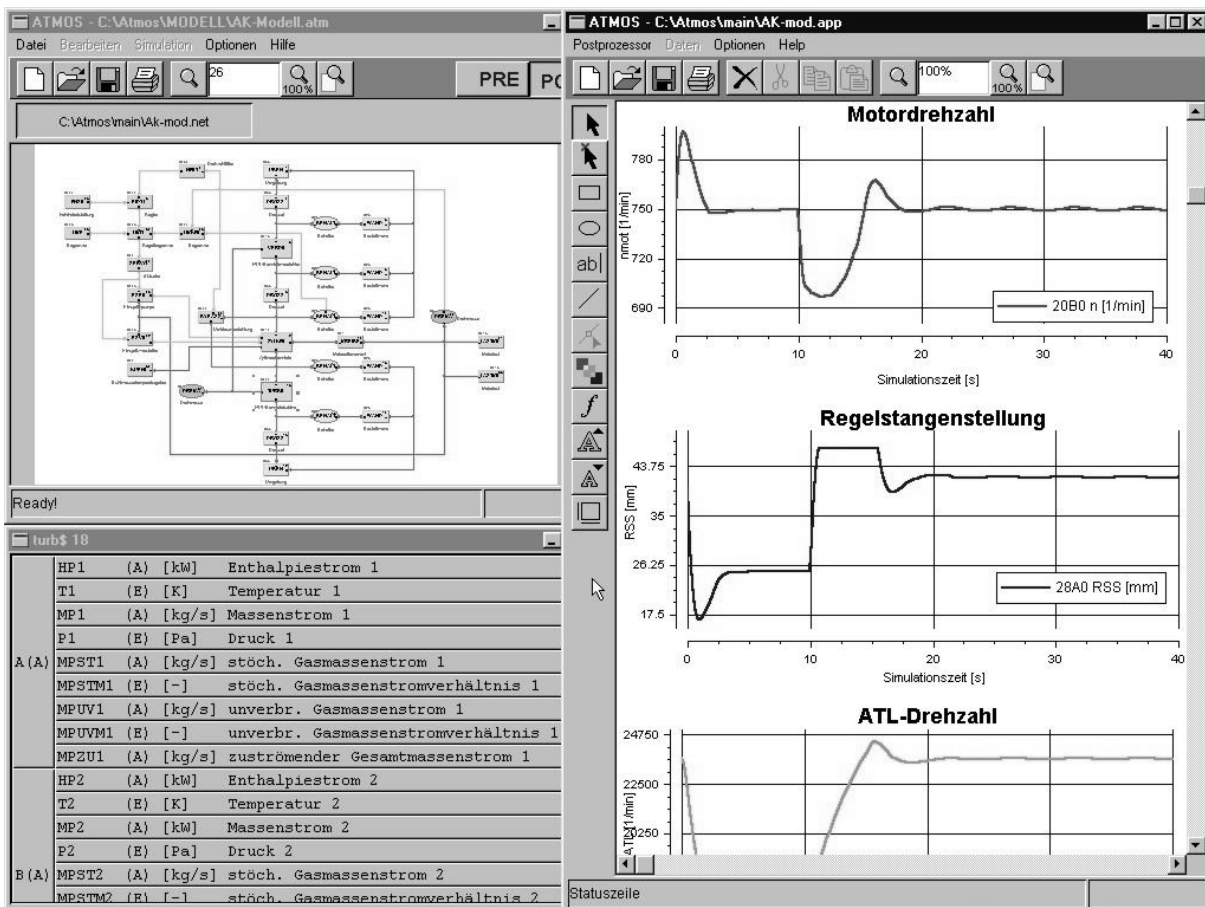


Bild 4.5 Post-Processor des Simulationspaketes GPA/ATMOS

Die grafische Benutzeroberfläche ATMOS hat keinen Einfluß auf die Rechnung. Die eigentliche Simulationsrechnung wird von dem Programmsystem GPA durchgeführt, das auch ohne ATMOS verwendet werden kann. Der Pre-Processor erzeugt lediglich die für GPA nötigen Eingangsdateien und startet die Simulation über eine Batch-Datei. Die grafische Oberfläche ATMOS ist in Verbindung mit dem Simulationsprogramm GPA ebenfalls bei der FVV erhältlich und so umfassend dokumentiert, das auf weitere Erläuterungen verzichtet werden kann. Eine Besonderheit des Simulationsprogrammes ist die Schnittstellenkonfiguration. GPA unterscheidet grundsätzlich drei verschiedene Schnittstellentypen :

1. Signalschnittstellen,
2. Leistungsschnittstellen und
3. Thermodynamikschnittstellen.

Mit Hilfe von Signalschnittstellen können Informationen jeglicher Art ausgetauscht werden. Dabei muß festgelegt werden, ob es sich um eine Aus- oder Eingangsgröße handelt. Die Verteilung einer Signalgröße durch einen Knoten ist möglich, nicht aber Rechenoperationen. Eine Signalschnittstelle kann mit mehreren Kanälen (maximal 99) belegt sein. Bild 4.6 verdeutlicht die Verwendung von Signalschnittstellen. Der Baustein DREMA stellt am Anschluß B die aktuelle Drehzahl zur Verfügung, die an die Bausteine PIDREG und FILTER verteilt wird.

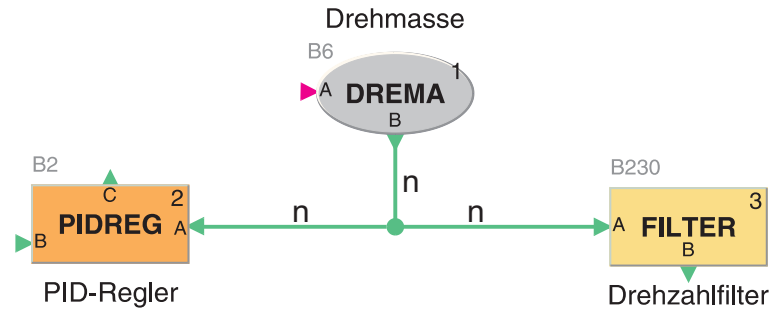


Bild 4.6 Beispiel für die Signalschnittstelle in GPA/ATMOS

Leistungsschnittstellen übertragen bidirektional Größen, deren Produkt einer Leistung entspricht. Jeder Leistungsanschluß verfügt über mindestens zwei Kanäle, über die nach bekannten Vorbildern aus der Systemtheorie dynamischer Modelle zwei Größen ausgetauscht werden, je eine intensive und eine extensive Größe. Extensive Größen lassen sich in Knoten summieren, intensive werden verteilt. Je nach verwendeter Energiedomäne des Bausteins kann zwischen verschiedenen Leistungsanschlüssen unterschieden werden :

| Energiedomäne | extensive Größe | intensive Größe |
|--------------------------|-----------------|-----------------|
| Mechanik, translatorisch | Kraft | Geschwindigkeit |
| Mechanik, rotatorisch | Drehmoment | Winkelgeschw. |
| Fluidik | Volumenstrom | Druck |
| Elektrotechnik | Strom | Spannung |
| Wärmeleitung | Wärmestrom | Temperatur |

Tabelle 4.1 Arten von Leistungsanschlüssen

Der Vorteil dieses Schnittstellensystems liegt darin, daß zum einen mittels einer Verbindung mehrere Größen übertragen werden können und der Modellschaltplan übersichtlicher wird. Zum anderen werden durch die Verknüpfungen physikalisch sinnvolle Modellsysteme erzeugt. In einen Knoten darf immer nur eine intensive Größe eintreten.

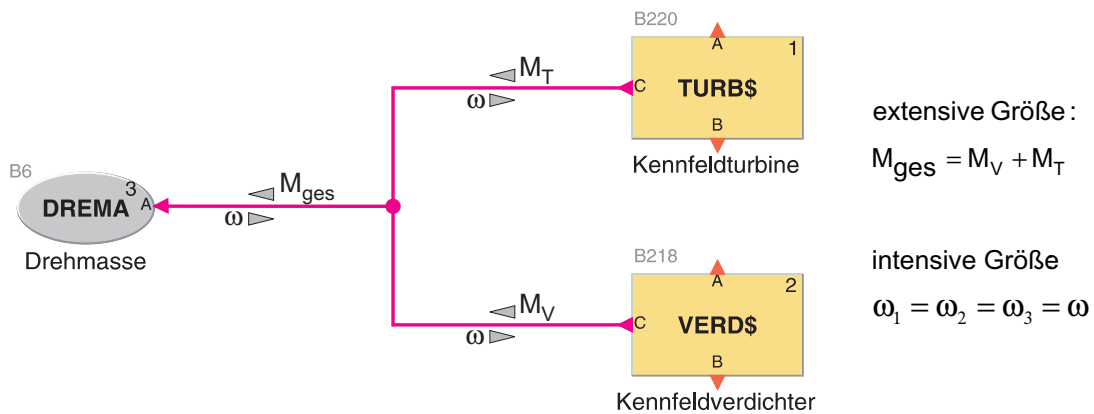


Bild 4.7 Beispiel für Leistungsschnittstelle

Bild 4.7 zeigt am Beispiel eines mechanisch-rotatorischen Leistungsanschlusses die Verteilung der intensiven Größe Winkelgeschwindigkeit und die Addition der extensiven Größe Drehmoment über den Knoten. In den Kennfeldbausteinen für die Turbine (TURBS) und den

Verdichter (VERD\$) werden in Abhängigkeit von u.a. der Winkelgeschwindigkeit der Laderwelle das abgegebene Turbinenmoment und das benötigte Verdichtermoment bestimmt und an der Schnittstelle zur Verfügung gestellt. Im Knoten werden diese Größen addiert, die Summe wird dem Baustein DREMA zugeleitet. Mit Hilfe dieses Momentes und der Trägheit der Laderwelle wird eine neue Winkelgeschwindigkeit bestimmt, an der Schnittstelle zur Verfügung gestellt und über den Knoten verteilt. Im nächsten Rechenschritt steht die neue Winkelgeschwindigkeit der Laderwelle für die Momentenbestimmung von Turbine und Verdichter zur Verfügung.

Die Thermodynamiksschnittstelle dient zur Verbindung der Module, die thermodynamisch an den Zylinderprozeß gekoppelt sind. Sie sind u.a. dazu nötig, die Arbeitsprozeßrechnung als Kennfeldinterpolation in GPA zu integrieren. Eine Thermodynamiksschnittstelle verfügt über 9 Kanäle, für den Austausch von intensiven und extensiven Größen gelten die gleichen Bedingungen, die auch für die Leistungsschnittstelle festgelegt sind. Die Belegung der einzelnen Kanäle ist Tabelle 4.2 zu entnehmen, ein Beispiel für den Austausch von Größen über die Thermodynamiksschnittstelle zeigt Bild 4.8.

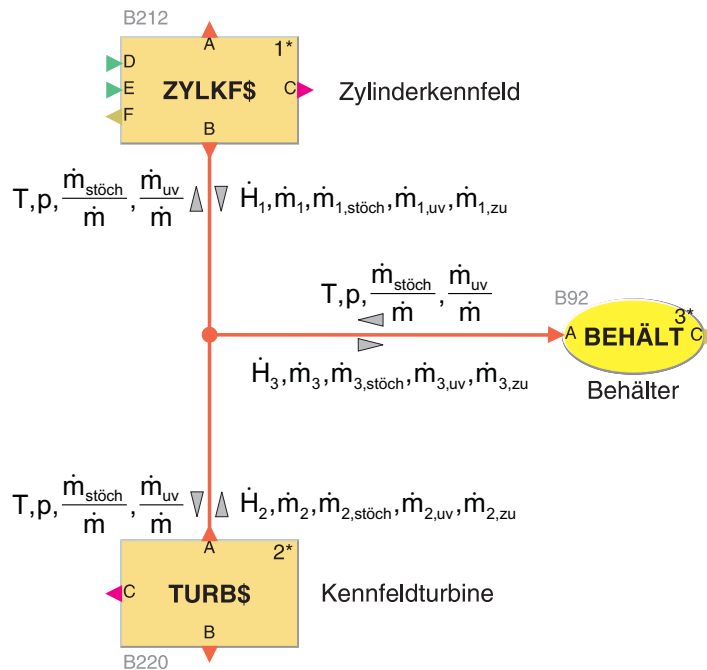


Bild 4.8 Beispiel für Thermodynamiksschnittstelle

Die Bausteine zur Interpolation im Zylinderkennfeld (ZYLKF\$) und im Turbinenkennfeld (TURB\$) ermitteln anhand der an den Anschlüssen zur Verfügung stehenden Größen die dem Baustein entsprechenden extensiven Ausgangsgrößen. Diese Größen werden an der Thermodynamiksschnittstelle zur Verfügung gestellt, am Knoten addiert und dem Behälterbaustein (BEHÄLT) als extensive Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt. Anhand der extensiven Größen werden die intensiven Zustandsgrößen des Behälters bestimmt und über die entsprechenden Kanäle der Thermodynamiksschnittstelle ausgegeben. Der Knoten verteilt schließlich die intensiven Größen an die beiden Interpolationsbausteine. Für die in den einzelnen Kanälen übertragenen Größen gilt somit

extensive Größen :

$$\dot{H}_3 = \dot{H}_1 + \dot{H}_2$$

$$\dot{m}_3 = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m}_{3,\text{stoch}} = \dot{m}_{1,\text{stoch}} + \dot{m}_{2,\text{stoch}}$$

$$\dot{m}_{3,\text{uv}} = \dot{m}_{1,\text{uv}} + \dot{m}_{2,\text{uv}}$$

$$\dot{m}_{3,\text{zu}} = \dot{m}_{1,\text{zu}} + \dot{m}_{2,\text{zu}}$$

intensive Größen :

$$T_1 = T_2 = T_3 = T$$

$$p_1 = p_2 = p_3 = p$$

$$\frac{\dot{m}_{1,\text{stoch}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{2,\text{stoch}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{3,\text{stoch}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{\text{stoch}}}{\dot{m}}$$

$$\frac{\dot{m}_{1,\text{uv}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{2,\text{uv}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{3,\text{uv}}}{\dot{m}} = \frac{\dot{m}_{\text{uv}}}{\dot{m}}$$

| Kanal | extensive Größe | intensive Größe |
|-------|-------------------------------|---|
| 0 | Enthalpiestrom | |
| 1 | | Temperatur |
| 2 | Gesamtmassenstrom | |
| 3 | | Druck |
| 4 | stöchiometrischer Massenstrom | |
| 5 | | stöchiometrisches Massenstromverhältnis |
| 6 | unverbrannter Massenstrom | |
| 7 | | unverbranntes Massenstromverhältnis |
| 8 | eintretender Massenstrom | |

Tabelle 4.2 Beschreibung der Thermodynamik-Schnittstelle

Vor einer Simulationsrechnung kontrolliert das Rahmenprogramm, ob bei der Verschaltung die o.g. Konventionen eingehalten worden sind und lediglich Anschlüsse mit gleichen Energiedomänen verschaltet worden sind. Zur besseren Unterscheidung sind in ATMOS die verschiedenen Schnittstellentypen durch verschiedene Farbdarstellung gekennzeichnet.

4.3 Simulationsmodell

Die modulare Struktur des Simulationsprogramms ermöglicht die einfache Erstellung der verschiedensten Motorkonfigurationen. Sämtliche zur Verfügung stehenden Messungen beziehen sich auf einstufige, stauaufgeladene Dieselmotoren ohne Registerschaltung. Im folgenden wird das für sämtliche Simulationen verwendete Modell des Großdieselmotors in einer universell einsetzbaren Konfiguration vorgestellt. Dabei wird auf die bereits in Kapitel 2 beschriebene Aufteilung des Dieselmotors in vier Hauptkomponenten zurückgegriffen. Bild 4.9 zeigt das Schaltbild des verwendeten Modells. Wie der Darstellung zu entnehmen ist, handelt es sich bei dem Motormodell um ein in sich geschlossenes System, auf das von außen lediglich die vorgegebene Soll-Drehzahl und das dem Motor aufgeprägte Lastmoment wirkt. Dieses Grundmodell kann bei Bedarf durch Entfernen oder Hinzufügen weiterer Komponenten schnell an spezielle Konfigurationen angepaßt werden.

Der Ladelufttrakt enthält im wesentlichen die Elemente, die für die Versorgung der Zylinder mit frischer Ladung nötig sind. Ausgehend von einem unendlich großen Behälter, der den Zustand der Umgebung bzw. des Maschinenraumes verkörpert, wird ein Drosselbaustein zur Darstellung der Druckverluste auf der Niederdruckseite des Verdichters verwendet. Durch die Auswahl einer entsprechenden effektiven Querschnittsfläche lassen sich so die Auswirkungen von Luftfilter, Leitungssystem und, falls vorhanden, Schalldämpfer simulieren. Der Einfluß des Volumens der Niederdruckseite wird mit einer Behälter/Behälterwand-Bausteingruppe erfaßt. Das Drossel/Behältersystem der Niederdruckseite ist thermodynamisch an den sich anschließenden Verdichterbaustein gekoppelt.

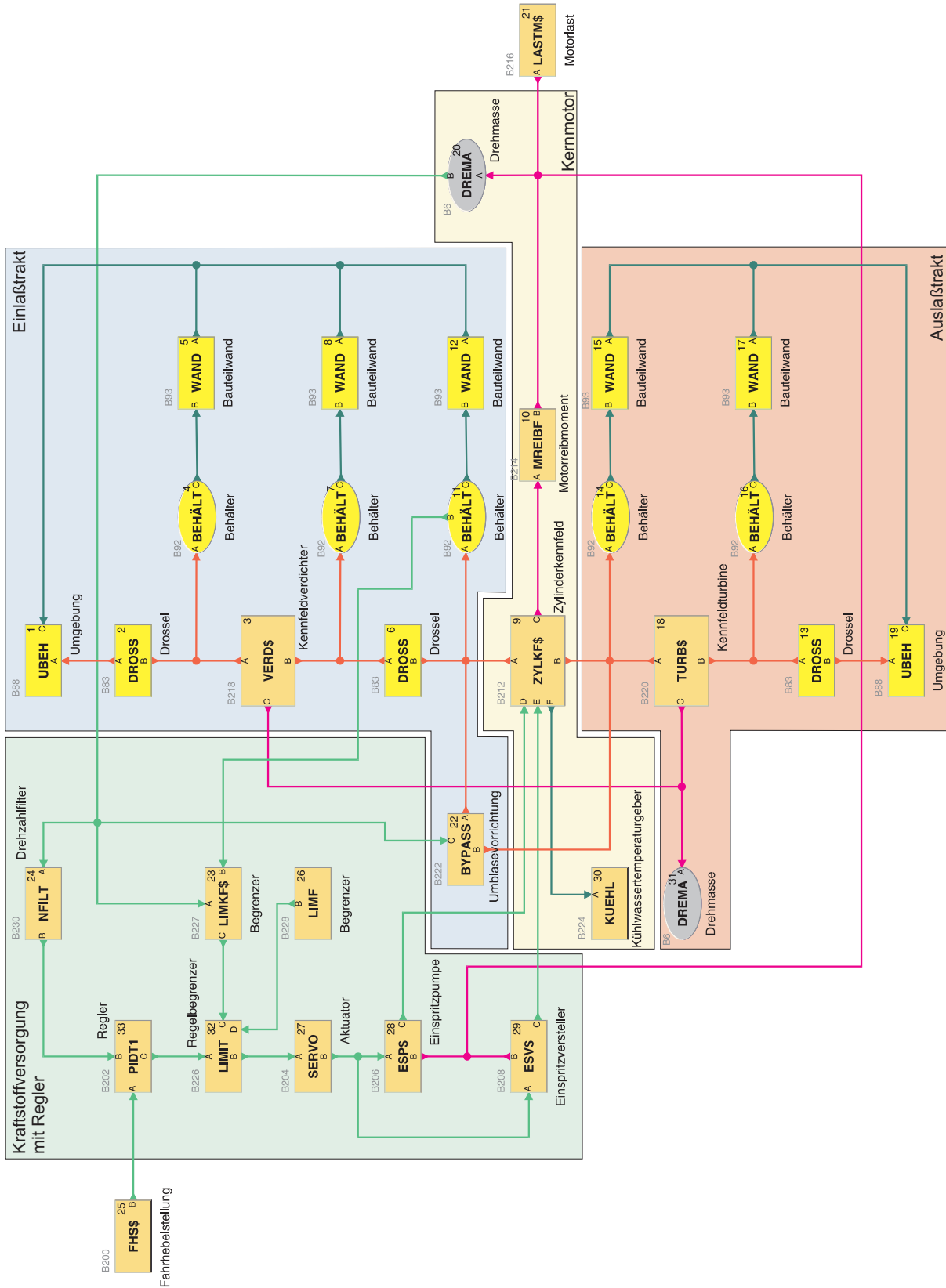


Bild 4.9 Schaltbild des Motormodells MAN 9L 32/40

Auf der Hochdruckseite des Verdichters befindet sich ein System aus zwei Behälter/Behälterwand-Bausteingruppen, getrennt durch eine Drossel. Dieser Teil dient zum einen zur Darstellung des Volumeneinflusses der Hochdruckseite des Verdichters, zum anderen

wird er verwendet, um den Ladeluftkühler abbilden zu können. Dazu wird die Oberfläche des Behälters und der zugehörigen Behälterwand entsprechend groß gewählt, damit die nötige Wärme abgeführt werden kann. Die Druckverluste auf der Hochdruckseite werden in dem Drosselbaustein zusammengefaßt. Der Ladelufttrakt ist thermodynamisch an den Zylinder gekoppelt und mechanisch mit der Drehmasse der ATL-Welle verbunden. Um das dynamische Verhalten des Motors im Teillastbereich zu verbessern und das Eintreten des Verdichters in den Pumpbereich zu vermeiden, ist der Ladelufttrakt über einen Bypass mit dem Abgastrakt verbunden, wobei zwischen kaltem und heißem Umblasen (vor oder nach Ladeluftkühler) unterschieden werden kann. Der Bypass und die Drehmasse der ATL-Welle sind sowohl dem Einlaßtrakt als auch dem Auslaßtrakt des Systems Motor zuzuordnen.

Analog zum Einlaßtrakt ist der Abgastrakt thermodynamisch an den Zylinder und mechanisch an die Drehmasse der ATL-Welle gekoppelt und dient der Abfuhr der durch die Verbrennung entstandenen Abgase. Eine Behälter/Behälterwand-Gruppe stellt den Einfluß des Volumens der Abgasleitung und, falls vorhanden, eines Abgaskessels dar. Wie in Kapitel 6 gezeigt werden wird, hat der Wärmeverlust des Leitungssystems vor der Turbine einen entscheidenden Einfluß auf das dynamische Verhalten des Motors. Die Abgasturbine zur Erzeugung des Antriebsmomentes für den Verdichter schließt den Hochdruckteil des Abgastraktes ab. Um die Einflüsse des Leitungsvolumens sowie die Druckverluste in den Leitungen und im Schalldämpfer zu erfassen, wird auf der Niederdruckseite der Turbine wiederum ein System aus Behälter und Behälterwand, gekoppelt an einen Drosselbaustein, verwendet. Am Ende des Auslaßtraktes befindet sich ein weiterer Umgebungsbehälter.

Zentrales Element des Dieselmotors ist der Zylinderprozeß, der thermodynamisch an den Ein- und Auslaßtrakt, mechanisch über einen Baustein zur Reibungsberechnung und die Drehmasse der Kurbelwelle an den Antriebsstrang gekoppelt ist. Dem vernachlässigbaren Einfluß des Kühlmittelkreislaufes auf das dynamische Verhalten des Großdieselmotors ist über die vereinfachte Darstellung mittels einer konstanten Kühlwassertemperatur Rechnung getragen. In dieser Arbeit kommt der gegenseitigen Beeinflussung der Zylinder in der dynamischen Simulation eine untergeordnete Bedeutung zu. Aus diesem Grund wird lediglich ein Zylinderkennfeldbaustein verwendet. Die Interpolationsergebnisse des Zylinderkennfeldes werden zur Darstellung von Mehrzylindermotoren mit der Anzahl der Zylinder multipliziert. Diese Vorgehensweise ermöglicht eine übersichtliche Modellstruktur und eine deutliche Steigerung der Rechengeschwindigkeit, schließt allerdings Untersuchungen von aus der gegenseitigen Beeinflussung der Zylinder resultierenden Probleme aus. Die Anzahl an Zylinderkennfeldbausteinen kann bei Bedarf leicht angepaßt werden.

Zur Versorgung des Zylinders mit Kraftstoff wird zunächst die aktuelle Drehzahl des Motors von der Drehmasse der Kurbelwelle abgegriffen. Ein Baustein zur Glättung und Filterung des Drehzahlsignals führt dem Reglerbaustein die aktuelle Motordrehzahl als Führungsgröße zu. Die gewünschte Drehzahl wird als Solldrehzahl aus dem Fahrhebelstellungsbaustein zur Ermittlung der Regeldifferenz zur Verfügung gestellt. Der Regler ermittelt anhand der Regeldifferenz die Stellgröße, die über einen Baustein zur Beschreibung der Dynamik der Regelstangenverstellung auf die Einspritzpumpe wirkt. Um einerseits die mechanischen Regelstangenanschlüge nicht zu überschreiten und andererseits die Regelstangenstellung in Abhängigkeit von Ladeluftdruck und/oder Motordrehzahl beeinflussen zu können, sind zwei Begrenzerbausteine in den Regelkreis integriert. Die Einspritzpumpe wird durch einen Kennfeldbaustein dargestellt, aus dem in Abhängigkeit von Motordrehzahl und Regelstangenstellung die pro Zylinder und Arbeitsspiel eingebrachte Kraftstoffmasse interpoliert wird. Analog zur Einspritzpumpe wird mit einem ähnlichen Kennfeld der Förderbeginn ermittelt.

5 Momentenrekonstruktion

In der dynamischen Simulation bildet der Dieselmotor die Momentenquelle. Wird der Zylinderprozeß mit Hilfe der schrittweisen thermodynamischen Kreisprozeßrechnung abgebildet, so kann über den Druckverlauf im Zylinder und die Kinematik des Triebwerkes der Verlauf des indizierten Zylindermomentes bestimmt werden. Die Kenntnis des genauen Momentenverlaufes ist Voraussetzung für z.B. Drehschwingungsanalysen, Simulationen von Kuppelvorgängen oder auch zur Abbildung der Ungleichförmigkeit eines Motors. Werden Zylinderkennfelder als Ersatz für die thermodynamische Kreisprozeßrechnung verwendet, wie das in dieser Arbeit der Fall ist, so erfolgt die Darstellung der Prozeßgrößen, also auch des Zylindermomentes, nach Schwarz (1993) gemittelt über ein Arbeitsspiel. Um trotzdem die Dynamik des Zylindermomentes darstellen zu können, geht Östreicher (1995) davon aus, daß ein nutzbares indiziertes Moment lediglich im Expansionsstakt auftritt, im restlichen Arbeitsspiel hingegen Null ist. Bild 5.1 stellt diese beiden Verfahren dem mit einem Kreisprozeßrechenprogramm ermittelten Verlauf des indizierten Zylindermomentes gegenüber.

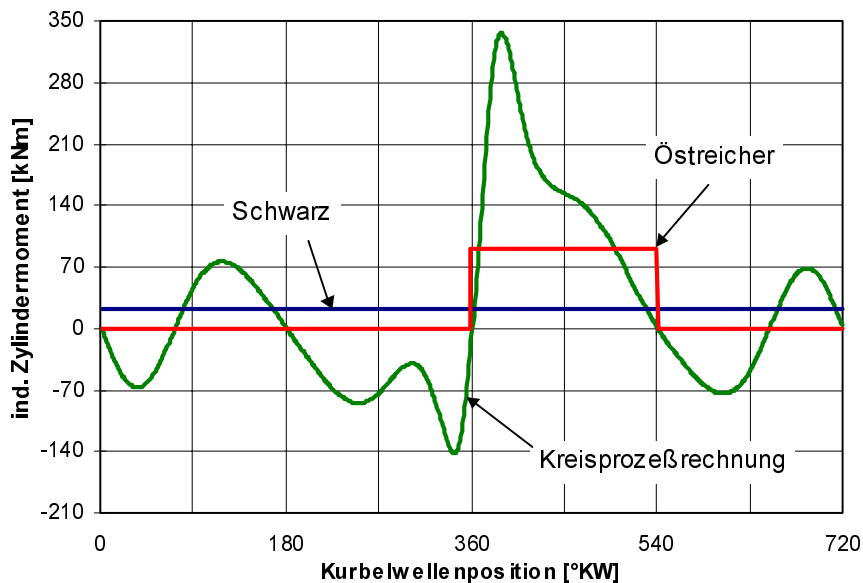


Bild 5.1 Vergleich der gemittelten Momentendarstellung mit Kreisprozeßrechnung

Der 'Momentenverlauf' nach Schwarz (1993) ist innerhalb des Arbeitsspiels konstant und enthält keinen dynamischen Anteil. Der von Östreicher (1995) verwendete Rechteckimpuls hat zwar dynamischen Charakter, jedoch werden die durch die Gas- und Massenkräfte entstehenden Momentenanteile, die hier immerhin Werte von ca. 20% bzw. 40% des Maximalwertes annehmen, nicht berücksichtigt. Beide Verfahren sind somit zwar zur Bestimmung der Leistungsabgabe des Motors geeignet, eine genaue Darstellung der Momentencharakteristik ermöglichen sie jedoch nicht. Um die Dynamik des Momentenverlaufes auch innerhalb des

Arbeitsspiels wiedergeben zu können, ist ein Ansatz entwickelt worden, mit dessen Hilfe sich aus dem mittleren indizierten Zylindermoment nach Schwarz (1993) über eine Ersatzfunktion auf einfache Weise der Verlauf des Zylindermomentes rekonstruieren läßt.

5.1 Rekonstruktionsansatz

Als Ansatz zur Rekonstruktion des Momentenverlaufes innerhalb des Arbeitsspiels dient die Beobachtung, daß sich das indizierte Zylindermoment grundsätzlich aus zwei Komponenten zusammensetzt, dem

- Nutzmoment und dem
- Schleppmoment.

Das *Nutzmoment* entsteht im wesentlichen aus der Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffes und steht nach Abzug der Prozeß- und Reibungsverluste als nutzbares Moment an der Kurbelwelle zur Verfügung. Das *Schleppmoment* resultiert aus den Gas- und Massenkräften, die durch die Verdichtung und Expansion der Zylindergase sowie der Kolben- und Pleuelbewegung entstehen. Werden die blow-by-Verluste, die Reibungsverluste der Kolbenringgruppe und die Wärmeübertragung zwischen dem Zylindergas und den Brennraumwänden vernachlässigt, ergibt die Integration des Schleppmomentes über ein Arbeitsspiel Null – das Schleppmoment trägt also nicht zum Antrieb des Motors bei. Die Überlagerung der beiden Momentenkomponenten bildet das indizierte Zylindermoment :

$$M_{Z,ind}(\varphi) = M_{Z,Nutz}(\varphi) + M_{Z,Schlepp}(\varphi) \quad . \quad (5.1)$$

Die qualitative Aufteilung des indizierten Zylindermomentes in die beiden Anteile Nutz- und Schleppmoment ist für den Vollastpunkt eines MAN 6L 48/60 in Bild 5.2 dargestellt.

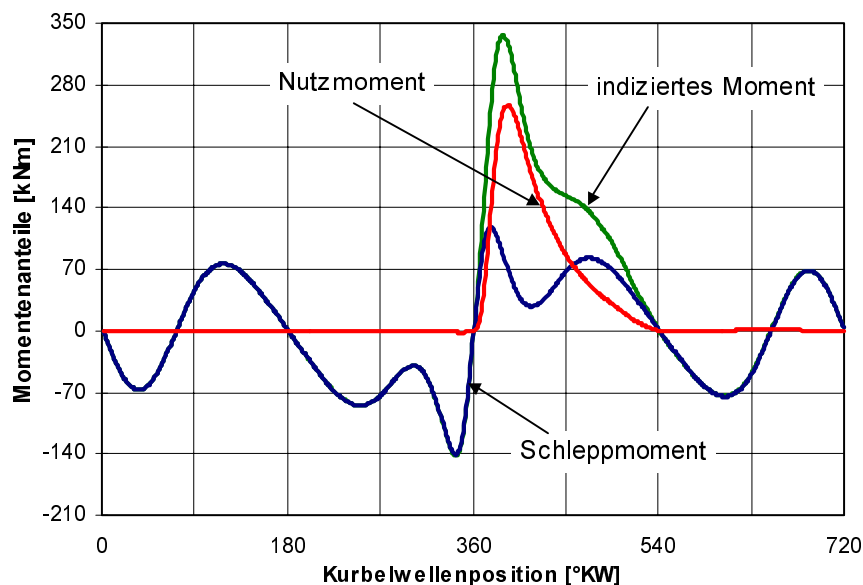


Bild 5.2 Aufteilung des indizierten Zylindermomentes in Schlepp- und Nutzmoment

Die hier vorgestellte Momentenrekonstruktion basiert auf der Annahme, daß das Schleppmoment unabhängig vom Nutzmoment ist und beide Komponenten voneinander getrennt ent-

wickelt werden können. Gelingt es, sowohl das Schleppmoment als auch das Nutzmoment hinreichend genau darzustellen, so erhält man durch die Überlagerung der beiden entkoppelt berechneten Momentenkomponenten den Verlauf des indizierten Zylindermomentes. Um den Rechenaufwand möglichst gering zu halten, sind zur Beschreibung der beiden Momentenanteile einfache, physikalisch plausible Ansätze gewählt worden.

5.2 Schleppmoment

Das Schleppmoment entsteht im wesentlichen aus den Massenkräften, die durch die Bewegung von Kolben und Pleuel verursacht werden, den Gaskräften, die bei der Verdichtung und Expansion der Zylindergase wirken sowie den entsprechenden Reibkräften. Das Schleppmoment kann durch Messungen bestimmt werden, wenn der Motor ohne Befeuerung, beispielsweise von einem Elektromotor, angetrieben bzw. geschleppt wird. In der Kreisprozeßrechnung läßt sich das Schleppmoment annähern, wenn die eingespritzte Kraftstoffmasse auf Null gesetzt wird, also keine Verbrennung stattfindet.

Bewegt sich der Motor, so ist immer ein Schleppmoment vorhanden. Da der Verlauf des indizierten Zylindermomentes rekonstruiert werden soll, werden die Reibkräfte bei der Bestimmung des Schleppmomentes nicht betrachtet, lediglich die durch die Gas- und Massenkräfte verursachten Anteile werden berücksichtigt. Als Schleppdruck ist in dieser Arbeit der Druck im Zylinder zu verstehen, der durch das Schleppmoment und damit durch die Verdichtung und Expansion der Zylindergase entsteht. Die Entwicklung des Schleppdruckverlaufes wird für den Ladungswechsel- und den Hochdruckprozeß getrennt betrachtet. Dabei wird für den Ladungswechselteil vereinfacht angenommen, daß der Druck im Zylinder konstant ist und dem Druck zu Beginn der Kompressionsphase entspricht. Diese Vereinfachung ist zulässig, da der Druckverlauf im Ladungswechselprozeß nur geringfügig schwankt und relativ klein im Vergleich zum Kompressionsenddruck ist. Im Hochdruckteil läßt sich der Schleppdruckverlauf mit guter Näherung durch eine polytrope Zustandsänderung modellieren, eine Vorgehensweise, die auch in der Kreisprozeßrechnung verwendet wird. Für das gesamte Arbeitsspiel kann der Schleppdruckverlauf somit in Abhängigkeit von Kompressionsanfangsdruck, Volumen bei Kompressionsbeginn, Zylindervolumen und Polytropenexponent beschrieben werden :

$$p_{Z, \text{Schlepp}}(\varphi) = \begin{cases} p_{Z,0} & \text{für den Ladungswechselprozeß} \\ p_{Z,0} \cdot \left(\frac{V_{Z,0}}{V_z(\varphi)} \right)^n & \text{für den Hochdruckprozeß} \end{cases} \quad (5.2)$$

Der Kompressionsanfangsdruck wird über eine vereinfachte Ladungswechselberechnung aus dem Ladeluftdruck bestimmt. Der auf diese Weise ermittelte Schleppdruckverlauf ist in Bild 5.3 dem mit der Kreisprozeßrechnung bestimmten Schleppdruckverlauf für den Vollastpunkt eines MAN 6L 48/60 gegenüber gestellt. Es zeigt sich, daß beide Verläufe zunächst nahezu identisch sind. Mit steigendem Kompressionsdruck steigt die Temperatur der Zylindergase und damit die für die Wärmeübertragung treibende Temperaturdifferenz zu den Brennraumwänden. Da bei der Kreisprozeßrechnung im Gegensatz zu der polytropen Zustandsänderung nach (5.2) sowohl blow-by-Verluste als auch die Wärmeübertragung an die Brennraumwände berücksichtigt werden, ergibt sich ein geringfügig niedrigerer Schleppdruck im Vergleich zur polytropen Ersatzfunktion. Mit steigendem Kompressionsdruck wirkt sich dieser Effekt stärker aus.

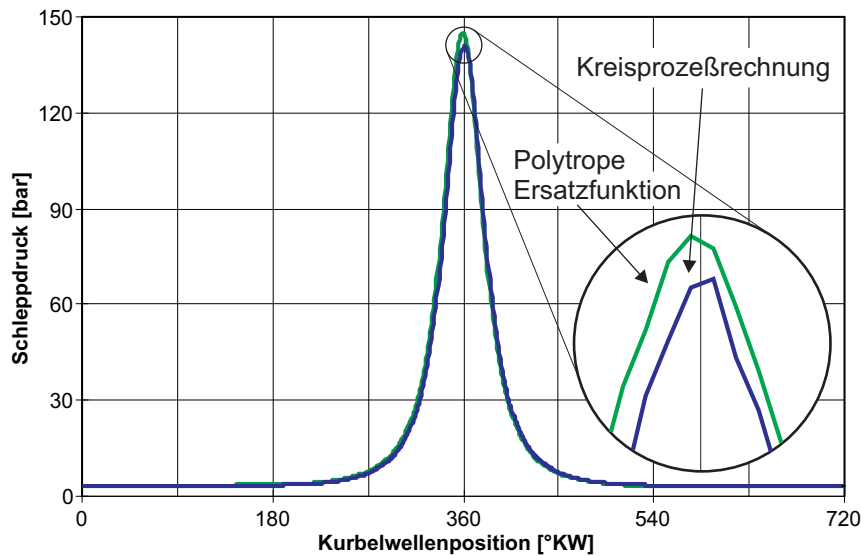


Bild 5.3 Schleppdruckverlauf aus Kreisprozeßrechnung und Ersatzfunktion (5.2)

Um aus dem Schleppdruckverlauf das Schleppmoment zu bestimmen, muß die Geometrie und Kinematik des Kurbeltriebes berücksichtigt werden. Nach Maas/Klier (1981) läßt sich das an der Kurbelwelle anliegende Drehmoment aus dem Tangentialdruckverlauf wie folgt ableiten :

$$M(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot V_h \cdot p_T(\varphi) \quad . \quad (5.3)$$

Der Tangentialdruck setzt sich dabei aus zwei Komponenten zusammen. Zum einen bewirken die Gaskräfte einen Gas-Tangentialdruckanteil, der aus dem Schleppdruckverlauf resultiert, zum anderen verursachen die Massenkräfte eine Massen-Tangentialdruckkomponente.

$$p_T(\varphi) = p_{TG}(\varphi) + p_{TM}(\varphi) \quad . \quad (5.4)$$

Der Gas-Tangentialdruck ergibt sich aus dem im Zylinder wirkenden Gas- bzw. Schleppdruck und der bezogenen Kolbengeschwindigkeit :

$$p_{TG}(\varphi) = x'(\varphi) \cdot p_G(\varphi) = p_G(\varphi) \cdot \left(\sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \right) \quad . \quad (5.5)$$

Die bezogene Kolbengeschwindigkeit sei dabei definiert als

$$x'(\varphi) = \frac{\dot{x}(\varphi)}{r\dot{\varphi}} = \sin(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \sin(\varphi) \cdot \cos(\varphi)}{\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}} \quad . \quad (5.6)$$

Geht man davon aus, daß sich die Kurbelwelle gleichförmig mit konstanter Winkelgeschwindigkeit dreht, so haben nur die oszillierenden Massenanteile des Triebwerkes einen Einfluß auf den Drehmomentenverlauf. Diese Vereinfachung ist gerechtfertigt, da zum einen bei Großdieselmotoren vergleichsweise hohe oszillierende Massen auftreten, zum anderen der Einfluß der Drehunförmigkeit innerhalb des Arbeitsspiels auf das Drehmoment gering ist. Damit läßt sich der Massen-Tangentialdruck nach der Beziehung

$$p_{TM}(\varphi) = -\frac{m_{osz} \cdot r \cdot \omega^2}{A_K} \cdot x'(\varphi) \cdot x''(\varphi) = -\frac{m_{osz}}{V_h} \cdot \frac{\pi^2}{2} \cdot c_m^2 \cdot x'(\varphi) \cdot x''(\varphi) \quad (5.7)$$

bestimmen. Die bezogene Kolbenbeschleunigung ergibt durch Differentiation der bezogenen Kolbengeschwindigkeit :

$$x''(\varphi) = \frac{\ddot{x}(\varphi)}{r\dot{\varphi}^2} = \cos(\varphi) + \frac{\lambda \cdot \cos^2(\varphi) - \lambda \cdot \sin^2(\varphi) + \lambda^3 \cdot \sin^4(\varphi)}{\left(\sqrt{1 - \lambda^2 \cdot \sin^2(\varphi)}\right)^3} \quad (5.8)$$

Durch Überlagerung des nach (5.5) berechneten Gas-Tangentialdruckes und des nach (5.7) bestimmten Massen-Tangentialdruckes erhält man den Verlauf des Tangentialdruckes :

$$p_T(\varphi) = x'(\varphi) \cdot \left(p_G(\varphi) - \frac{m_{osz}}{V_h} \cdot \frac{\pi^2}{2} \cdot c_m^2 \cdot x''(\varphi) \right) \quad (5.9)$$

Der Verlauf des Schleppmomentes nach (5.3) läßt sich schließlich mit Hilfe des Tangentialdruckes ermitteln :

$$M_{Z,Schlepp}(\varphi) = \frac{1}{2} \cdot V_h \cdot x'(\varphi) \cdot \left(p_G(\varphi) - \frac{m_{osz}}{V_h} \cdot \frac{\pi^2}{2} \cdot c_m^2 \cdot x''(\varphi) \right) \quad (5.10)$$

Die Verläufe von Gas-Tangentialdruck, Massen-Tangentialdruck und dem daraus resultierenden Tangentialdruck, bestimmt aus dem Schleppdruckverlauf, sind in Bild 5.4 für den Vollastpunkt eines MAN 6L 48/60 dargestellt. Deutlich ist der Einfluß der oszillierenden Massen auf den Druckverlauf zu erkennen, deren Maximalwert nur unwesentlich unter dem des resultierenden Tangentialdruckes liegt. Wie der Grafik weiter zu entnehmen ist, liegen die Beträge der Tangentialdrücke deutlich unter denen des Schleppdruckes.

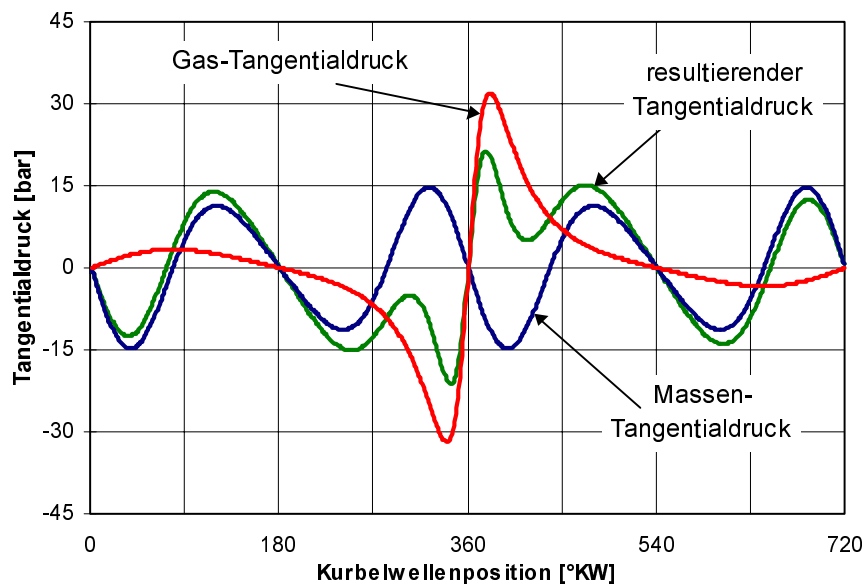


Bild 5.4 Verlauf von Gas-, Massen- und resultierendem Tangentialdruck

Der Verlauf des aus dem Tangentialdruck nach (5.10) bestimmten Schleppmomentes ist für einen MAN 6L 48/60 in Bild 5.5 dem aus der Kreisprozeßrechnung ermitteltem Schleppmoment gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß beide Kurven im Ladungswechselprozeß und zu Beginn der Kompressionsphase nahezu identisch verlaufen. Mit steigendem Zylinderdruck kommt es zu der bereits diskutierten Abweichung aufgrund der Wärmeübertragung und der blow-by-Verluste.

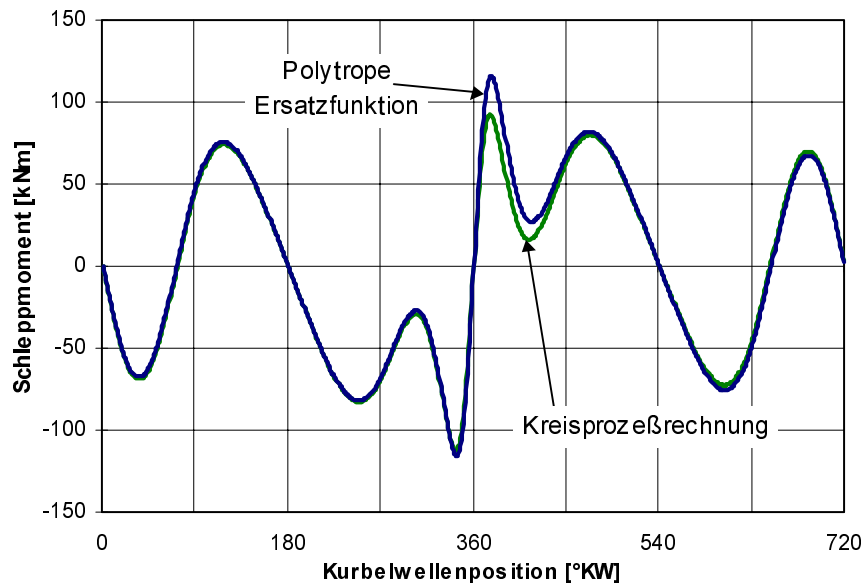


Bild 5.5 Schleppmoment aus Kreisprozeßrechnung und Ersatzfunktion (5.10)

Integriert über ein Arbeitsspiel heben sich die positiven und negativen Anteile des mit der polytropen Näherung bestimmten Schleppmomentes auf. Das mit der Kreisprozeßrechnung ermittelte Schleppmoment liefert, integriert über eine Arbeitsspiel, ein negatives mittleres Schleppmoment, in dem die o.g. Verluste zusammengefaßt sind.

5.3 Nutzmoment

Das Nutzmoment ist als der Momentenanteil zu verstehen, der sich als Folge der Verbrennung des eingebrachten Kraftstoffes ergibt und der und nach Abzug der Prozeß- und Reibungsverluste an der Kurbelwelle als tatsächlicher Nutzen zur Verfügung steht. Nach (5.1) kann dieser Anteil auch als Differenz aus indiziertem Moment und Schleppmoment betrachtet werden :

$$M_{Z,Nutz}(\varphi) = M_{Z,ind}(\varphi) - M_{Z,Schlepp}(\varphi) \quad (5.11)$$

Durch die Beziehung zum Verbrennungsprozeß liegt es nahe, den Verlauf des Nutzmomentes mit einer Vibe-Funktion zu modellieren. Im Gegensatz zum Ersatzbrennverlauf wird hier jedoch nicht die Brennstoffwärme, sondern das mittlere indizierte Zylindermoment als Bezugsgröße verwendet. Da für das Nutzmoment mit guter Näherung angenommen werden kann, daß es lediglich im Expansionstakt auftritt, muß das mittlere Zylindermoment auf die Dauer des Expansionstaktes bezogen werden. Formell gesehen entsteht auf diese Weise aus dem mittleren Moment nach Schwarz (1993) ein Rechteckimpuls, wie er aus der Momentendarstellung von Östreicher (1995) bekannt ist. Mit Hilfe der Vibe-Funktion kann der Nutzmomentenanteil für das gesamte Arbeitsspiel auf folgende Weise formuliert werden :

$$M_{Z,Nutz} = \begin{cases} f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot k \cdot (m+1) \cdot y^m \cdot \exp(-k \cdot y^{m+1}) & \text{Expansionstakt} \\ 0 & \text{restlicher Prozeß} \end{cases} \quad (5.12)$$

Dabei wird analog zu den Bezeichnungen beim Ersatzbrennverlauf nach Vibe (1970) der Parameter k als Umsetzungskonstante, der Parameter m als Formfaktor und y als die auf die Expansionstaktdauer bezogene Kurbelwellenposition bezeichnet :

$$y = \frac{\varphi - \varphi_{OT}}{\varphi_{UT} - \varphi_{OT}} \quad . \quad (5.13)$$

Da das mittlere Moment auf den Expansionstakt bezogen werden muß, im Zylinderkennfeld jedoch gemittelt über das gesamte Arbeitsspiel vorliegt, wird ein Faktor zur Umrechnung eingeführt. Je nach Ladungswechselprinzip des Motors kann dieser Faktor die folgenden Werte annehmen :

$$f = \begin{cases} 2 & \text{Zweitakt – Motor} \\ 4 & \text{Viertakt – Motor} \end{cases} \quad (5.14)$$

Die beiden Parameter der Ersatzfunktion für das Nutzmoment können über die physikalischen Randbedingungen bestimmt werden :

1. Das Nutzmoment hat ein im Expansionstakt liegendes Maximum. Somit muß für die Ersatzfunktion ebenfalls ein lokales Maximum an der Stelle $y = y_{\max}$ vorliegen :

$$\left. \frac{dM_{Z,Nutz}(y)}{dy} \right|_{y_{\max}} = 0 \quad . \quad (5.15)$$

2. Das Nutzmoment muß, bezogen auf und integriert über den Expansionstakt dem mittleren, indizierten, ebenfalls auf den Expansionstakt bezogenem Moment entsprechen. Es besteht somit ein direkter formeller Zusammenhang zwischen Nutz- und mittlerem Zylindermoment :

$$f \cdot \bar{M}_{Z,ind} = \int_0^1 M_{Z,Nutz} dy \quad . \quad (5.16)$$

Geht man davon aus, daß am Ende des Expansionstaktes lediglich 99,9% des mittleren indizierten Momentes durch das Nutzmoment erzeugt wurden, eine Bedingung, die auch für die Kraftstoffumsetzung des Vibe-Ersatzbrennverlaufes verwendet wird, so läßt sich das bestimmte Integral (5.16) durch die Substitution von $z = -k \cdot y^{m+1}$ wie folgt formulieren :

$$f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot 0,999 = f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot k \cdot (m+1) \cdot \int_0^1 y^m \cdot e^z dy \quad . \quad (5.17)$$

Da $dz/dy = -k \cdot (m+1) \cdot y^m$ ist, führt die Substitution zu der nachstehenden Vereinfachung :

$$0,999 = k \cdot (m+1) \cdot \int_0^1 \frac{y^m}{-k \cdot (m+1) \cdot y^m} \cdot e^z dz = - \int_0^1 e^z dz \quad (5.18)$$

Nach Lösen des Integrals, einsetzen der Grenzen und entsprechender Umformung erhält man schließlich die Beziehung

$$0,001 = e^{-k} \quad , \quad (5.19)$$

aus der sich die Umsetzungsconstante berechnen läßt :

$$k = -\ln(0,001) = 6,908 \quad . \quad (5.20)$$

Dieser Wert ist bereits bekannt aus dem Ersatzbrennverlauf nach Vibe (1970) und als unabhängig vom verwendeten Motor zu betrachten, da er lediglich aus dem nicht umgesetzten Nutzmoment am Ende des Expansionstaktes bestimmt wird. Die Auswertung der ersten

Randbedingung (5.15) führt bei Kenntnis der Lage des Nutzmomentenmaximums zu folgender Beziehung :

$$\frac{dM_{Z,Nutz}}{dy} = 0 = f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot k \cdot (m+1) \cdot \frac{d}{dy} \left(y^m \cdot \exp(-k \cdot y^{m+1}) \right) \quad . \quad (5.21)$$

Unter Verwendung der schon bekannten Substitution $z = -k \cdot y^{m+1}$ und dessen Ableitung läßt sich (5.21) wie folgt vereinfachen :

$$\frac{dM_{Z,Nutz}}{dy} = f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot k \cdot (m+1) \cdot \left[\frac{d}{dy} (y^m) \cdot e^z + \frac{d}{dz} (e^z) \cdot \frac{dz}{dy} \cdot y^m \right] \quad . \quad (5.22)$$

Nach der Differentiation und entsprechender Umformung erhält man

$$\frac{dM_{Z,Nutz}}{dy} = f \cdot \bar{M}_{Z,ind} \cdot k \cdot (m+1) \cdot e^z \cdot \left[m \cdot y^{m-1} - k \cdot (m+1) \cdot y^{2m} \right] = 0 \quad . \quad (5.23)$$

Schließt man die triviale Lösung $m = -1$ aus, so ist die Gleichung nur erfüllbar, wenn der Teil in den eckigen Klammern gleich Null wird. Durch entsprechende Umformung erhält man einen Zusammenhang zwischen der Umsetzungsconstanten, der Lage des Nutzmomentenmaximums und dem Formfaktor :

$$\frac{m+1}{m} \cdot y_{\max}^{m+1} = \frac{1}{k} = 0,144765 \quad . \quad (5.24)$$

Dieser Zusammenhang läßt sich analytisch nicht lösen. Mit Hilfe eines Iterationsverfahrens, z.B. nach Newton, kann jedoch bei Kenntnis der Lage des Nutzmomentenmaximums der Formfaktor iterativ bestimmt werden. Zur Berechnung des Nutzmomentenverlaufs ist somit lediglich die Lage des Nutzmomentenmaximums erforderlich, alle anderen Größen können über die Randbedingungen ermittelt werden. Um die Position des Nutzmomentenmaximums zu erhalten, bieten sich zwei Möglichkeiten an :

- Interpolation aus dem Zylinderkennfeld oder
- Vorgabe für Auslegungspunkt und Umrechnung auf geänderte Betriebsbedingungen.

Während das erste Verfahren zu größeren Zylinderkennfeldern und den damit verbundenen Nachteilen führt, erlaubt die Interpolation des Nutzmomentenmaximums aus dem Kennfeld eine bessere Übertragung auf andere Betriebspunkte. Bei der Umrechnung vom Ausgangspunkt auf geänderte Betriebsbedingungen kann auf die Erfahrungen und Zusammenhänge der Brennverlaufsumrechnung zurückgegriffen werden. Diese Methode ist einfach anzuwenden, führt jedoch zu den bereits festgestellten Abweichungen im Niedriglastbereich. Der mit Hilfe der Ersatzfunktion ermittelte Nutzmomentenverlauf ist in Bild 5.6 dem aus der Kreisprozeßrechnung bestimmten Nutzmomentenanteil gegenübergestellt. Dabei wurde als Nutzmomentenmaximum der aus der Kreisprozeßrechnung ermittelte Wert verwendet.

Es zeigt sich, daß der charakteristische Verlauf des Nutzmomentes mit Hilfe der Ersatzfunktion gut im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung wiedergegeben werden kann. Die maximale Amplitude der Ersatzfunktion liegt geringfügig unter dem Ergebnis der Kreisprozeßrechnung, am Ende des Expansionstakt kommt es zu einer ebenfalls etwas niedrigeren Abbildung des Nutzmomentes. Integriert über das gesamte Arbeitsspiel ergibt sich für die Ersatzfunktion das mittlere indizierte Moment, während das aus der Kreisprozeßrechnung bestimmte Nutzmoment einen höheren Betrag liefert.

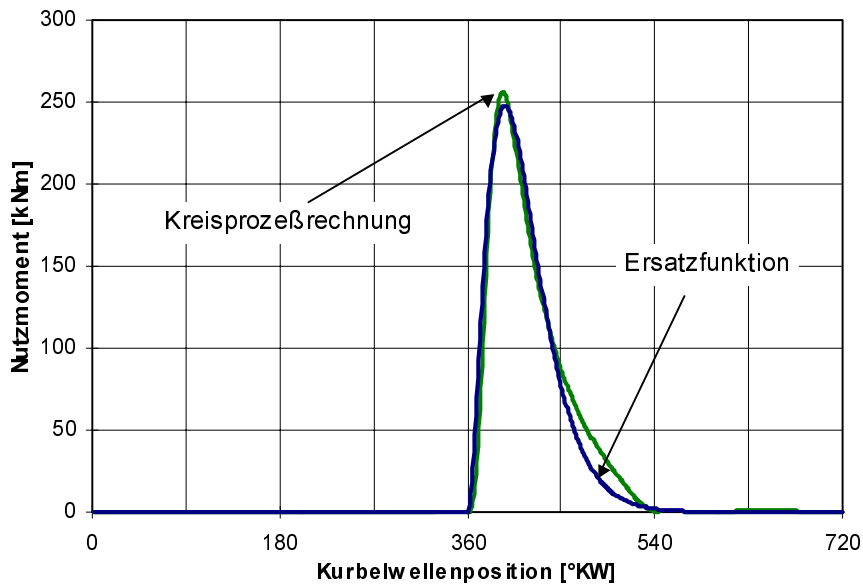


Bild 5.6 Vergleich von Nutzmoment aus Kreisprozeßrechnung und Ersatzfunktion

Der Einfluß der Lage des Nutzmomentenmaximums auf den Verlauf des approximierten Nutzmomentes ist für den Vollastpunkt eines MAN 6L 48/60 in Bild 5.7 dokumentiert.

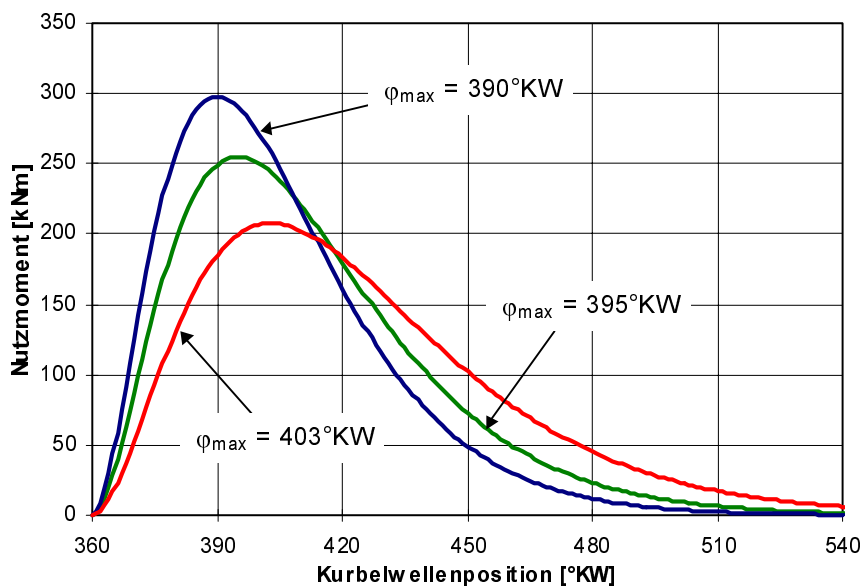


Bild 5.7 Einfluß des Nutzmomentenmaximums

Die Verlagerung des Maximums in Richtung UT führt dabei zu einem insgesamt flacheren Verlauf mit niedrigerer maximaler Amplitude, während eine Verlagerung in Richtung OT einen schmalen Momentenverlauf mit hoher Amplitude zur Folge hat. Wie der Grafik zu entnehmen ist, muß das Nutzmomentenmaximum relativ genau angegeben werden, da bereits eine Abweichung von 5° KW einen deutlichen Einfluß auf den Verlauf des approximierten Nutzmomentes ausübt.

5.4 Indiziertes Moment

Durch die Überlagerung von Schleppmoment und Nutzmoment läßt sich nach (5.1) der Verlauf des indizierten Momentes rekonstruieren. Das Resultat der Rekonstruktion ist in Bild 5.8 dem indizierten Zylindermoment, wie es mit der Kreisprozeßrechnung für den Vollastpunkt eines MAN 6L 48/60 bestimmt worden ist, gegenübergestellt. Dabei ist das Nutzmomentenmaximum, das in der Kreisprozeßrechnung bestimmt worden ist, für die Rekonstruktion verwendet worden.

Die Rekonstruktion zeigt im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung eine gute Übereinstimmung im gesamten Verlauf des indizierten Zylindermomentes, lediglich im Expansionsstakt kommt es zu einer geringfügigen Abweichung. Die bei der entkoppelten Ermittlung von Nutz- und Schleppmoment festgestellten Differenzen zwischen Kreisprozeßrechnung und Ersatzfunktionen kompensieren sich bei der Überlagerung zum größten Teil. Die entscheidenden maximalen Amplituden werden in jedem Fall gut mit Hilfe der Rekonstruktion abgebildet. Wird der Verlauf des indizierten Momentes über das Arbeitsspiel integriert, so ergibt sich in beiden Fällen der gleiche Wert als mittleres indiziertes Moment.

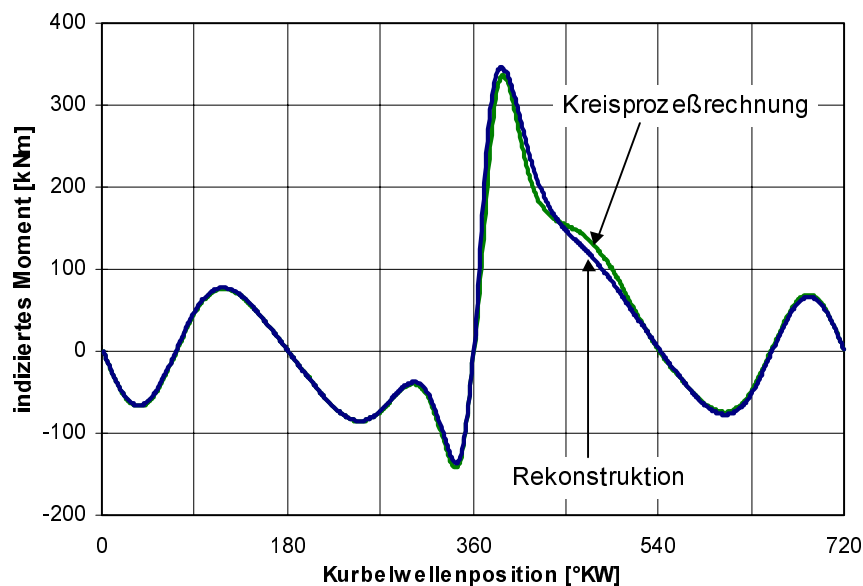


Bild 5.8 Vergleich des indizierten Momentes aus Rekonstruktion und Kreisprozeßrechnung

Um die Anwendbarkeit auf andere Betriebspunkte zu untersuchen, ist ein spezielles Kennfeld erstellt worden, in dem zusätzlich zu den in Kapitel 4 dargestellten Größen auch das Nutzmomentenmaximum abgelegt worden ist. Somit stehen für die Momentenrekonstruktion optimale Bedingungen zur Verfügung. Die Ergebnisse der Rekonstruktion sind für verschiedene Lastpunkte, sowohl auf der Propeller- als auch auf der Generatorkurve, den Verläufen, die mit der Kreisprozeßrechnung ermittelt worden sind, gegenübergestellt (Bild 5.9 bis Bild 5.12). Die jeweils linke Grafik zeigt die Ergebnisse auf der Generatorkurve bei Nenndrehzahl, die entsprechende rechte Grafik für die Propellerkurve. Die Darstellung erfolgt exemplarisch am Beispiel des MAN 6L 48/60.

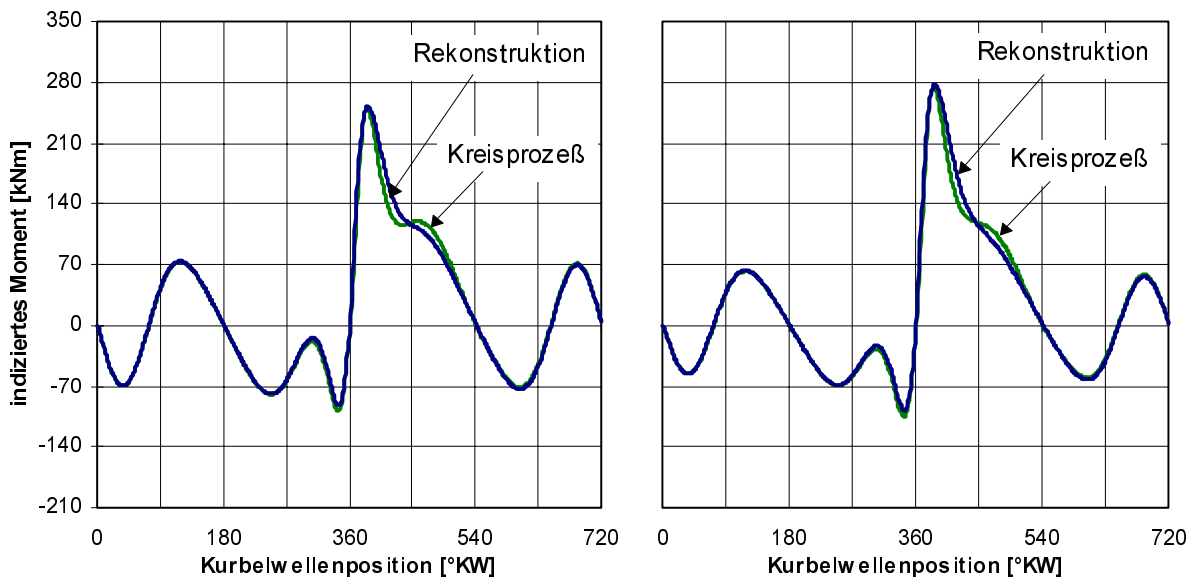


Bild 5.9 Rekonstruktion des indizierten Momentes Generator-/Propellerkurve 75% Last

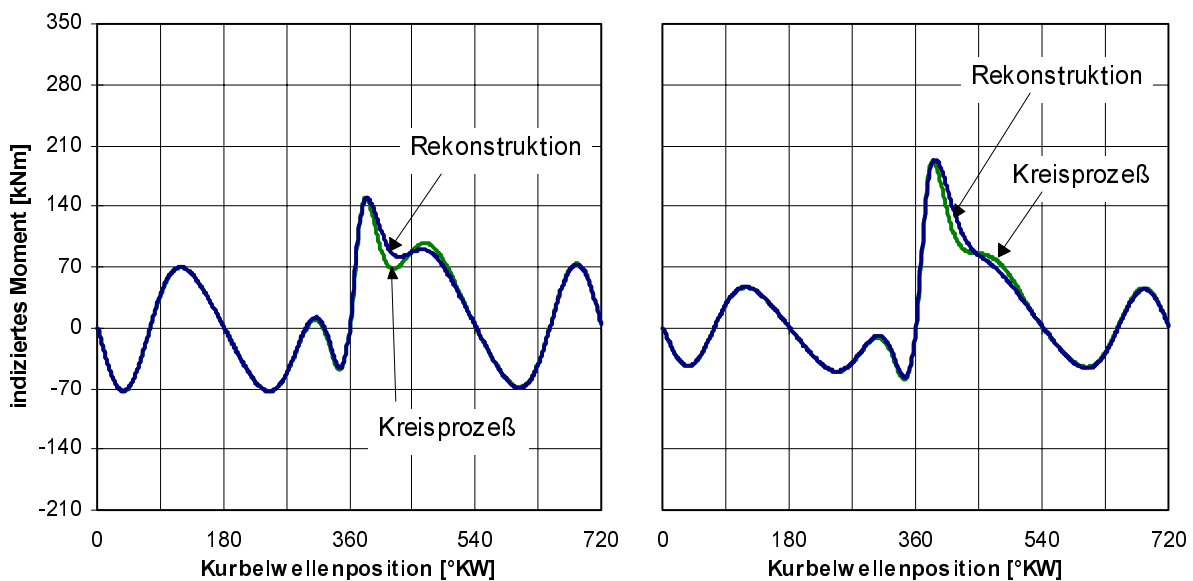


Bild 5.10 Rekonstruktion des indizierten Momentes Generator-/Propellerkurve 50% Last

Die Übereinstimmung zwischen Rekonstruktion und Kreisprozeßrechnung erweist sich über dem gesamten betrachteten Betriebsbereich des Motors als gut. Mit abfallender Last ist eine immer bessere Übereinstimmung zwischen dem Schleppmoment aus der Kreisprozeßrechnung und der polytropen Ersatzfunktion zu verzeichnen, da der durch die fehlende Wärmeübertragung in der Rekonstruktion implementierte Fehler aufgrund der niedrigeren Temperaturdifferenz zwischen verdichtetem Zylindergas und Brennraumwänden geringer wird. Auch die Übereinstimmung zwischen rekonstruiertem und mit Hilfe der Kreisprozeßrechnung ermitteltem Nutzmoment wird besser. Die Ursache liegt darin, daß in der Kreisprozeßrechnung der abnehmende Verlustanteil des Schleppmomentes nicht mehr von dem Nutzmoment kompensiert werden muß, um integriert über ein Arbeitsspiel das gleiche mittlere indizierte Moment zu produzieren. Deutlich ist der mit der Drehzahl abnehmende Einfluß des durch die Massenkräfte verursachten Momentenanteils zu erkennen.

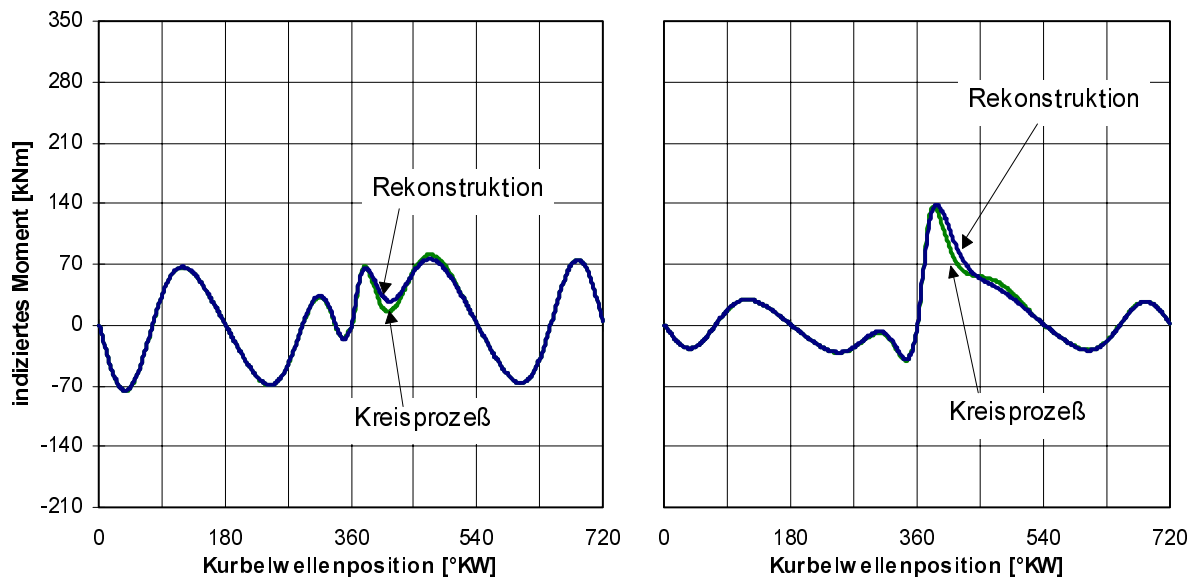


Bild 5.11 Rekonstruktion des indizierten Momentes Generator-/Propellerkurve 25% Last

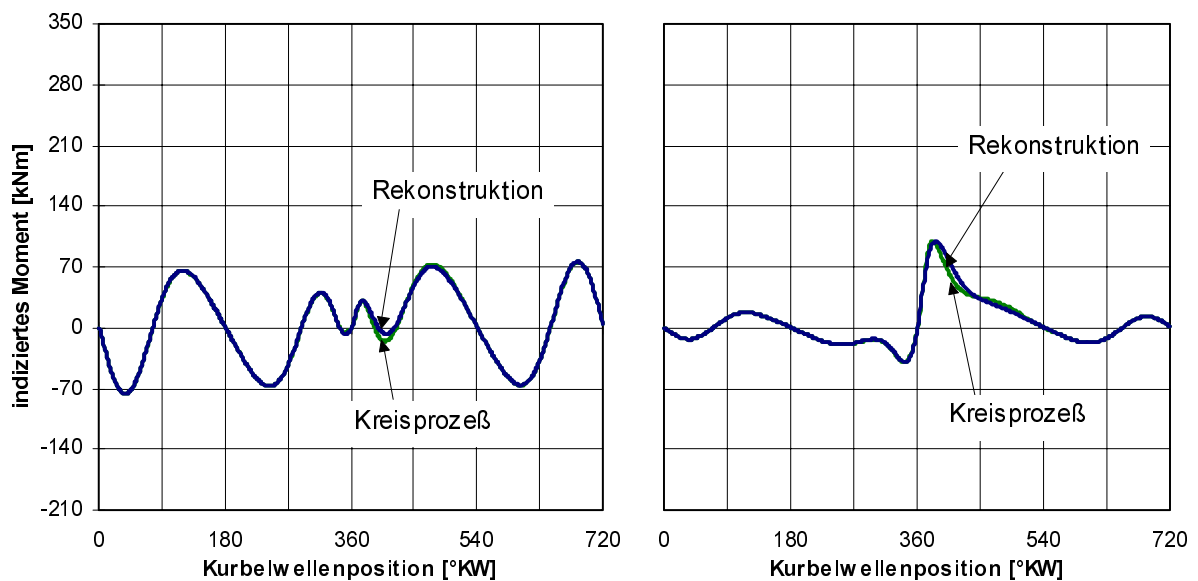


Bild 5.12 Rekonstruktion des indizierten Momentes Generator-/Propellerkurve 10% Last

Bei Mehrzylindermotoren erhält man den Verlauf des indizierten Motormomentes durch Überlagerung der einzelnen Zylindermomente, die, bedingt durch die Steuerzeiten, versetzt zueinander auftreten. Für den hier untersuchten MAN 6L 48/60, ein 6 Zylinder Reihenmotor, ergibt sich damit der in Bild 5.13 dargestellte Momentenverlauf. Der Zündabstand der einzelnen Zylinder beträgt 120° KW. Zum Vergleich ist der Momentenverlauf eingetragen, der mit Hilfe der thermodynamischen Kreisprozeßrechnung ermittelt wurde. Wie der Grafik zu entnehmen ist, läßt sich auch bei der Überlagerung der 6 Zylindermomente zum Motormomentenverlauf eine gute Übereinstimmung zwischen Rekonstruktion und Kreisprozeßrechnung erzielen. Sowohl die Fluktuation innerhalb des Arbeitsspiels als auch die Amplitudenmaxima werden gut wiedergegeben, wobei die Überlagerung der Einzelmomente der Zylinder zu insgesamt geringeren Momentenspitzen führt.

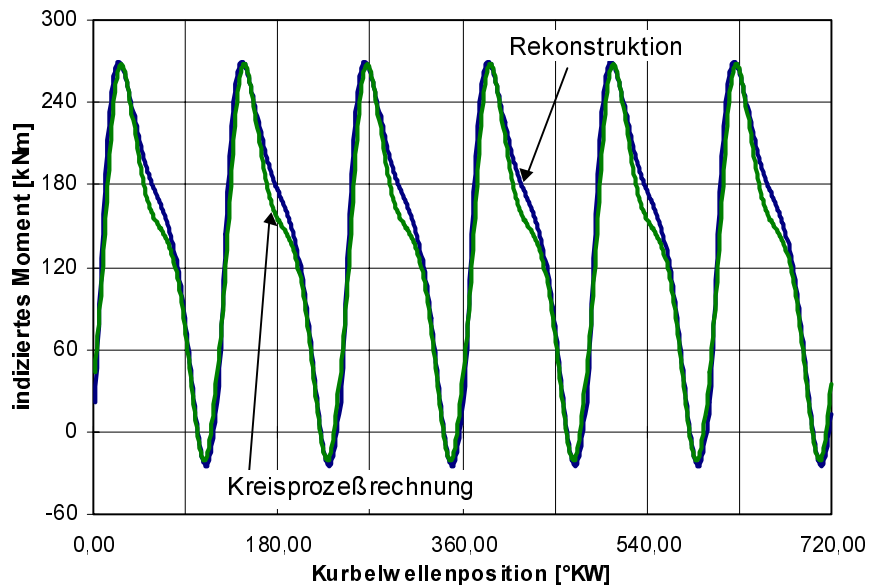


Bild 5.13 Momentenverlauf für MAN 6L 48/60

Mit Hilfe von stationären Zylinderkennfeldern und der Verwendung von über einem Arbeitsspiel gemittelten Prozeßgrößen lassen sich durch die Momentenrekonstruktion auch Untersuchungen durchführen, bei denen es bislang nötig war, auf die schrittweise thermodynamische Kreisprozeßrechnung zurückzugreifen. Ein mögliches Beispiel ist die Simulation der zusätzlichen Belastung einer flexiblen Kupplung im Antriebsstrang, wenn für einen Zylinder des Motors die Kraftstoffversorgung ausfällt. Den Zylindermomentenverlauf im Nennlastpunkt für einen MAN 6L 58/60, der sich für den Ausfall der Kraftstoffversorgung des ersten Zylinders ergibt, zeigt Bild 5.14. Zum Vergleich ist der Momentenverlauf eingetragen, der sich ergibt, wenn alle Zylinder gefeuert werden. Es zeigt sich, daß durch den Ausfall nicht nur deutlich höhere maximale Momentenamplituden entstehen, sondern auch die Fluktuation innerhalb des Arbeitsspiels stark ansteigt.

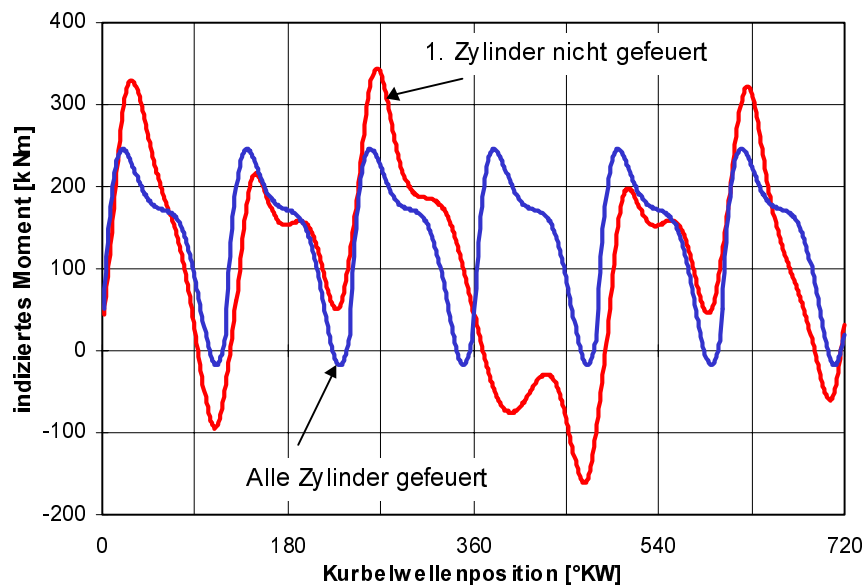
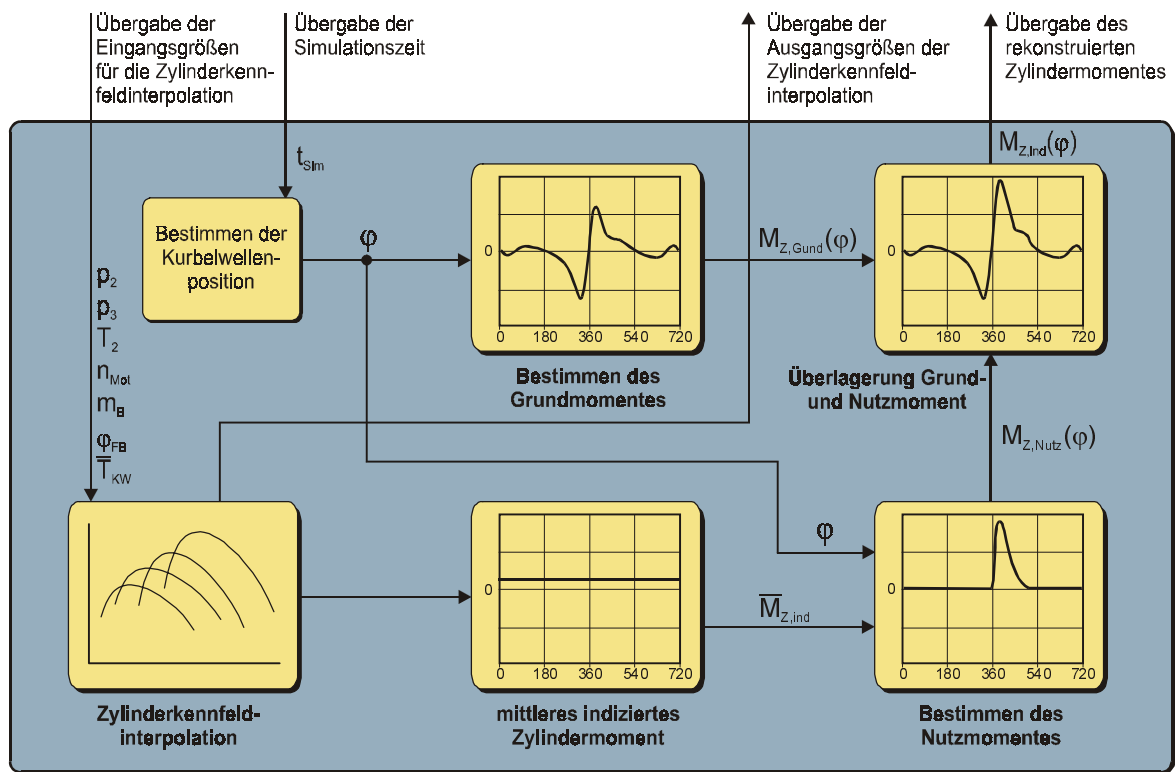


Bild 5.14 Momentenverlauf für MAN 6L 48/60 bei Schleppbetrieb des ersten Zylinders

Die Strategie der Momentenrekonstruktion in der dynamischen Simulation des Großdieselmotors ist in Bild 5.15 dargestellt. Zunächst werden dem Modul zur Zylinderkennfeldinterpolation die entsprechenden, in Kapitel 4 dargestellten Eingangsgrößen wie Druck, Temperatur etc. übergeben. Mittels dieser Eingangsgrößen werden aus dem Zylinderkennfeld die diesem Betriebspunkt entsprechenden Prozeßgrößen interpoliert und an dem Ausgang zur Verfügung gestellt. Da in der dynamischen Simulation im allgemeinen als Bezugsgröße die Simulationszeit verwendet, der Momentenverlauf jedoch in Abhängigkeit der Kurbelwellenposition dargestellt wird, muß zunächst anhand der Simulationszeit die Kurbelwellenposition bestimmt werden. Dazu wird festgelegt, daß sich zu Beginn der Simulation der erste Zylinder im Ladungswechsel-OT befindet. Alle weiteren Zylinder befinden sich gemäß ihrer Steuerzeiten versetzt zu der Kurbelwellenposition des ersten Zylinders.

Mit Hilfe der Kurbelwellenposition wird zunächst über die in Abschnitt 5.2 beschriebenen Zusammenhänge der Schleppmomentenverlauf bestimmt. Parallel dazu wird über die in Abschnitt 5.3 dargestellte Ersatzfunktion das aus dem Zylinderkennfeld interpolierte mittlere indizierte Moment in den Nutzmomentenverlauf transformiert. Die Überlagerung der Komponenten Nutz- und Schleppmoment liefert schließlich den Verlauf des indizierten Zylindermomentes, der vom Kennfeldinterpolationsmodul an das Simulationsprogramm übergeben wird. Bild 5.15 zeigt der Übersichtlichkeit halber lediglich den Prozeß zur Rekostruktion des Momentenverlaufes von einem Zylinder. Verfügt der Motor über mehrere Zylinder, so wird das Verfahren zur Rekonstruktion für jeden Zylinder gemäß der entsprechenden Steuerzeiten durchgeführt. Den Verlauf des Motormomentes erhält man schließlich durch die Überlagerung der einzelnen Zylindermomente. Nach Berücksichtigung der Reibungsverluste steht der Verlauf des effektiven Motormomentes an der Kurbelwelle zur Verfügung.



Kennfeldinterpolationsmodul

Bild 5.15 Prinzip der Momentenrekonstruktion in der dynamischen Simulation

6 Simulationsergebnisse

Messungen an Großdieselmotoren sind nicht zuletzt aufgrund der Größe dieser Motoren sowohl aufwendig als auch kostenintensiv. In dieser Arbeit erfolgt die Kontrolle der Simulationsergebnisse anhand von Meßdaten und Vergleichsrechnungen, die von verschiedenen Motorenherstellern zur Verfügung gestellt worden sind. Eigene Messungen wurden nicht durchgeführt. Um eine optimale Übereinstimmung zwischen Messung bzw. Vergleichsrechnung und Simulation zu erreichen, erfolgt die Kontrolle der Ergebnisse in drei Phasen :

- Überprüfung der stationären Kreisprozeßrechnung anhand ausgewählter Betriebspunkte vor der Kennfelderstellung,
- Überprüfung der Interpolationsabweichungen zwischen Kreisprozeßrechnung und Zylinderkennfeldinterpolation und
- Überprüfung der dynamischen Simulationsergebnisse.

Während für Viertakt-Motoren entsprechend der größeren Anzahl von Motorenherstellern Messungen und Vergleichsrechnungen ausreichend vorhanden waren, gestaltet sich die Suche nach entsprechenden Referenzwerten für Zweitakt-Motoren schwieriger. Zwar standen Vergleichswerte für zwei Motoren zur Verfügung, diese deckten aber nicht den kompletten Betriebsbereich ab. Hinzu kommt, daß verschiedene Größen nicht in der vom Simulationsprogramm erzeugten Form vorlagen, so daß zum Vergleich Umrechnungen mit unterschiedlichen Annahmen erforderlich waren. Bei der Wärmefreisetzung durch die Verbrennung traten so deutliche Unterschiede zwischen den Ergebnissen aus den bisher verwendeten Modellen zu den Vergleichswerten auf, daß ein neuer Ansatz für einen Ersatzbrennverlauf erstellt wurde (siehe Kapitel 3). Die Darstellung der Simulationsergebnisse erfolgt aus diesen Gründen exemplarisch am Viertakt-Motor. Ein Auswahl der grundlegenden technischen Daten aller berechneten Motoren ist in Tabelle 6.1 zusammengefaßt.

| Motor | 9L 32/40 | 6L 48/60 | 16M453 C | 4L 60 MC | 9K 90 MC |
|-----------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|-----------------------|----------------------|
| Hersteller | MAN B&W | MAN B&W | MaK | MAN B&W | MAN B&W |
| Ladungswechsel | 4-Takt | 4-Takt | 4-Takt | 2-Takt | 2-Takt |
| Anzahl Zylinder | 9 | 6 | 16 | 4 | 9 |
| Bohrung | 0,32 m | 0,48 m | 0,32 m | 0,60 m | 0,90 m |
| Hub | 0,40 m | 0,60 m | 0,42 m | 1,94 m | 2,55 m |
| Nenn Drehzahl | 750 min ⁻¹ | 450 min ⁻¹ | 600 min ⁻¹ | 110 min ⁻¹ | 94 min ⁻¹ |
| Nennleistung | 3970 kW | 5920 kW | 5800 kW | 6240 kW | 41200 kW |

Tabelle 6.1 Technische Daten der berechneten Motoren

Sämtliche aufgeführten Motoren dienten als Grundlage für die stationäre Simulation. Da die größte Anzahl an Referenzwerten für den MAN 6L 48/60 und den MAN 9L 32/40 zur Verfügung standen, erfolgt die Darstellung der stationären Simulationsergebnisse am Beispiel die-

ser Motoren. Die Erkenntnisse aus der Berechnung der anderen Motoren decken sich mit den Erfahrungen aus den vorgestellten Simulationsergebnissen.

In dieser Arbeit dargestellte Abweichungen können sowohl ein positives als auch ein negatives Vorzeichen haben. Unter einer negativen Abweichung wird hier grundsätzlich ein kleinerer Wert gegenüber dem Referenzwert verstanden.

6.1 Stationäre Simulation

Die Abbildung des Zylinderprozesses erfolgt aus den genannten Gründen mit Hilfe von n -dimensionalen Zylinderkennfeldern. Sind diese nicht vorhanden, was im allgemeinen der Fall ist, so müssen sie beispielsweise mit einem entsprechenden Kennfelderstellungsprogramm berechnet werden. In dieser Arbeit wurde dazu ein Kreisprozeßrechenprogramm verwendet, das in Kapitel 4 beschrieben ist und die in Kapitel 2 und 3 aufgeführten Beziehungen zur Lösung der Energie- und Massenbilanz des Systems Zylinder verwendet. Um zu gewährleisten, daß die stationäre Kreisprozeßrechnung des Kennfelderstellungsprogrammes hinreichend genaue Ergebnisse produziert, sind umfangreiche Vergleiche anhand von Messungen und Vergleichsrechnungen für verschiedene Betriebspunkte und Motoren durchgeführt worden.

Die nötigen Eingangsgrößen eines Betriebspunktes für die Kreisprozeßrechnung sind in Bild 4.1 dargestellt. Bis auf den geometrischen Förderbeginn konnten alle Größen den entsprechenden Meßprotokollen entnommen werden. Da der Förderbeginn in Zusammenhang mit Zündverzug und Verbrennungsverlauf den maximalen Zylinderdruck bestimmt, wurde er so lange variiert, bis sich der in den Meßprotokollen eingetragene Maximaldruck einstellte. Ziel der stationären Überprüfung der Simulationsergebnisse ist die Kontrolle der über ein Arbeitsspiel gemittelten Größen, die, in das Zylinderkennfeld eingetragen, den entsprechenden Betriebspunkt charakterisieren. Mit Hilfe der Meßprotokolle war das jedoch nur für die Massenströme, die Abgastemperatur, das Luftverhältnis und das erzeugte Drehmoment möglich. Die Kontrolle aller weiteren Größen erfolgte anhand von vorliegenden Vergleichsrechnungen.

6.1.1 Über ein Arbeitsspiel gemittelte Prozeßgrößen

Erste stationäre Simulationsergebnisse für einen MAN B&W 6L 48/60 zeigten, daß die Kreisprozeßrechnung einen deutlich zu hohen Ladeluftmassenstrom lieferte, während die Abgastemperatur weit unter den Meßwerten berechnet wurde (Bild 6.1, als einzige Ausnahme sind die Beträge der Abweichung zwischen Abgastemperatur und Meßwert dargestellt). Diese Feststellung entspricht den Erfahrungen mit anderen Simulationsprogrammen, die eine ähnliche Tendenz aufweisen. Die Größenordnung der Abweichungen (Ladeluftmassenstrom im Bereich 3-5% zu hoch, Abgastemperatur im Bereich 4-6% zu niedrig) fallen jedoch deutlich höher als erwartet aus. Selbst wenn berücksichtigt wird, daß die gemessene Abgastemperatur abhängig von der Wahl der Meßstelle ist und somit gewissen Toleranzen unterworfen ist, so sind Abweichungen von bis zu 70 K als zu groß für eine sinnvolle Grundlage zur Kennfelderstellung zu werten. Auch für einen zweiten Motor mit höherer Nenndrehzahl und kleineren Zylinderabmessungen, einen MAN B&W 9L 32/40, wurden nahezu identische Abweichungen festgestellt. Der Verdacht, daß es sich um ein für MAN-Motoren typisches Phänomen handelt, bestätigte sich nicht, da auch ein Motor der Firma MaK die gleiche Tendenz zeigte, wenn auch mit etwas geringeren absoluten Abweichungen.

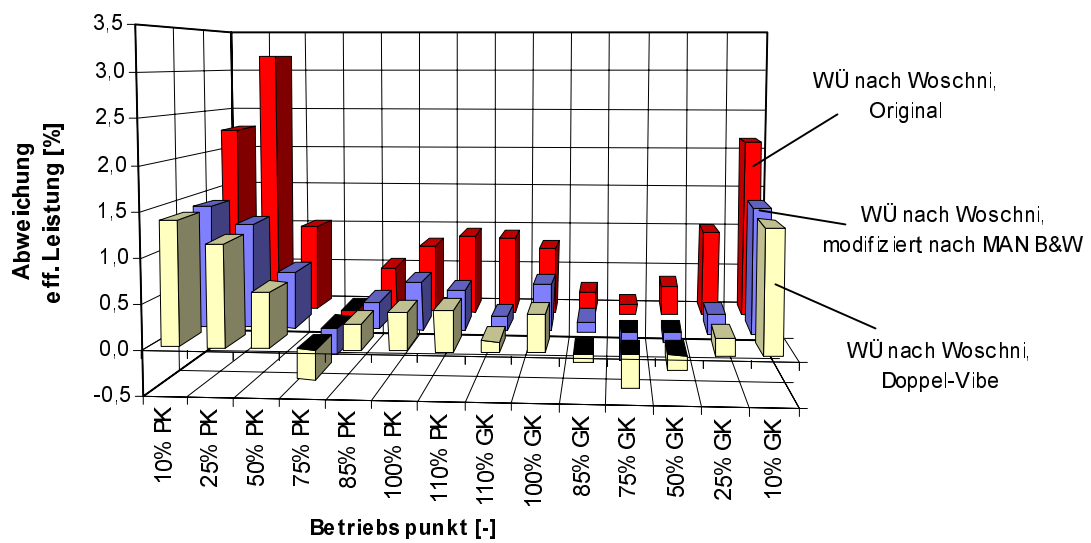
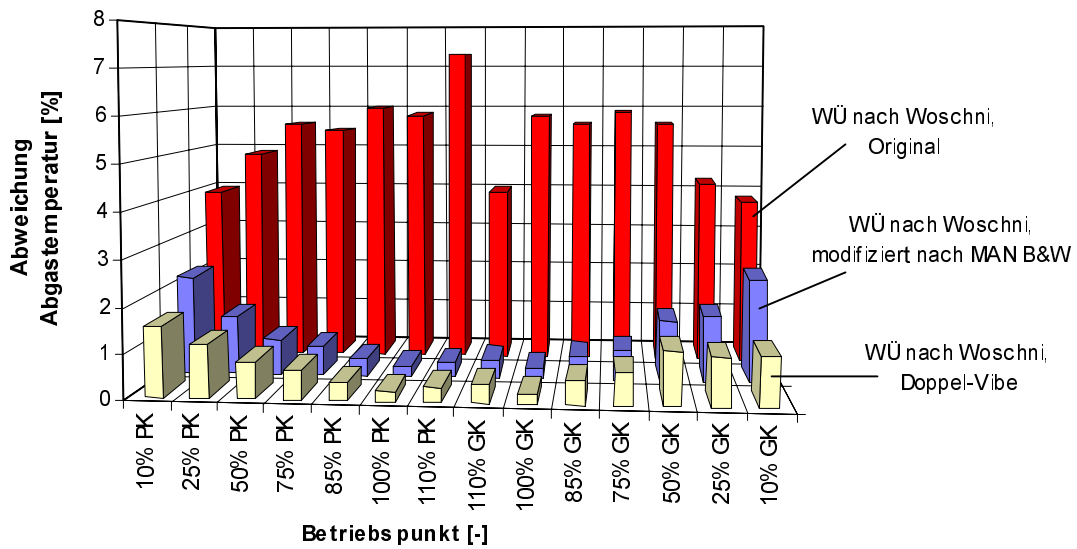
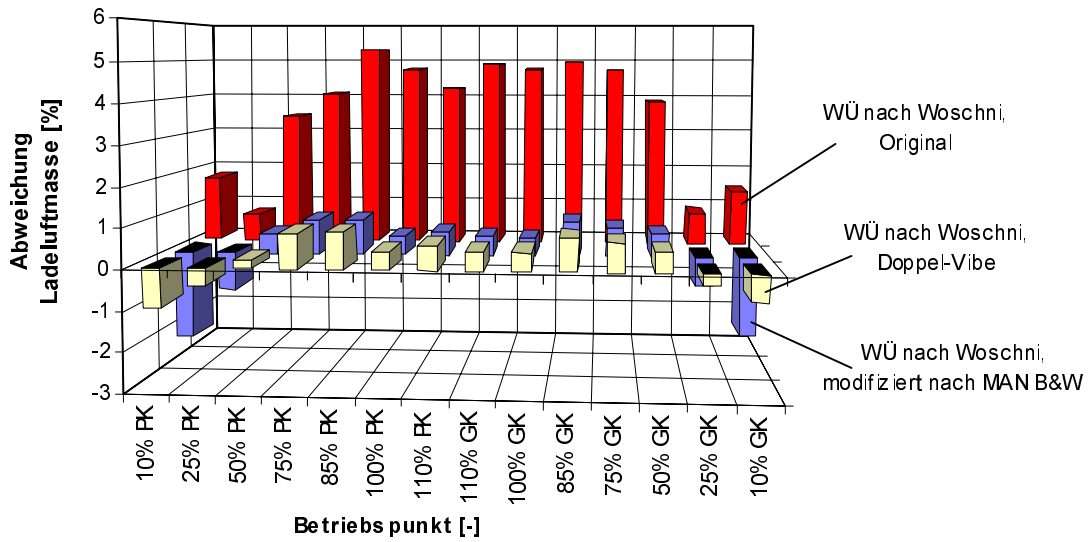


Bild 6.1 Relative Abweichung Kreisprozeßrechnung / Messung MAN 6L 48/60

Da das verwendete Kreisprozeßrechenprogramm ursprünglich für die Berechnung und Erstellung von Zylinderkennfeldern von schnell laufenden Kfz-Dieselmotoren konzipiert wurde, liegt die Vermutung nahe, daß sich die Gesetzmäßigkeiten dieser Motoren zwar grundsätzlich auch auf Großdieselmotoren übertragen lassen, verschiedene wichtige Teilprozesse jedoch an die besonderen Betriebsbedingungen angepaßt werden müssen. Zur Verbesserung der Übereinstimmung der stationären Simulationsergebnisse im Vergleich zu den Meßwerten sind verschiedene Maßnahmen angewendet worden. So konnte beispielsweise durch die Modifikation der gemessenen Durchflußbeiwerte der Ventilerhebungskurven der Ladeluftmassenstrom, durch die Einführung verschiedener neuer Teilmodelle des Hochdruckprozesses die Abgastemperatur auf Abweichungen unter zwei Prozent eingestellt werden. Dazu waren jedoch z.T. Annahmen getroffen worden, die in der Praxis nicht zu rechtfertigen sind. Eine wesentliche Verbesserung lieferte schließlich die von MAN B&W vorgeschlagene Modifikation des Wärmeübergangsmodells nach Woschni (1970), die bereits in Kapitel 2 diskutiert wurde. Die Verwendung dieser Modifikation, die den hohen Turbulenzgrad der mit hohem Druck durch den Einlaß strömenden Ladeluft berücksichtigt, beruht allerdings nicht auf theoretischen Überlegungen, sondern auf Vergleichen von Betriebsdaten und Simulationsergebnissen. Der erzielbare Effekt führt jedoch über dem gesamten Betriebsbereich der betrachteten Motoren zu einer deutlichen Verbesserung der stationären Simulationsergebnisse. Die Abweichungen konnten so auf einen Bereich von ein bis zwei Prozent im Vergleich zu den Messungen reduziert werden. In Bild 6.1 sind die Abweichungen für Ladeluftmassenstrom, Abgastemperatur und effektiver Motorleistung beider Wärmeübergangsmodelle gegenübergestellt. Es zeigt sich, daß bis auf den Leerlauf- und den niedrigen Teillastbereich eine gute Übereinstimmung mit Abweichungen zwischen ein und zwei Prozent erzielt werden kann. Die höheren Abweichungen im Niedriglastbereich sind zu erwarten, da verschiedene Größen wie beispielsweise Verbrennungsverlauf, Zündverzug oder Brenndauer von einem Auslegungspunkt, der üblicherweise in der Nähe des Nennlastpunktes liegt, auf den jeweils aktuellen Betriebspunkt umgerechnet werden. Dabei treten Abweichungen auf, die um so stärker ins Gewicht fallen, je weiter der Betriebspunkt vom Auslegungspunkt entfernt ist. In weiteren Untersuchungen zur Verbesserung der Übereinstimmung im Niedriglastbereich konnte der Einfluß der Premixed-Verbrennung nachgewiesen werden. Mit Hilfe des Doppel-Vibe-Ersatzbrennverlaufes gelang es, gerade in diesem Bereich die Abweichungen der Kreisprozeßrechnung gegenüber den Messungen auf ein akzeptables Maß zu reduzieren. Für den MAN 9L 32/40 lagen lediglich Messungen auf der Generatorkurve vor. Die erzielte Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation bei Anwendung der o.g. Modifikationen zeigte noch geringere Abweichungen und blieb bis auf den Null-Lastpunkt unter ein Prozent.

6.1.2 Prozeßgrößen innerhalb des Arbeitsspiels

In das Kennfelderstellungsprogramm ist die Möglichkeit integriert worden, den Verlauf verschiedener Prozeßgrößen innerhalb des Arbeitsspiels auszuwerten. Stehen beispielsweise Messungen des Druckverlaufes oder Vergleichsrechnungen für das indizierte Zylindermoment zur Verfügung, so kann zum einen eine exaktere Überprüfung der Simulationsergebnisse erfolgen. Zum anderen ermöglicht die Auswertung der Prozeßgrößen innerhalb des Arbeitsspiels die Lokalisierung von Abweichungen. So kann beispielsweise bei einem verschobenen Maximum des Zylinderdruckes auf eine falsche Darstellung des Verbrennungsprozesses geschlossen werden. Die im vorangegangenen Abschnitt diskutierte Abweichung von zu niedriger Abgastemperatur bei zu hohem Ladeluftmassenstrom soll hier genauer untersucht werden. Für den Vollastpunkt des MAN 9L 32/40 ergeben sich die folgenden Abweichungen der über ein Arbeitsspiel gemittelten Größen Ladeluftmassenstrom, Abgastemperatur und effektive Leistung :

| Größe | WÜ nach Woschni | WÜ nach MAN B&W |
|-------------------------|-----------------|-----------------|
| Massenstrom [kg/s] | 8,789 | 8,382 |
| Abweichung [%] | 5,01 | 0,14 |
| Abgastemperatur [K] | 728,79 | 766,12 |
| Abweichung [%] | -4,83 | 0,05 |
| effektive Leistung [kW] | 4056,54 | 3990,65 |
| Abweichung [%] | 2,29 | 0,57 |

Tabelle 6.2 Abweichungen Kreisprozeßrechnung/Messung für MAN 9L 32/40 (Vollast)

Bild 6.2 zeigt den Verlauf des Zylinderdruckes und der Abweichungen, die sich für das WÜ-Modell nach Woschni (1970) und die Modifikation nach MAN B&W ergeben. Als Referenzwert dient eine Vergleichsrechnung, die von MAN B&W zur Verfügung gestellt wurde. Durch Variation des Förderbeginns ist für alle Verläufe der gleiche Maximaldruck im Zylinder eingestellt worden. Die Abweichung der Rechnung mit dem Wärmeübergangsmodell nach Woschni beträgt zu Beginn des Hochdruckprozesses bzw. am Ende des Ladungswechselprozesses knapp ein Prozent gegenüber dem Vergleichswert, während mit dem Modell nach MAN B&W keine nennenswerte Abweichung festzustellen ist. In der Kompressionsphase zeigen beide Modelle mit dem Druck steigenden Abweichungen, die u.a. auf einen anderen, bei MAN B&W verwendeten Ansatz zur Bestimmung der Zylindergaseigenschaften zurückzuführen sind.

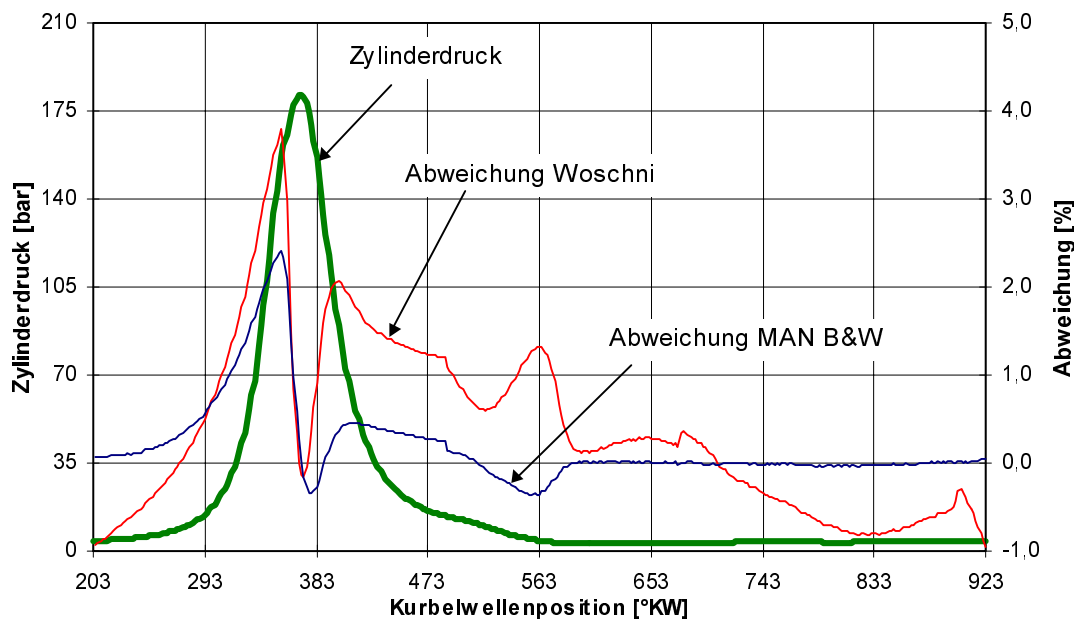


Bild 6.2 Zylinderdruckverlauf und Abweichung Kreisprozeßrechnung/Vergleichsrechnung für MAN 9L 32/40 (Vollastpunkt)

Betrachtet man den Verlauf der mittleren Zylindertemperatur in Bild 6.3, so sind die Vergleichsrechnung und das Ergebnis mit der WÜ-Modifikation nach MAN B&W nahezu identisch. Die Verwendung des Wärmeübergangsmodells nach Woschni liefert hingegen deutlich niedrigere Werte. In Verbindung mit den Abweichungen beim Zylinderdruckverlauf kann über die thermische Zustandsgleichung die Ursache der Abweichung leicht auf die zu hoch berechnete Ladeluftmasse zurückgeführt werden. Der Verlauf der im Zylinder befindlichen Masse ist Bild 6.4 zu entnehmen und bestätigt diese Vermutung. Bei relativ genauer Abbildung des Zylinderdruckverlaufes führt die höhere Ladeluftmasse zu einer niedrigeren middle-

ren Zylindertemperatur. Dieser Effekt führt dazu, dass sich nach der Berechnung mehrerer Arbeitsspiele, die mit entsprechend angepassten Startwerten aus dem letzten Arbeitsspiel durchgeführt wurden, die Prozeßgrößen bei den gezeigten Abweichungen stabilisieren.

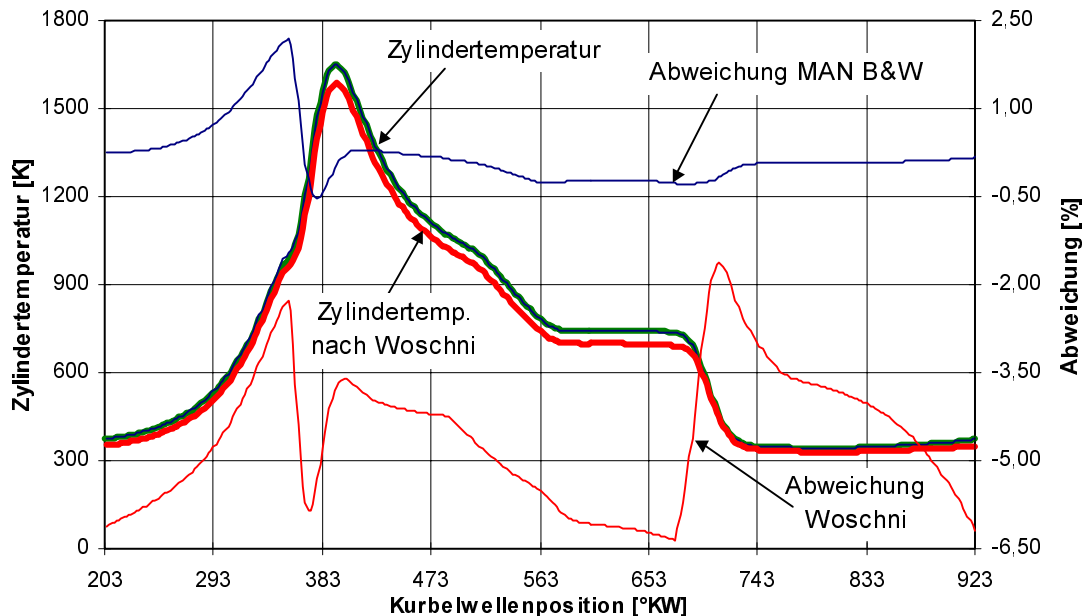


Bild 6.3 Zylindertemperaturverlauf und Abweichung Kreisprozeßrechnung/ Vergleichsrechnung für MAN 9L 32/40 (Vollastpunkt)

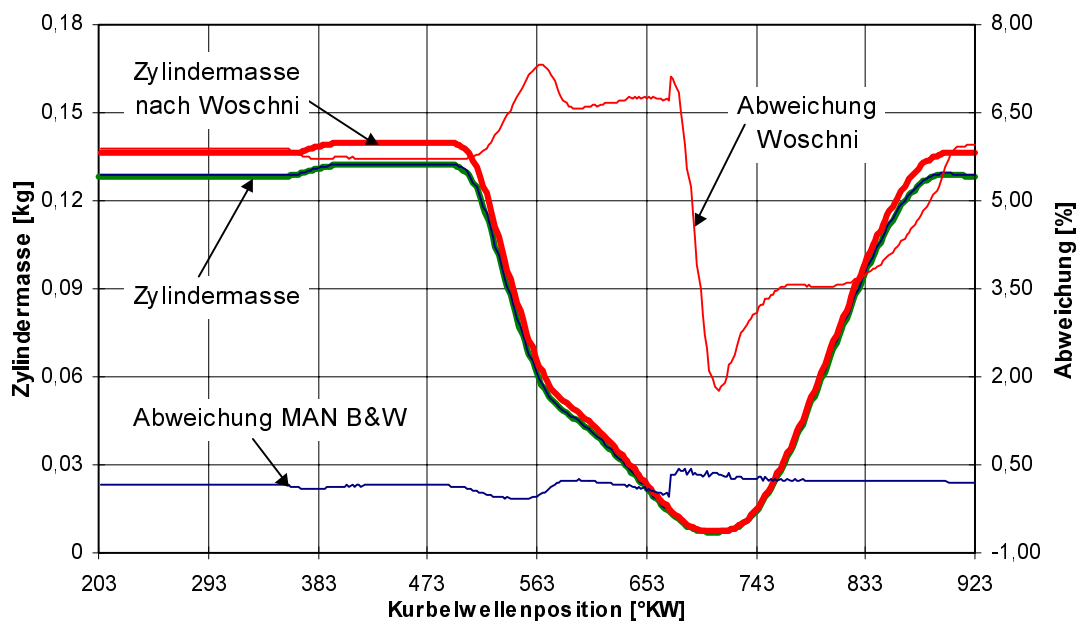


Bild 6.4 Zylindermassenverlauf und Abweichung Kreisprozeßrechnung/ Vergleichsrechnung für MAN 9L 32/40 (Vollastpunkt)

Um die Auswirkungen des nach MAN B&W modifizierten Wärmeübergangsmodells darzustellen, sind die für den o.g. Betriebspunkt die mit den Modellen erzielten Verläufe des Wärmeübergangskoeffizienten untersucht worden. Bild 6.5 zeigt, daß für den Hochdruckprozeß beide Verläufe nahezu identisch sind. Mit Öffnung der Auslaßventile steigt der WÜ-Koeffizient des Modells nach Woschni sprunghaft an, die Modifikation nach MAN B&W

fällt weiter ab. Der wesentliche Unterschied ist zum Zeitpunkt der Öffnung des Einlaßventils zu sehen. Nach der Vorstellung von MAN B&W bewirkt die unter hohem Druck eintretende Frischladung starke Turbulenzen, die sich im Wärmeübergangskoeffizienten widerspiegeln.

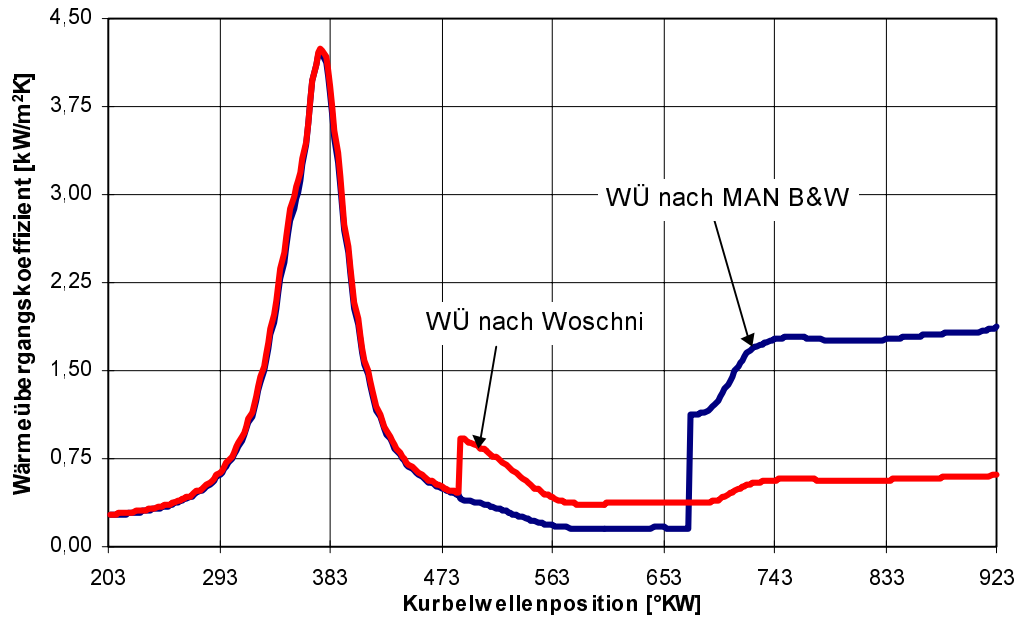


Bild 6.5 Wärmeübergangskoeffizientenverlauf für MAN 9L 32/40 (Vollastpunkt)

Der Wärmeübergangskoeffizient hat während der Phase des geöffneten Einlaßventils etwa den zwei bis dreifachen Betrag im Vergleich zum Modell nach Woschni. Es findet somit eine schnelle und stärkere Aufheizung der eingetretenen Frischladung statt, die in Verbindung mit der daraus resultierenden Drucksteigerung zu einer geringeren Aufladung des Zylinders führt.

6.1.3 Bewertung der stationären Simulationsergebnisse

Die Untersuchungen zur stationären Kreisprozeßrechnung haben gezeigt, daß einzelne Betriebspunkte mit sehr hoher Genauigkeit, größere Betriebsbereiche mit geringen Abweichungen zwischen Messungen und Vergleichswerten berechnet werden können. Es kann folglich davon ausgegangen werden, daß mit Hilfe des Kennfelderstellungsprogramms ein hinreichend genaues Abbild des Zylinderprozesses in Form eines n-dimensionalen Zylinderkennfeldes geschaffen werden kann. Zur Beschreibung der thermodynamischen Zusammenhänge werden Teilmodelle herangezogen, in denen verschiedene empirische Parameter nötig sind. Bei Verwendung der geeigneten Teilmodelle und entsprechender Anpassung an aus Messungen ermittelten Größen lassen sich die in diesem Abschnitt gezeigten guten Übereinstimmungen erzielen. Die Vielzahl der in der Literatur vorhandenen Teilmodelle, insbesondere zur Beschreibung des Hochdruckprozesses, und die dazu nötigen empirischen Parameter zeigen aber auch, daß nach über 30 Jahren intensiver Forschung auf dem Gebiet der Verbrennungskraftmaschinen viele Teilprozesse immer noch nicht hinreichend genau bekannt sind. Gerade die Übertragbarkeit auf einschneidende Veränderungen am Motor oder auch auf andere Motoren erscheint bei Vielzahl von Teilmodellen und deren empirischen Parametern gewagt. Ein weit-aus höheres Potential im Sinne einer universell einsetzbaren Möglichkeit zur Beschreibung des Zylinderprozesses besteht in der Verwendung von phänomenologischen Mehrzonenmodellen, wie sie beispielsweise bei Hohlbaum (1992) oder Stiesch und Merker (1998) beschrieben werden. Die dabei anfallenden Rechenzeiten zur Erstellung eines Zylinderkennfeldes für

den gesamten Betriebsbereich des Motors sind jedoch so hoch, daß auch in naher Zukunft ein sinnvoller Einsatz dieser Modelle auszuschließen ist.

6.2 Kennfeldinterpolation

Die Interpolation in dem hier verwendeten 7-dimensionalen Zylinderkennfeld erfolgt nach einem von Schwarz (1992) verwendeten Algorithmus, der in Kapitel 5 beschrieben ist. Die gute Übereinstimmung zwischen Kreisprozeßrechnung und Kennfeldinterpolation konnte auch von Östreicher (1995) bestätigt werden. Da sich allerdings beide Autoren mit schnell laufenden Dieselmotoren befaßt haben und zudem die Kennfeldstruktur verändert wurde, ist es nötig, die Interpolationsgenauigkeit genauer zu untersuchen und den Einfluß der verschiedenen Kennfeldparameter zu analysieren.

6.2.1 Kennfeldparameter

Der Betriebsbereich des Dieselmotors ist gekennzeichnet durch Bereiche, in denen sowohl lineares als auch nichtlineares Verhalten der Prozeßgrößen zu beobachten ist. Um bei der Erstellung des Kennfeldes den Zylinderprozeß möglichst genau bei möglichst geringem Rechenaufwand abbilden zu können, ist zunächst eine Untersuchung des Betriebsbereiches des Motors mit Hinblick auf nichtlineare Bereiche sinnvoll. Um die Eigenschaften des zu erstellenden Kennfeldes nachzubilden, empfiehlt es sich, den Einfluß der Kennfeldparameter mit Hilfe von Kennfeldschnitten darzustellen. Dazu werden die in dem Kennfeld abgelegten sieben Prozeßgrößen in Abhängigkeit der sieben Eingangsgrößen, die den Betriebspunkt charakterisieren, dargestellt. Jeweils ein Parameter wird variiert, die anderen sechs konstant gehalten. Die so erstellten Kennfeldschnitte dienen als Beurteilungsmöglichkeit, wie viele Stützpunkte pro Kennfeldparameter erforderlich sind.

Bild 6.6 zeigt einen solchen Schnitt durch ein Kennfeld, in dem für einen Betriebspunkt im oberen Drittel des Lastbereiches der Ladeluftdruck über dem gesamten Betriebsbereich des Motors variiert wurde. Grundsätzlich gilt, daß je linearer der Verlauf der Prozeßgrößen ist, desto weniger Stützpunkte sind für diesen Parameter erforderlich. Wie den Grafiken zu entnehmen ist, ergibt sich für den Verlauf des indizierten Momentes, des Ladeluft- und Abgasmassenstroms sowie der ein- und ausströmenden Enthalpieströme ein nahezu ideales lineares Verhalten. Für eine hinreichend genaue Abbildung durch die Kennfeldinterpolation dieser Größen wäre die Verwendung von zwei Stützpunkten für den Ladeluftdruck, der entsprechend minimale und maximale Ladeluftdruck, ausreichend. Da das Verbrennungsluftverhältnis und der an das Kühlwasser übertragene Wärmestrom jedoch kein lineares Verhalten zeigen, ist für eine genaue Abbildung dieser Prozeßgrößen eine höhere Anzahl von Stützpunkten erforderlich. Untersuchungen der Interpolationsgenauigkeit mit verschiedenen Stützpunktzahlen für den Ladeluftdruck haben gezeigt, daß eine gute Übereinstimmung im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung mit 5 bis 7 Stützpunkten erzielbar war, je nach Bandbreite des untersuchten Ladeluftdruckes. Bild 6.7 bis Bild 6.12 zeigen die Kennfeldschnitte für die Variation der restlichen Kennfeldparameter. Da der Abgasmassenstrom bis auf die Kraftstoffmasse dem Ladeluftmassenstrom entspricht und der in den Zylinder eintretende Enthalpiestrom proportional dem Ladeluftmassenstrom ist, kann auf die Darstellung dieser Größen verzichtet werden.

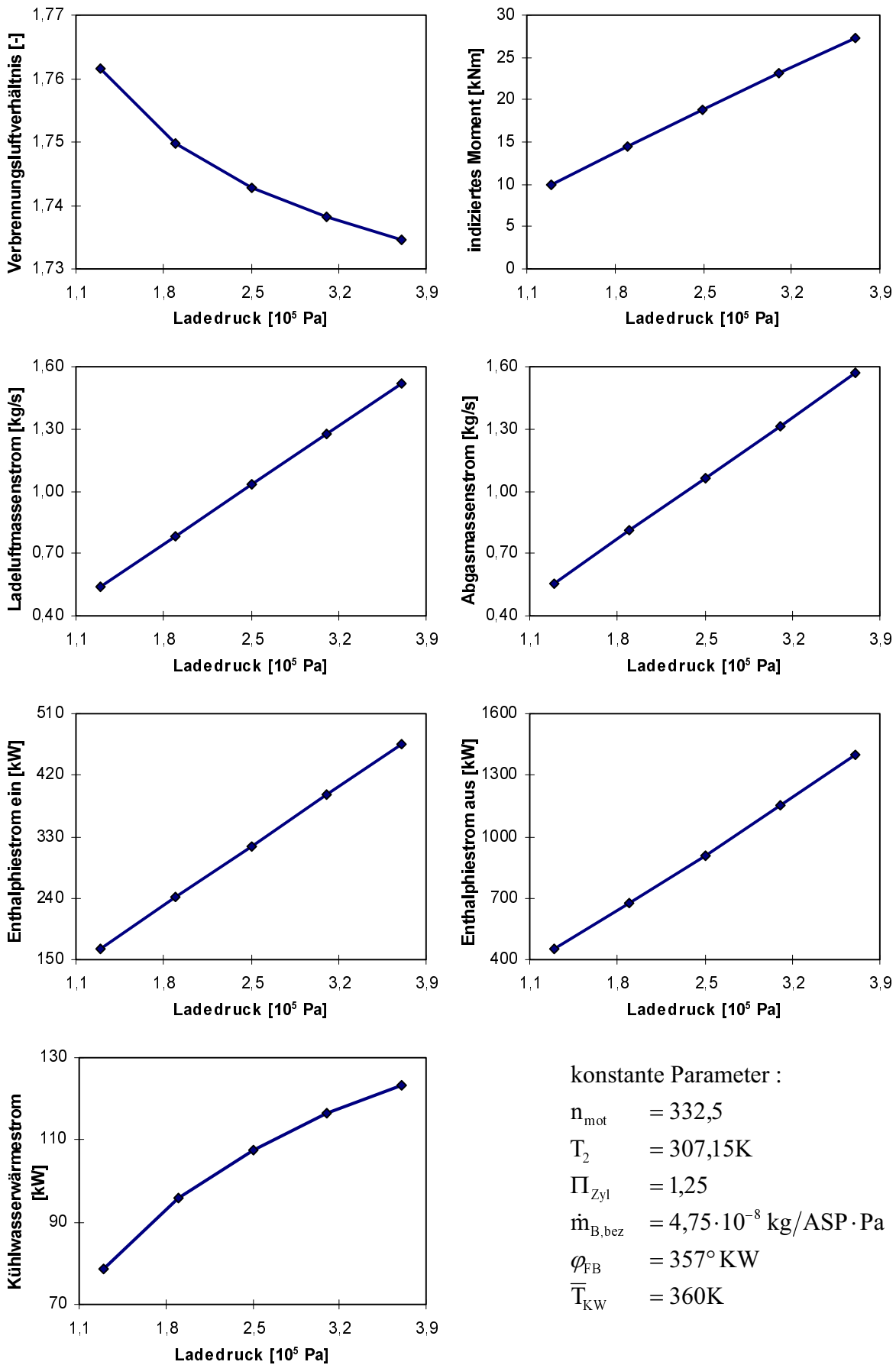


Bild 6.6 Kennfeldschnitt mit Variation des Ladeluftdruckes

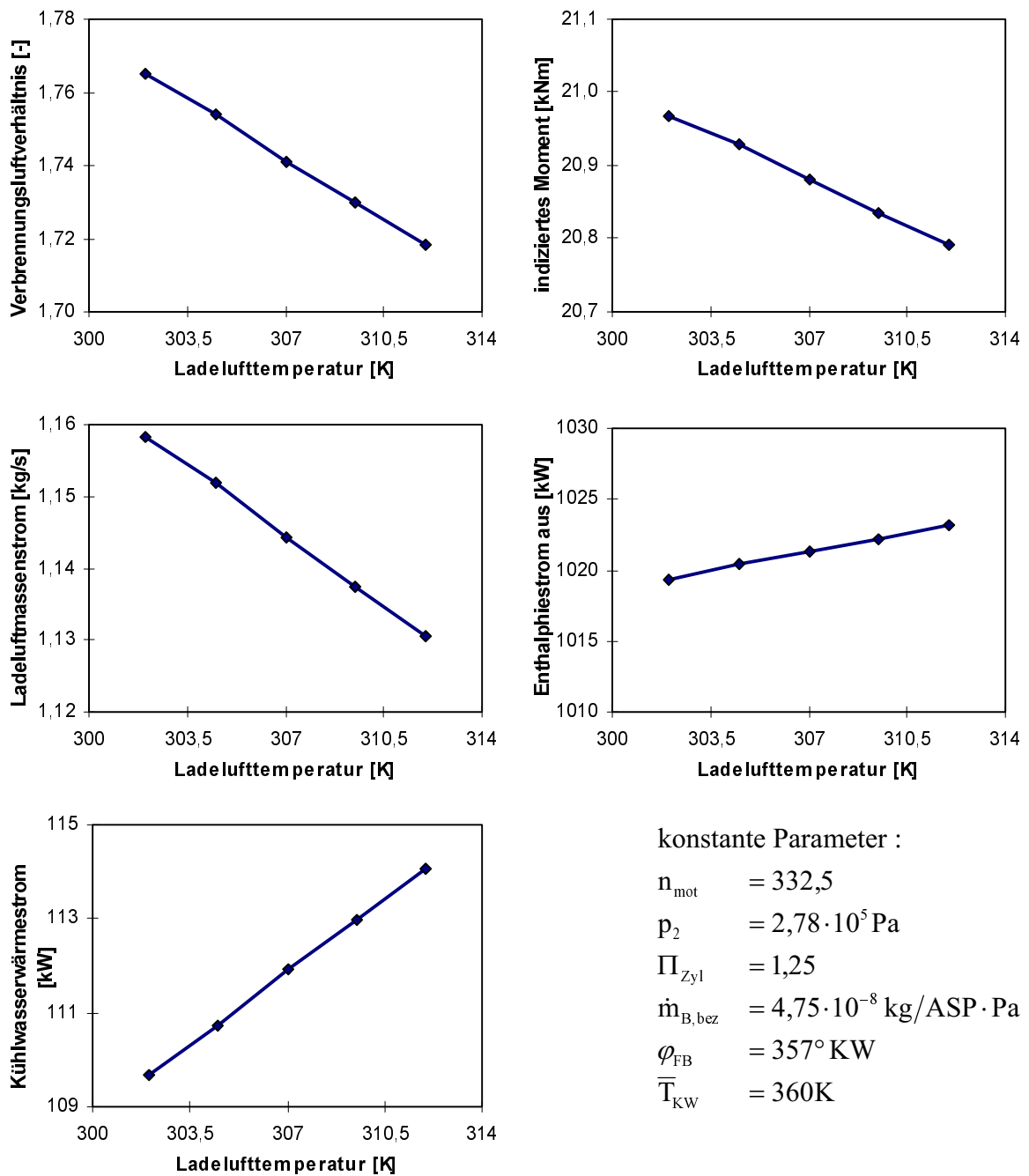


Bild 6.7 Kennfeldschnitt mit Variation der Ladelufttemperatur

Für sämtliche in Bild 6.7 betrachteten Kennfeldgrößen ist bei Variation der Ladelufttemperatur ein nahezu lineares Verhalten festzustellen. Diese Beobachtung konnte auch mit Kennfeldschnitten bei anderen Betriebspunkten gemacht werden. Bei der Erstellung von Zylinderkennfeldern kann somit der Parameter Ladelufttemperatur mit einer geringen Anzahl von Stützpunkten belegt werden. Untersuchungen der Interpolationsgenauigkeit bei der Verwendung von 3, 5 und 7 Stützpunkten für die Ladelufttemperatur im Zylinderkennfeld zeigen, daß sich die Abweichungen im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung in nur sehr geringem Maße änderte, eine Verbesserung, die den zusätzlichen Rechenaufwand bei der Kennfelderstellung nicht rechtfertigt. Je nach Variationsbreite der Ladelufttemperatur empfiehlt sich eine Stützpunktzahl von 3 bis 5.

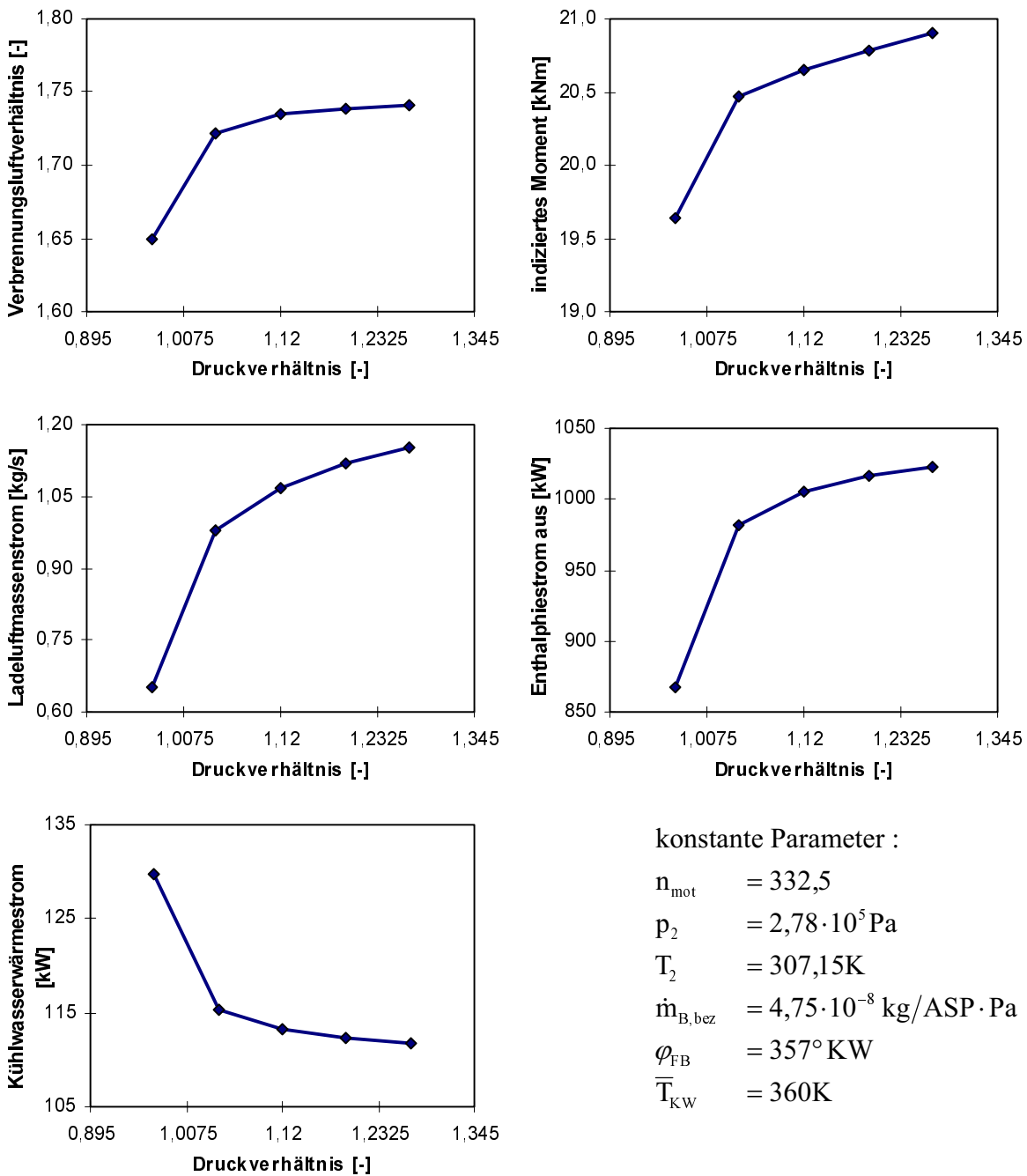


Bild 6.8 Kennfeldschnitt mit Variation des Druckverhältnisses

Unter der Variation des Druckverhältnisses ist die Verwendung eines konstanten Ladeluftdruckes und die Anpassung des Abgasegendruckes zu verstehen. Wie dem Kennfeldschnitt in Bild 6.8 zu entnehmen ist, zeigen alle Prozeßgrößen stark nichtlineares Verhalten über dem gesamten Betriebsbereich. Besonders im Bereich niedriger Druckverhältnisse wäre eine manuelle Schrittweitevorgabe von Vorteil, die hier jedoch nicht verwendet wird. Bei der Erstellung von Zylinderkennfeldern ist deshalb eine möglichst hohe Anzahl von Stützpunkten für das Druckverhältnis zu wählen. Untersuchungen der Interpolationsabweichungen im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung für verschiedene Kennfeldschnitte und Stützpunktanzahlen zeigen, daß sich je nach Bandbreite des Druckverhältnisses eine Anzahl von 5 bis 9 Stützpunkten empfiehlt.

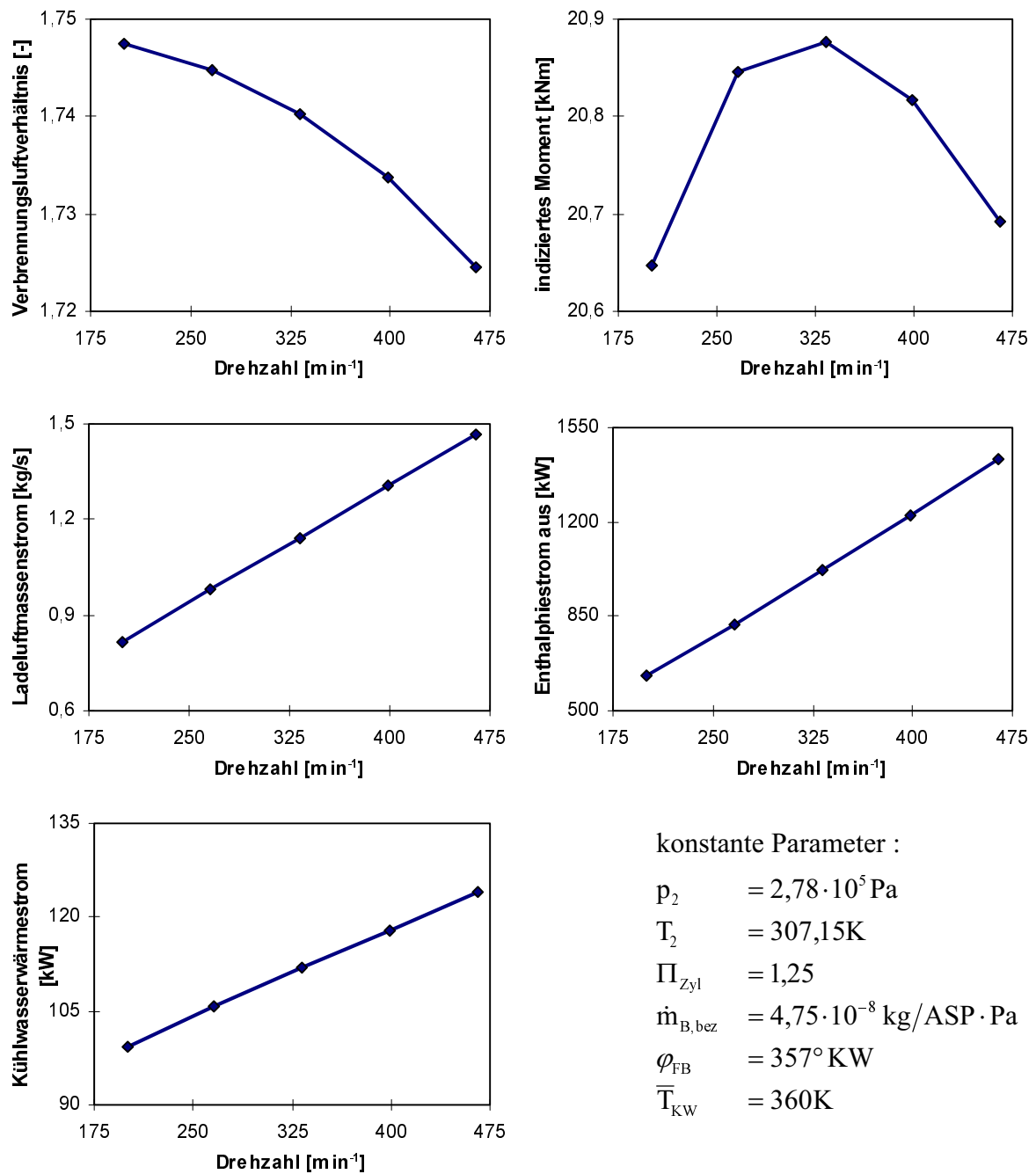


Bild 6.9 Kennfeldschnitt mit Variation der Motordrehzahl

Bei der Variation der Motordrehzahl zeigt sich, daß der Ladeluftmassenstrom, die ausströmende Abgasenthalpie und der an das Kühlwasser übertragene Wärmestrom lineares Verhalten zeigen. Das Verbrennungsluftverhältnis und besonders das indizierte Zylindermoment verlaufen jedoch nicht linear. Bei Untersuchungen der Interpolationsgenauigkeit an verschiedenen Betriebspunkten unter Verwendung von 3, 5, 7 und 9 Stützpunkten konnte nachgewiesen werden, daß sich für das Zylindermoment unterhalb einer Stützpunktanzahl von 5 deutliche Abweichungen zur Kreisprozeßrechnung ergaben. Eine Erhöhung von 7 auf 9 Stützpunkte brachte hingegen lediglich Verbesserungen im Bereich einiger Promille. Bei der Kennfelderstellung bietet eine Anzahl von 5 - 7 Stützpunkten, je nach Bandbreite des Drehzahlbereiches, einen sinnvollen Kompromiß zwischen Genauigkeit und Rechenaufwand.

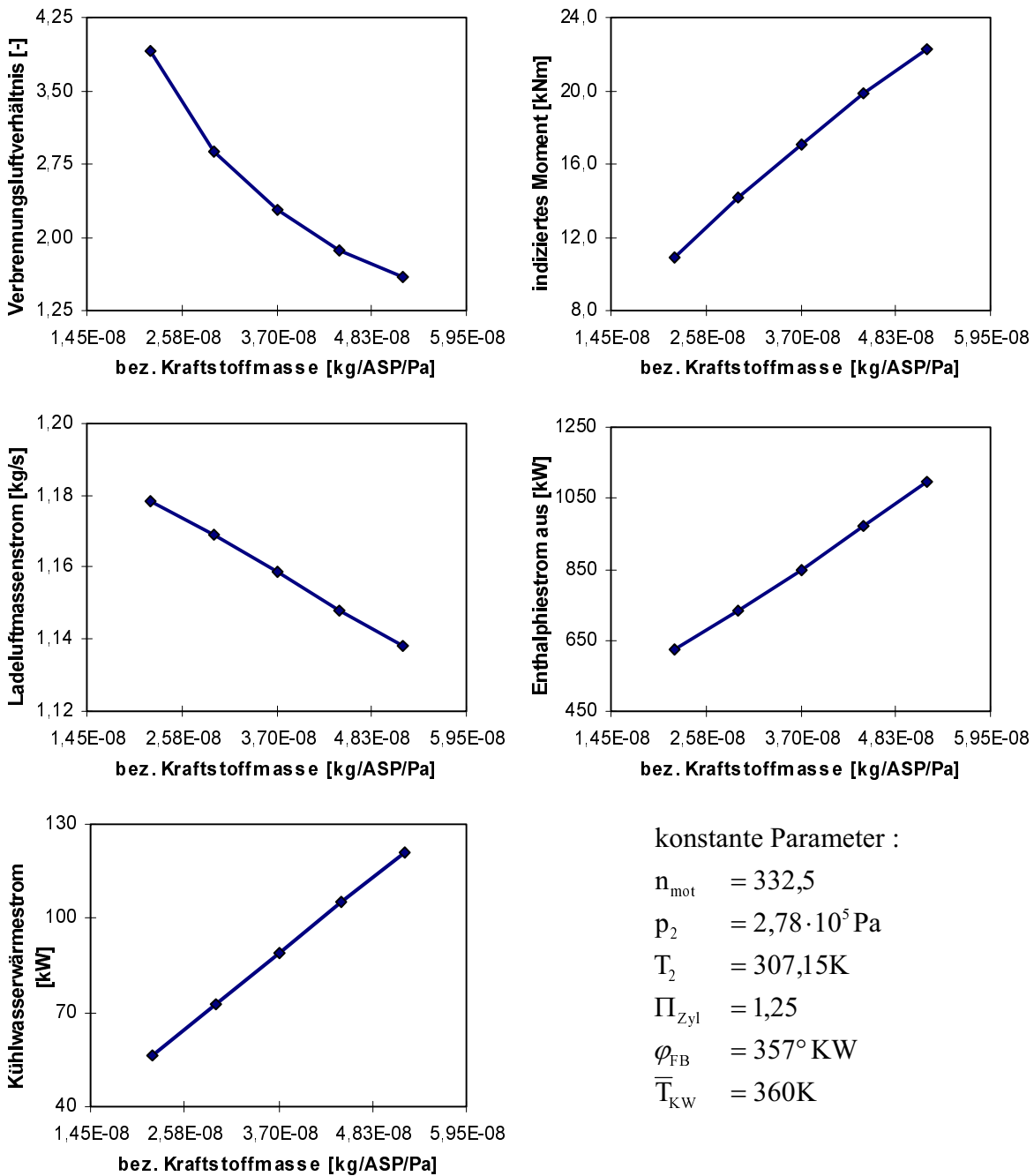


Bild 6.10 Kennfeldschnitt mit Variation der bezogenen Kraftstoffmasse

Bei der Variation der auf den Ladeluftdruck bezogenen Kraftstoffmasse ist der Ladeluftdruck konstant gehalten und damit die Kraftstoffmasse variiert worden. Während die Prozeßgrößen Zylindermoment, Ladeluftmassenstrom, Abgasenthalpiestrom und Kühlwasserwärmestrom nahezu lineares Verhalten aufweisen, zeigt das Verbrennungsluftverhältnis eine deutliche Nicht-Linearität. Diese Beobachtung konnte auch bei anderen Kennfeldschnitten gemacht werden. Untersuchungen der Interpolationsabweichung im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung für verschiedene Betriebspunkte bei einer Anzahl von 3, 5, 7 und 9 Stützpunkten haben gezeigt, daß je nach Bandbreite der bezogenen Kraftstoffmasse gute Übereinstimmung bereits bei 5 Stützpunkten zu erzielen war. Eine weitere Erhöhung bringt Verbesserungen im Bereich von Promillen und rechtfertigt nicht den erhöhten Rechenaufwand.

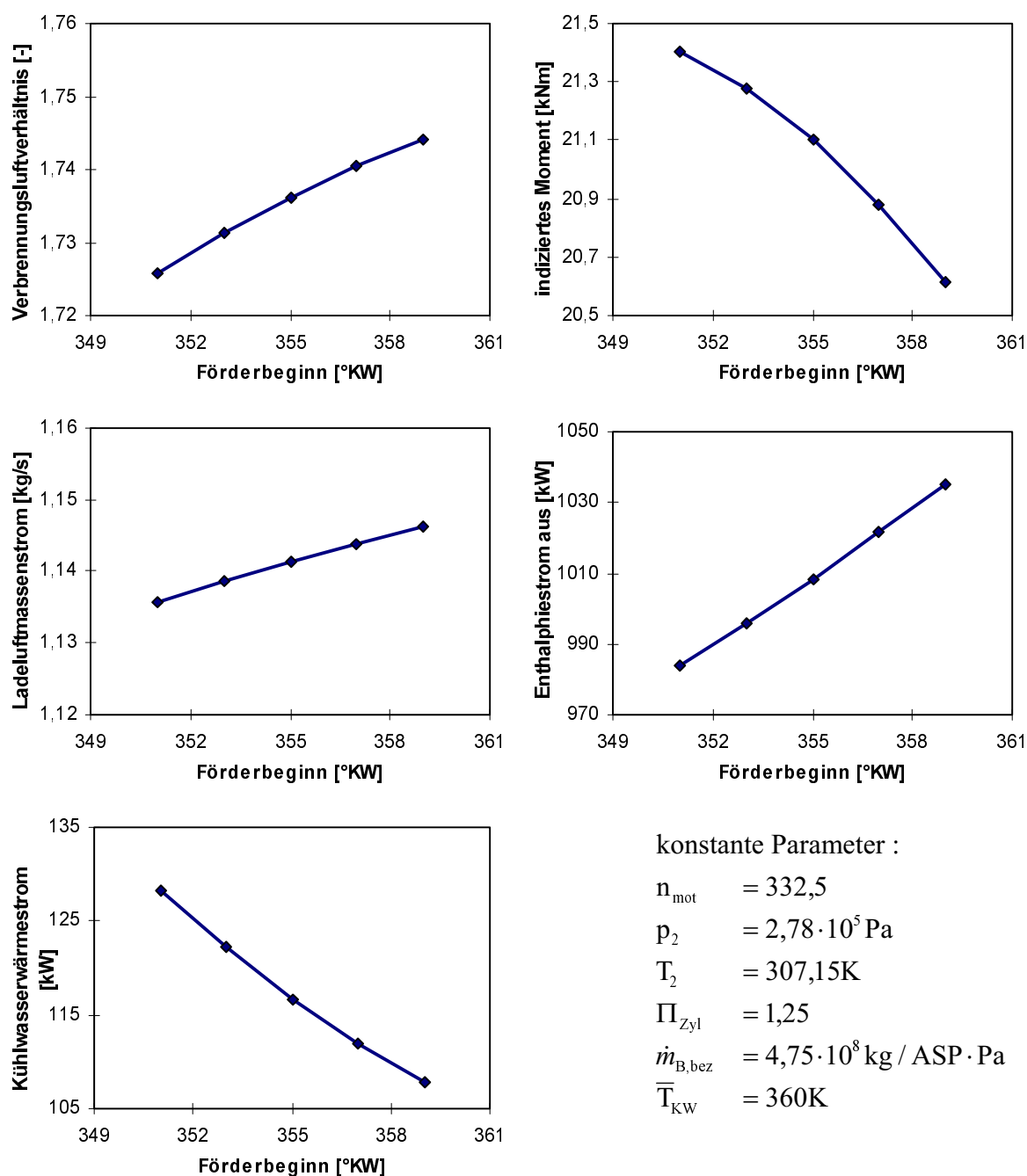


Bild 6.11 Kennfeldschnitt mit Variation des Förderbeginn

Die Variation des Förderbeginns über dem gesamten Betriebsbereich führt zu einer leichten Krümmung der in Bild 6.11 dargestellten Prozeßgrößen. Der größte Einfluß der Variation ist beim Zylindermoment zu beobachten. Untersuchungen der Interpolationsabweichungen im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung wurden an verschiedenen Betriebspunkten bei einer Anzahl von 3, 4, 5, 7 und 9 Stützpunkten für den Förderbeginn durchgeführt. Dabei konnte eine gute Übereinstimmung bereits bei 4 Stützpunkten festgestellt werden. Die erzielbare Verbesserung bei Erhöhung von 7 auf 9 Stützpunkte war nahezu nicht mehr feststellbar und rechtfertigt keinesfalls den dadurch nötigen höheren Rechenaufwand. Bei der Kennfelderstellung führt die Verwendung von 4 bis 5 Stützpunkten, je nach Bandbreite des Förderbeginns, zu einem sinnvollen Kompromiß zwischen Rechenaufwand und Genauigkeit.

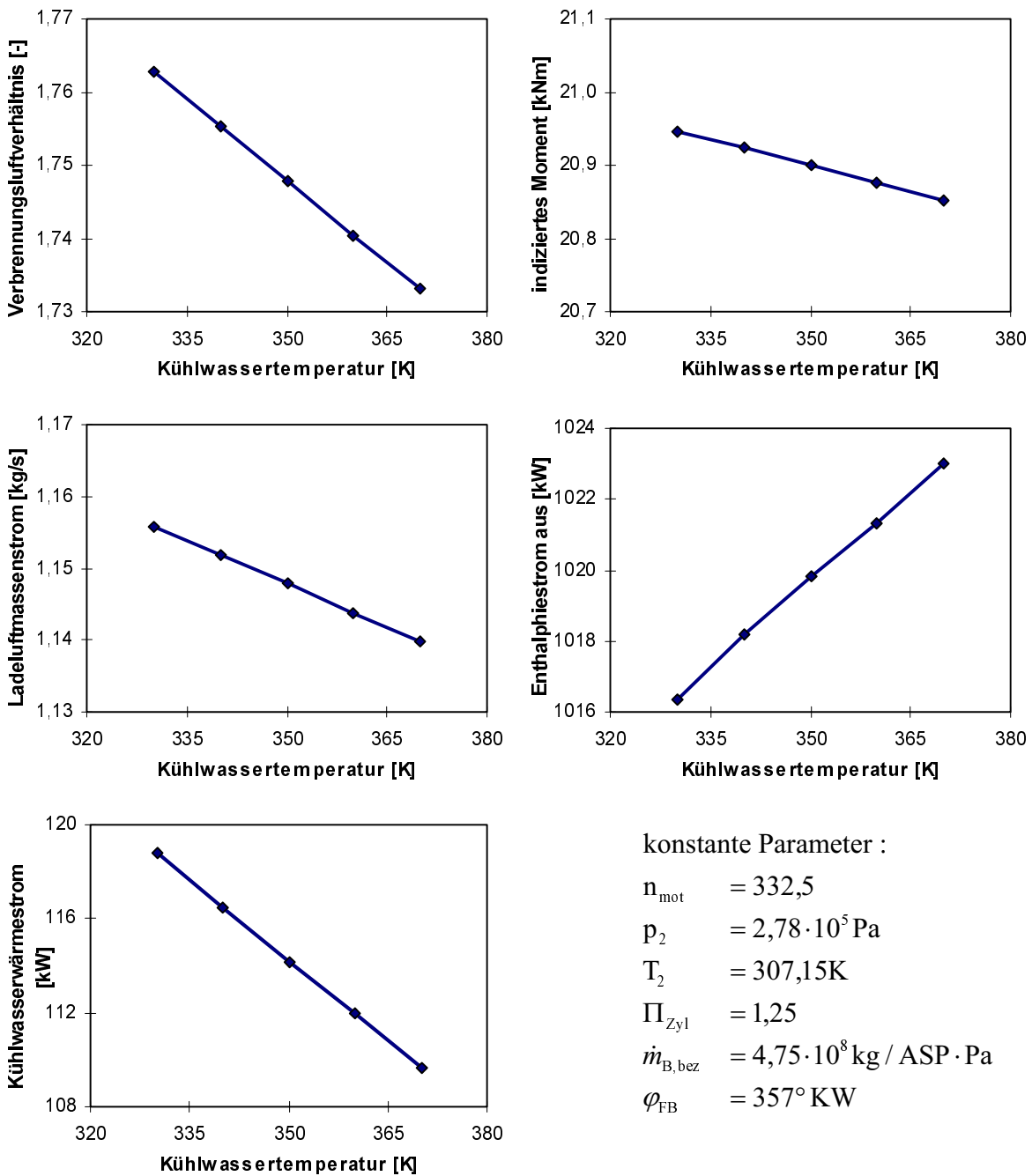


Bild 6.12 Kennfeldschnitt mit Variation der Kühlwassertemperatur

Die Variation der Kühlwassertemperatur zeigt im gesamten betrachteten Betriebsbereich für alle Prozeßgrößen lineares Verhalten. Bei der Untersuchung mit verschiedenen Stützpunkanzahlen konnte bereits bei der Verwendung von 3 Stützpunkten eine gute Übereinstimmung zwischen Kreisprozeßrechnung und Kennfeldinterpolation festgestellt werden. Betrachtet man den Einfluß, den die Kühlwassertemperaturvariation auf die in Bild 6.12 dargestellten Prozeßgrößen hat, so wird die in Kapitel 2 vorgeschlagene, vereinfachte Modellierung des Kühlmittelkreislaufes gerechtfertigt. Die Abbildung mittels der Vorgabe einer konstanten Kühlwassertemperatur führt zu Abweichungen, die in der Regel vernachlässigbar klein sind.

Der hier dargestellte Kennfeldschnitt ist für einen MAN 6L 48/60 durchgeführt worden. Andere auf diese Weise untersuchte Motoren zeigen tendenziell ähnliche Verläufe, wobei der Einfluß der einzelnen Kennfeldparameter in einem gewissen Bereich streut. So ist beispielsweise für den schneller laufenden MaK 453C und den höher aufgeladenen MAN 9L 32/40 ein stärkerer Einfluß des Ladeluftdruckes als Kennfeldparameter zu beobachten. Um einen hinreichend genauen Eindruck über die nichtlinearen Betriebsbereiche eines Motors zu erhalten, empfiehlt sich im allgemeinen die Erstellung von zwei bis drei Kennfeldschnitten für Betriebspunkte in verschiedenen Lastbereichen. Als grobe Orientierung sind in Tabelle 6.3 die Erkenntnisse aufgeführt, die aus den Kennfeldschnitten der hier untersuchten Motoren gewonnen werden konnten :

| KF-Parameter | Linearität | Nicht-Linearität | Stützpunkte |
|-------------------------|--|--|-------------|
| Zylinderdruckverhältnis | keine | $\lambda, M_{ind}, \dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | 5-9 |
| Ladeluftdruck | $\dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | λ, \dot{Q}_{KW} | 5-7 |
| Motordrehzahl | $\dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | λ, M_{ind} | 5-7 |
| bez. Kraftstoffmasse | $M_{ind}, \dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | λ | 4-5 |
| Förderbeginn | $\lambda, \dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | M_{ind} | 4-5 |
| Ladelufttemperatur | $\lambda, M_{ind}, \dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | keine | 3-5 |
| mittl. Kühlwassertemp. | $\lambda, M_{ind}, \dot{m}_E, \dot{m}_A, \dot{H}_E, \dot{H}_A, \dot{Q}_{KW}$ | keine | 3-4 |

Tabelle 6.3 Einfluß der Kennfeldparameter

Es sollte in jedem Fall vermieden werden, daß eine Parameterrichtung mit einer zu geringen Stützpunktzahl beschrieben wird. Bei der Interpolation kann unter Umständen eine Konstellation auftreten, die auf im Kennfeld enthaltene, nicht realistische Betriebspunkte zurückgreift. Derartige Betriebspunkte sind aufgrund der in Kapitel 4 beschriebenen systematischen Parametervariation zwangsläufig im Zylinderkennfeld enthalten. Nach der Empfehlung der Stützpunktzahl aus Tabelle 6.3 sollten 7-dimensionale Zylinderkennfelder bei guter Abbildung der nichtlinearen Bereiche des Motors zwischen 18.000 und 55.125 Betriebspunkte enthalten. Da 7-dimensionale Kennfeldstrukturen für das menschliche Vorstellungsvermögen nicht mehr zugänglich sind, eignen sich Kennfeldschnitte auch zur Darstellung des Kennfeldinhaltes.

6.2.2 Interpolationsgenauigkeit

Im vorangegangenen Abschnitt wurde gezeigt, wie mit Hilfe von Kennfeldschnitten nichtlineare Bereiche der untersuchten Motoren ermittelt und deren Auswirkungen bei der Zylinderkennfelderstellung berücksichtigt werden können. Um einen Eindruck zu erhalten, wie groß die Abweichungen zwischen der Kreisprozeßrechnung und der Kennfeldinterpolation sind, wurden verschiedene Kennfelder erstellt. Dabei wurde sowohl die Anzahl der enthaltenen Stützpunkte als auch die Gewichtung der Kennfeldparameter variiert. Die Ergebnisse sind für den MAN 6L 48/60 exemplarisch an drei Kennfeldern dargestellt, deren Eigenschaften in Tabelle 6.4 zusammengefaßt sind. Die Anzahl der im Kennfeld abgelegten Betriebspunkte ist mit aufsteigender Kennfeldnummer, ausgehend von 7.200 Stützpunkten bei Kennfeld 1, in etwa jeweils verdoppelt worden. In allen Kennfeldern ist die Parameteranzahl nach den Erkenntnissen, die mit Hilfe der Kennfeldschnitte gewonnen werden konnten, gewählt worden. Die ermittelten Abweichungen für die einzelnen Kennfeldgrößen sind für verschiedene Lastpunkte auf der Generator- und Propellerkurve in Bild 6.13 bis Bild 6.19 dargestellt.

| Parameter | Kennfeld 1 | Kennfeld 2 | Kennfeld 3 |
|-------------------------|--------------|---------------|---------------|
| Ladeluftdruck | 4 | 5 | 7 |
| Ladelufttemperatur | 3 | 3 | 3 |
| Zylinderdruckverhältnis | 5 | 5 | 5 |
| Motordrehzahl | 5 | 6 | 7 |
| bez. Kraftstoffmasse | 4 | 4 | 5 |
| Förderbeginn | 3 | 4 | 4 |
| mittl. Kühlwassertemp. | 2 | 2 | 2 |
| Anzahl Stützpunkte | 7.200 | 14.400 | 29.400 |

Tabelle 6.4 Eigenschaften der untersuchten Kennfelder

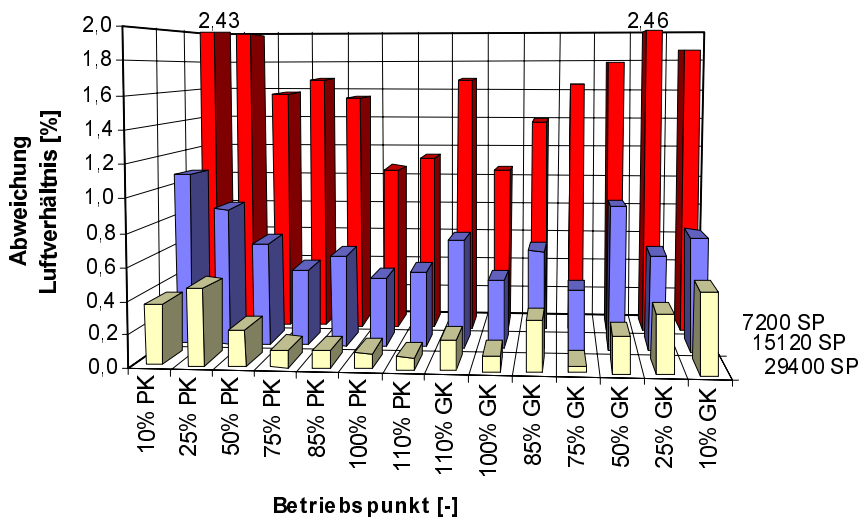


Bild 6.13 Interpolationsabweichungen Verbrennungsluftverhältnis

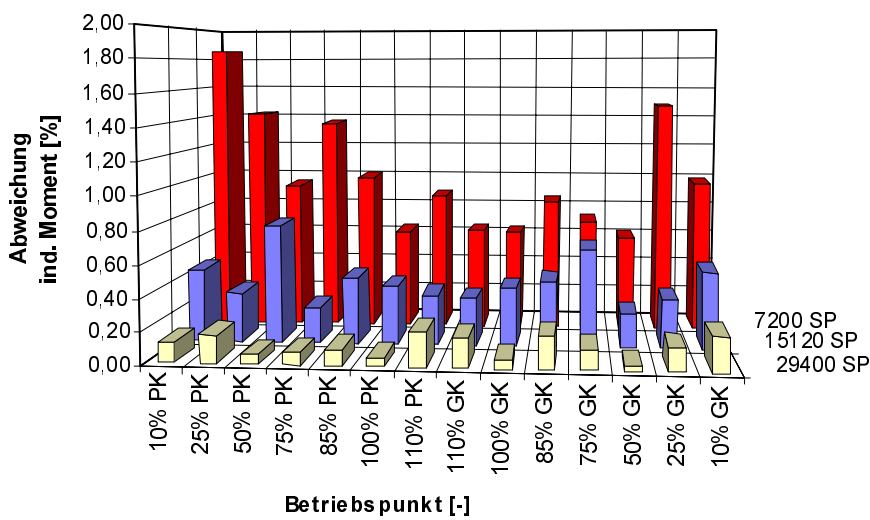


Bild 6.14 Interpolationsabweichungen indiziertes Moment

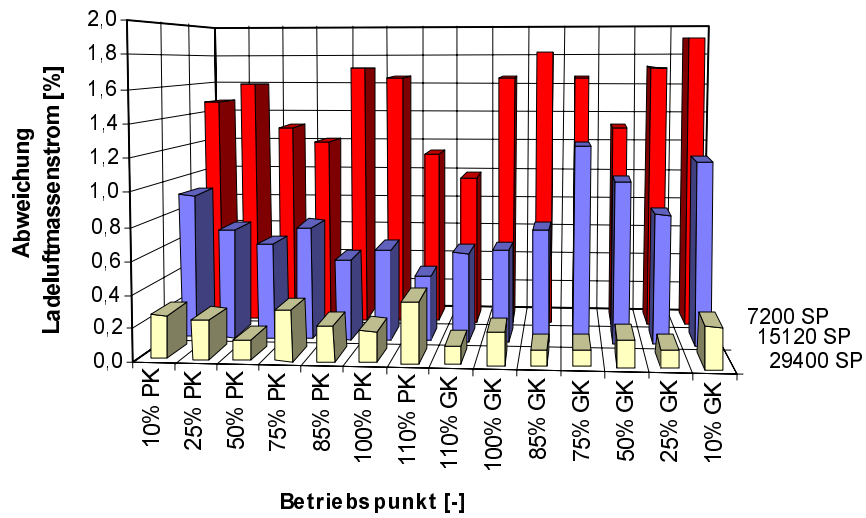


Bild 6.15 Interpolationsabweichungen Ladeluftmassenstrom

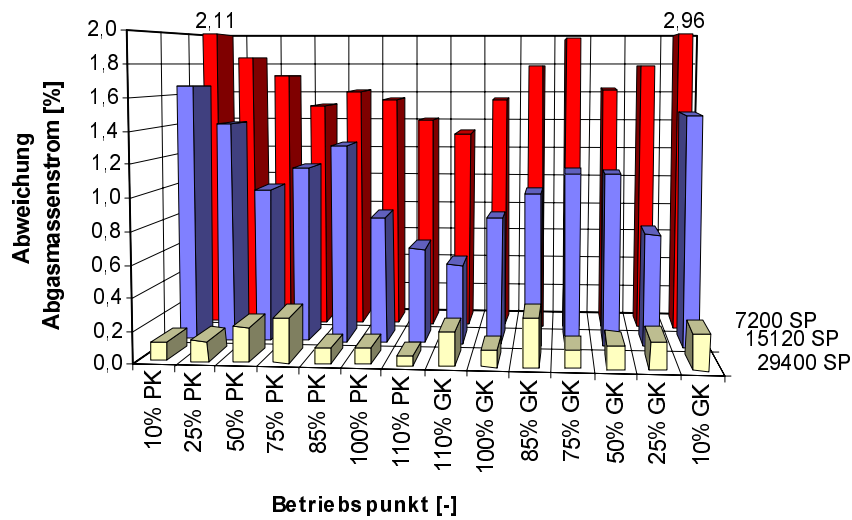


Bild 6.16 Interpolationsabweichungen Abgasmassenstrom

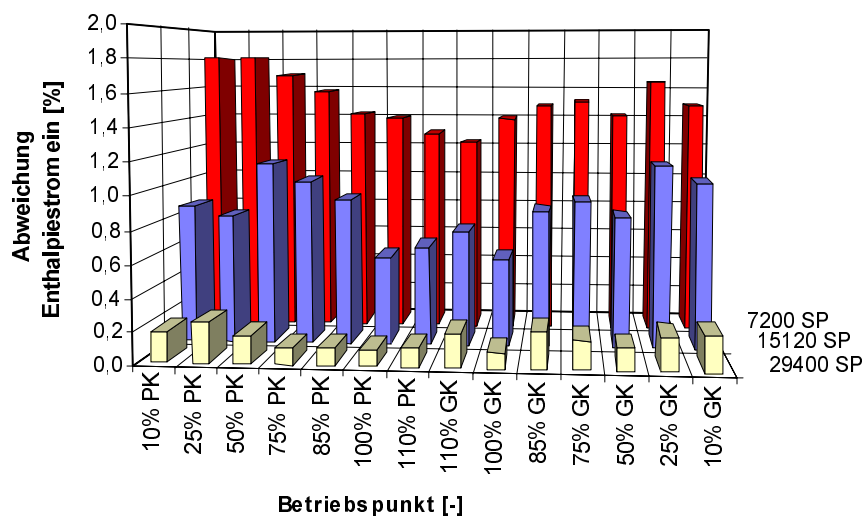


Bild 6.17 Interpolationsabweichungen Enthalpiestrom in den Zylinder

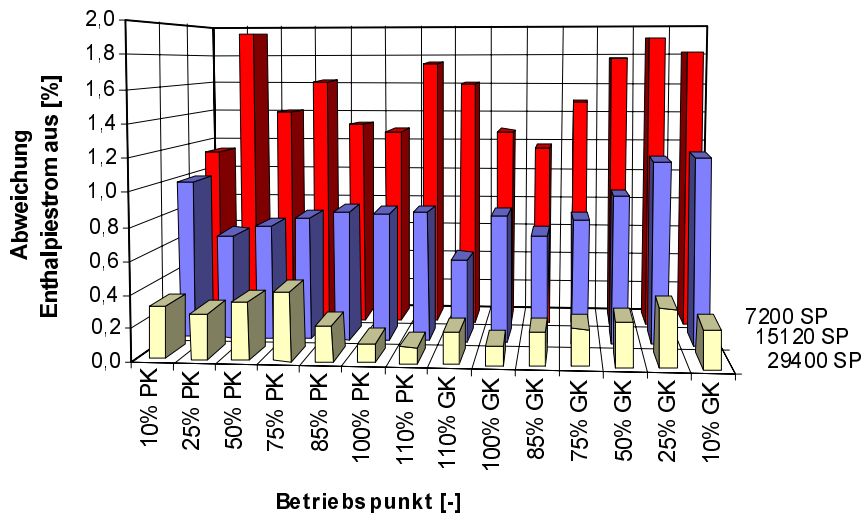


Bild 6.18 Interpolationsabweichungen Enthalpiestrom aus dem Zylinder

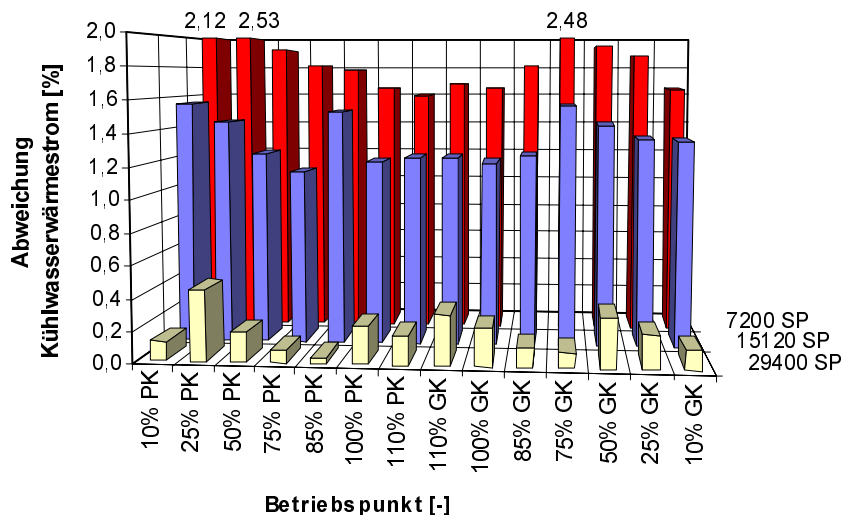


Bild 6.19 Interpolationsabweichungen Kühlwasserwärmestrom

In den Diagrammen sind lediglich die Beträge der Abweichung dargestellt, da es zur Beurteilung der Interpolationsgenauigkeit nicht notwendig erscheint, die Richtung der Abweichung festzuhalten. Wie Bild 6.13 bis Bild 6.19 zu entnehmen ist, verringert sich die Abweichung mit der Anzahl der enthaltenen Stützpunkte. Während sich mit Kennfeld 2 (15.120 SP) bereits Interpolationsabweichungen um 1% erzielen lassen, kann mit der Verdopplung der Stützpunktzahl bei Berücksichtigung der nichtlinearen Bereiche eine Genauigkeit von deutlich unter 1% Abweichung nachgewiesen werden. Für alle Simulationen sind aus diesem Grunde Zylinderkennfelder mit einer Stützpunktzahl von ca. 30.000 unter Berücksichtigung der o.g. Gewichtung der Parameter verwendet worden.

6.2.3 Bewertung der Kennfeldinterpolation

Die zeitintensive Erstellung von Zylinderkennfeldern erfordert aufgrund der nichtlinearen Bereiche besondere Aufmerksamkeit bei der Wahl der Stützpunktzahl der verschiedenen Kennfeldparameter. Grundsätzlich gilt, daß lineare Bereiche mit wenig, nichtlineare Bereiche

mit einer ausreichend hohen Anzahl an Stützpunkten abgebildet werden sollten. Mit Hilfe von Kennfeldschnitten lassen sich die nichtlinearen Bereiche eines Motor auf einfache Weise ermitteln. Werden diese Gesichtspunkte berücksichtigt, läßt sich eine Interpolationsabweichung im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung von deutlich unter ein Prozent für den gesamten Betriebsbereich des Motors erzielen. In Verbindung mit der guten Übereinstimmung der stationären Kreisprozeßrechnung im Vergleich zu den zur Verfügung stehenden Meßwerten kann die Kennfeldinterpolation als ein gutes Abbild des Zylinderprozesses betrachtet werden und ist als ein akzeptabler Kompromiß zwischen der hohen Genauigkeit der Kreisprozeßrechnung und der schnellen Verfügbarkeit von Interpolationsergebnissen zu werten.

6.3 Dynamische Simulation

Ausgehend von dem in Kapitel 5 vorgestellten Simulationsmodell sind verschiedene Lastwechseluntersuchungen zur Verifikation des erstellten Simulationspaketes durchgeführt worden. Als Vergleichswerte dienten Messungen, die von verschiedenen Motorenherstellern zur Verfügung gestellt worden sind. Um eine aufwendige Eingabe von dem Betriebspunkt entsprechenden Startwerten zu umgehen, werden lediglich die von außen vorgegebenen Größen Fahrhebelstellung und Lastmoment angepaßt, alle anderen Größen bleiben konstant. Da zum Zeitpunkt der Lastaufschaltung ein stationärer Zustand erforderlich ist, erfolgt eine Laständerung in allen Simulationen zum Zeitpunkt $t = 15\text{s}$.

6.3.1 Parameterversorgung

Bei der Modellierung des komplexen Systems Großdieselmotor sind zwangsläufig verschiedene Annahmen zu treffen. Die Darstellung des Ladeluft- und des Abgastraktes erfolgt durch ein System aus Behältern und Drosseln und stellt gegenüber der Realität eine Annäherung dar, bei der es weniger auf eine bis ins letzte Detail genaue Modellierung ankommt als auf die Abbildung wesentlicher Prozeßgrößen. Mit Hilfe von z.B. Konstruktionszeichnungen lassen sich zwar Volumen und Oberflächen des Leitungssystems bestimmen, alle für die Berechnung nötigen Größen sind aber in der Regel nicht vorhanden. Somit ist es zunächst nötig, die fehlenden Parameter zu ermitteln. In vielen Fällen kann diese Arbeit durch die Erstellung von einfachen Teilmodellen erleichtert werden. Bild 6.20 zeigt ein einfaches Modell zur Bestimmung der effektiven Querschnittsfläche der Drossel, mit dessen Hilfe die Druckverluste des Leitungssystems abgebildet werden. Ist der Zustand vor und nach der Drossel sowie der durchgesetzte Massenstrom bekannt, so kann die Querschnittsfläche des Drosselbausteins iterativ ermittelt werden.

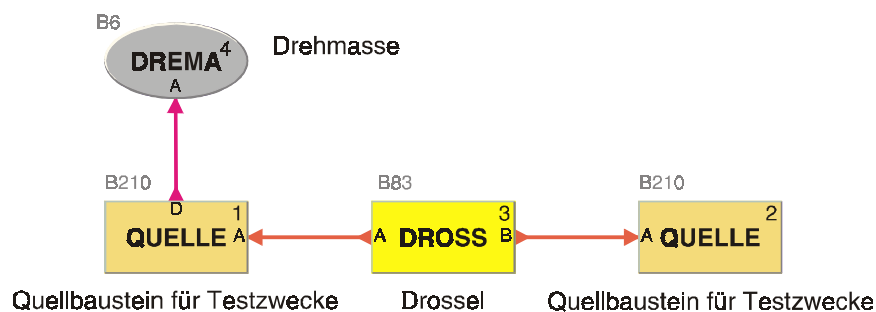


Bild 6.20 Teilmodell zur Ermittlung des Drosselquerschnittes

Der größte Teil der nicht vorhandenen Daten kann mit Hilfe derartiger Teilmodelle auf einfache Weise ermittelt werden.

6.3.2 Einfluß der Reglerparameter bei Lastabwurf

Die Verwendung eines PID-Gliedes als Einspritzpumpenregler macht es zunächst nötig, die entsprechenden Reglerparameter zu ermitteln. Trotzdem einige Reglerhersteller Angaben über die von ihnen verwendete Mathematik zur Verfügung stellen, kann nicht davon ausgegangen werden, daß diese Informationen generell vorhanden sind. In den meisten Fällen wird deshalb zunächst eine Vergleichsmessung benötigt, die es erlaubt, die entsprechenden Reglerparameter zu bestimmen. Arbeiten, die gezielt den Einfluß der Reglerparameter eines PID-Elementes auf das dynamische Betriebsverhalten des Motors untersuchen, sind nicht bekannt. Es liegt somit zur Bestimmung der nötigen Parameter zunächst nahe, an einem geeigneten Beispiel die Eigenschaften des Reglers genauer zu untersuchen. Dabei bietet es sich an, Lastabwurfsimulationen zu verwenden, da hier vornehmlich das Verhalten des Reglers die entscheidende Einflußgröße darstellt. Bild 6.21 bis Bild 6.23 zeigen jeweils für Regelstangenstellung, Motor- und ATL-Drehzahl den Einfluß, den die Veränderung von Reglerverstärkung, Integrations- und Differentiationskonstante auf das dynamische Verhalten ausübt.

Der Einfluß der Proportionalverstärkung K_R des Reglers ist für einen Lastabwurf von 100% auf 0% Nennlast in Bild 6.21 dargestellt, die beiden anderen Reglergrößen sind nicht verändert worden. Wie den Grafiken zu entnehmen ist, steigt die Fähigkeit des Reglers, die durch den Lastabwurf entstehende Drehzahlsteigerung zu kompensieren, mit Erhöhen der Reglerverstärkung an. Bereits bei einer Verstärkung von $K_R = 1,0$ ist ein nennenswerter Drehzahlanstieg kaum noch zu beobachten. Wird die Verstärkung reduziert, benötigt der Regler mehr Zeit, auf die Drehzahlerhöhung zu reagieren und über die Regelstangenstellung die eingebrachte Kraftstoffmasse zu reduzieren. Die Folge ist eine Steigerung der Drehzahlüberhöhung, die mit weiter sinkender Verstärkung bis in den kritischen Bereich des Motors führt, in dem aufgrund der steigenden Massenkräfte ($F_M \sim n_M^2$) die Selbstzerstörung des Motors droht. Analog zur schnellen Verringerung der eingespritzten Kraftstoffmasse bei hoher Verstärkung läßt sich die Reaktion der ATL-Drehzahl bewerten, die entsprechend dem geringeren Abgasenergieangebot schneller abfällt.

Der Einfluß der Integrationskonstanten T_I bei einem Lastabwurf von 100% auf 0% Nennlast auf Regelstangenstellung, Motor- und ATL-Drehzahl ist in Bild 6.22 festgehalten. Wie die Diagramme zeigen, ermöglicht eine niedrige Integrationskonstante dem Regler eine schnelle Reaktion auf die durch den Lastabwurf verursachte Drehzahlüberhöhung. Eine kleine Integrationskonstante bei sonst unveränderten Reglerparametern führt neben dem schnellen Reaktionsvermögen des Reglers zu einem deutlich zu beobachtenden Nachschwingen der Drehzahl. Die Amplitude dieser Schwingung ist gegenüber den anderen Drehzahlverläufen, die in Bild 6.22 für höhere Werte der Integrationskonstanten dargestellt sind, relativ gering und kann durch eine Erhöhung der Differentiationskonstanten eliminiert werden. Eine kontinuierliche Steigerung der Integrationskonstanten führt zu einem insgesamt langsamer reagierenden Regler, der die dementsprechend größere Drehzahlüberhöhung verursacht. Im Gegensatz zu der Reglerverstärkung führt eine weitere Erhöhung der Integrationskonstanten dazu, daß der I-Anteil der Differentialgleichung für den Regler immer geringer wird. So läßt sich ab einer Integrationskonstanten von $T_I = 10\text{s}$ keine weitere Veränderung mehr beobachten. Der Regler verhält sich in diesem Falle wie ein PD-Regler.

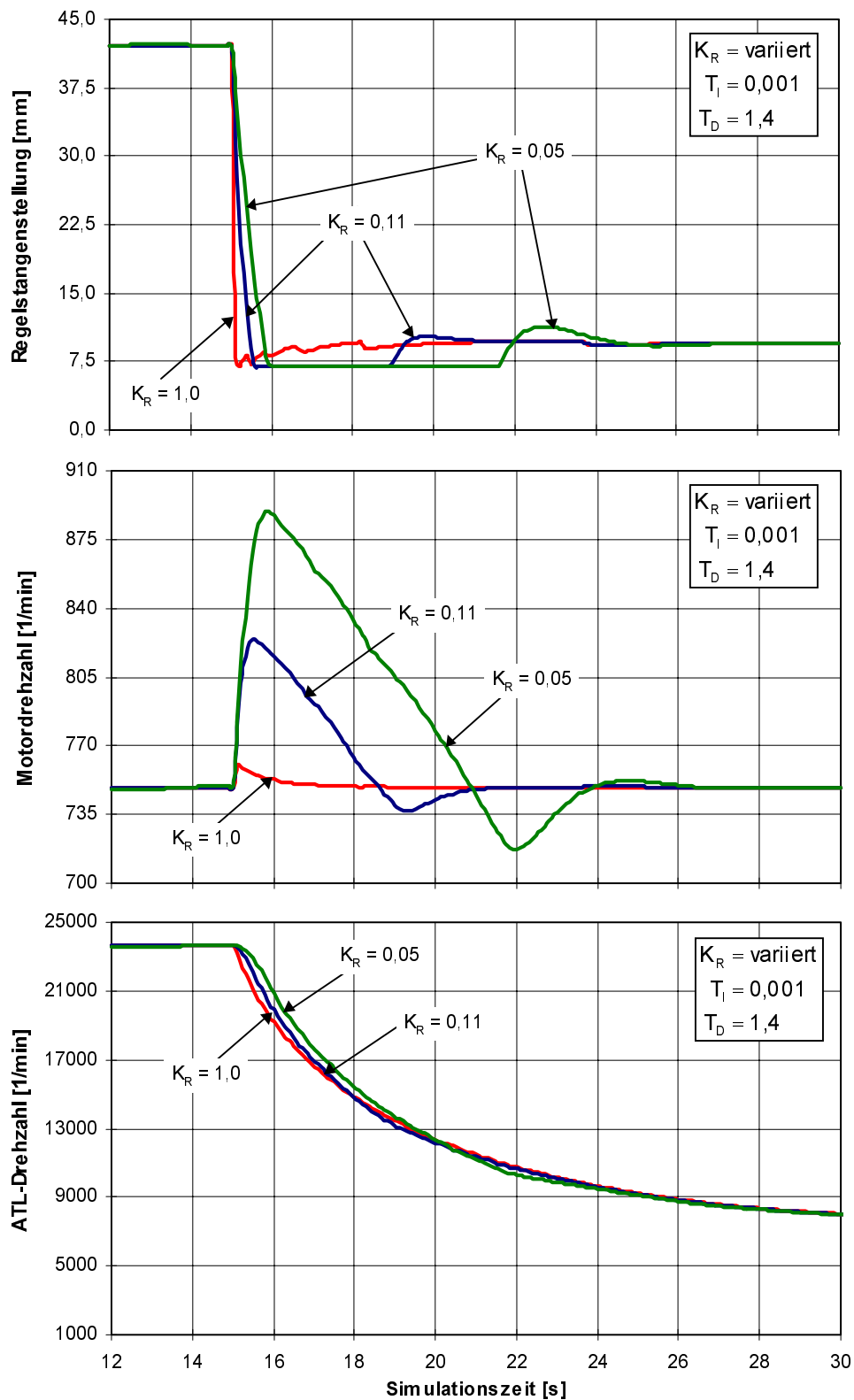


Bild 6.21 Einfluß der Reglerverstärkung auf das dynamische Verhalten des Motors

Bild 6.23 zeigt den Einfluß der Variation der Differentiationskonstanten T_D auf das Lastabwurfverhalten des Motors. Dargestellt sind wiederum die Verläufe von Regelstangenstellung, Motor- und ATL-Drehzahl, die Motorlast wurden von 100% auf 0% Last reduziert.

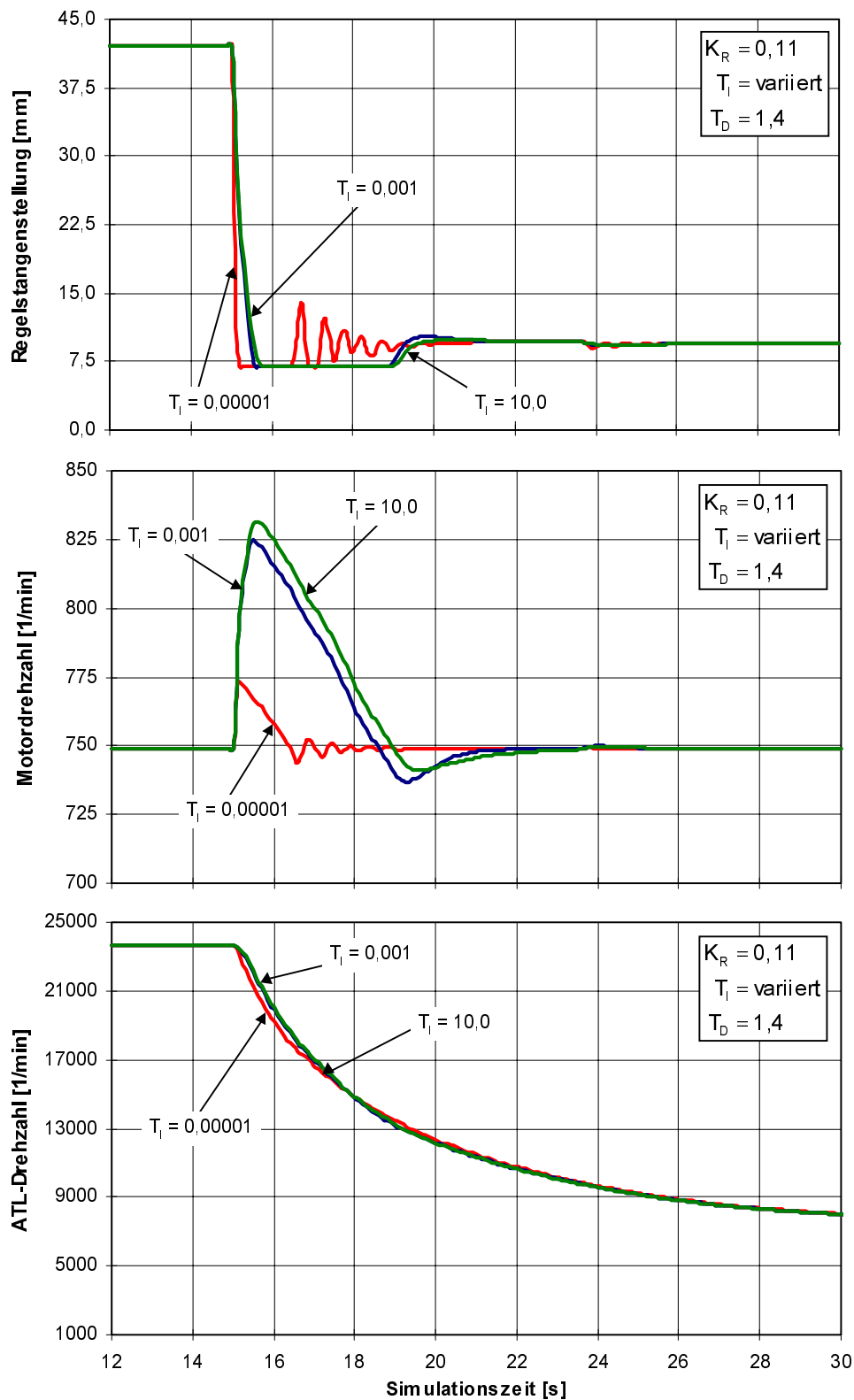


Bild 6.22 Einfluß der Integrationskonstanten auf das dynamische Verhalten des Motors

Es zeigt sich, daß bei Wahl einer hohen Differentiationskonstanten der Regler schnell reagieren und die Drehzahlüberhöhung gering halten kann. Gleichzeitig bewirkt ein hoher Wert, daß die verbleibende geringe Regelabweichung sich nur langsam abbaut.

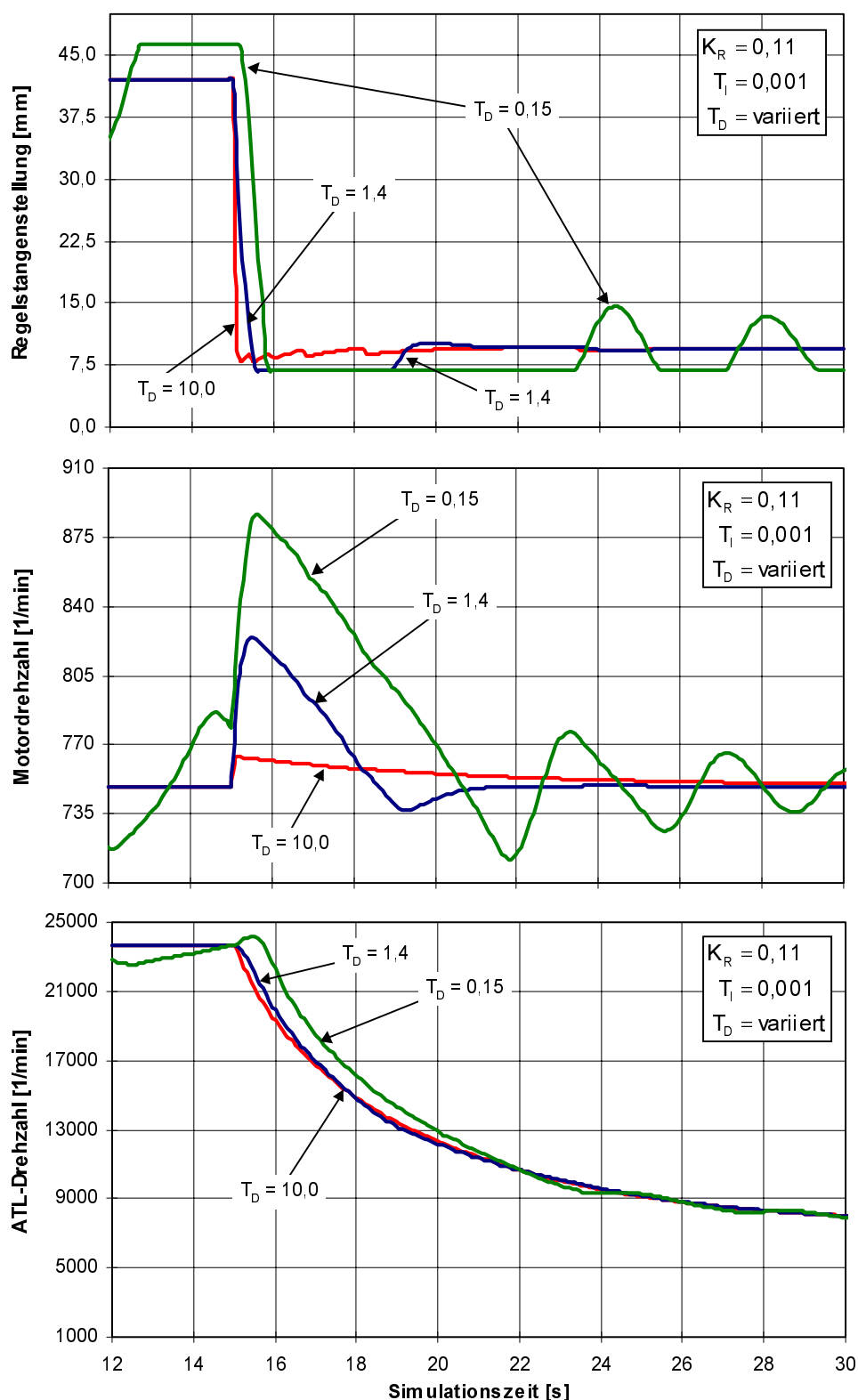


Bild 6.23 Einfluß der Differentiationskonstanten auf das dynamische Verhalten des Motors

Eine Verringerung der Differentiationskonstanten führt zu der verminderten Fähigkeit des Reglers, die Drehzahlüberhöhung schnell durch Erhöhung der eingespritzten Kraftstoffmasse entgegen zu wirken. Wird die Differentiationskonstante zu klein gewählt, so ist der Regler nicht mehr imstande, die Soll-Drehzahl richtig einzustellen. Es kommt zu den in Bild 6.23

dargestellten Schwingen der Motordrehzahl. Eine weitere Verringerung der Differentiationskonstanten bleibt ohne Einfluß, entsprechend der Differentialgleichung des Reglers entsteht PI-Verhalten. Die Parameter für den Einspritzpumpenregler sind für jeden Reglertyp und gegebenenfalls für jeden Anwendungsfall unabhängig zu bestimmen. Grundsätzlich empfiehlt es sich, anhand einer Vergleichsrechnung zunächst lediglich die Proportionalverstärkung des Reglers zu betrachten und entsprechend einzustellen. Die weiteren Parameter können dann dazu verwendet werden, das tatsächliche Regelverhalten besser abzubilden. Bei den hier durchgeführten Simulationen konnte mit den in Tabelle 6.5 aufgeführten Reglerparametern gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messungen erzielt werden.

| Reglerparameter | Wertebereich |
|-----------------|-------------------|
| K_R | 0,100 - 0,150 [-] |
| T_I | 0,001 - 0,500 [s] |
| T_D | 0,800 - 1,700 [s] |

Tabelle 6.5 Reglerparameter

Wie den Darstellungen des Lastabwurfes zu entnehmen ist, bietet die Verwendung eines PID-Gliedes als Einspritzpumpenregler die Möglichkeit, auf die Vermessung des Reglerverhaltens bzw. die Darstellung mittels umfangreicher Kennfelder zu verzichten. Durch Einstellen der drei Reglerparameter lassen sich die verschiedensten Regeleigenschaften den Anforderungen entsprechend darstellen.

6.3.3 Wärmeübergang im Abgasbehälter

Zur Überprüfung der Simulationsergebnisse standen u.a. verschiedene Lastaufschaltungen auf der Generatorkurve zur Verfügung. Erste Simulationsergebnisse zeigten, daß sich das dynamische Verhalten des Motors qualitativ gut nachrechnen läßt. Der simulierte Motor zeigte dabei jedoch ein deutlich zu schnelles Lastannahmeverhalten. Verschiedene Maßnahmen, die Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation zu verbessern, führten zu der Erkenntnis, daß eine genaue Betrachtung des Wärmeübergangs im Abgasbehälter erforderlich ist. Dabei sind die verschiedenen Einflußgrößen auf die Wärmeübertragung variiert und genauer untersucht worden. In Bild 6.24 bis Bild 6.25 ist die Reaktion von Motor-, ATL-Drehzahl, Regelstangenstellung sowie Druck und Temperatur vor Turbine auf eine Lastaufschaltung bei Nenndrehzahl dargestellt. Die im Abgasbehälter zur Verfügung stehende Wärmeübertragungsfläche wurde zur Abbildung des Einflusses der Wärmeübertragung von 0,0m² auf 20,0m² erhöht. Wie den Grafiken zu entnehmen ist, führt eine Erhöhung der Wärmeabfuhr im Abgasbehälter zu einem insgesamt trägeren System mit sowohl stärkerem Drehzahleinbruch als auch einer längeren Zeitperiode bis zur Wiederherstellung des stationären Zustandes. Die Ursache läßt sich anhand von Bild 6.25 ermitteln. Das Regelsystem versucht durch Erhöhen der Kraftstoffmasse den durch die Lastaufschaltung entstehenden Drehzahleinbruch zu kompensieren. Als unmittelbares Resultat steigt die Abgastemperatur und damit der Druck im Abgasbehälter. Der Druck- und Temperaturgradient verhält sich dabei umgekehrt proportional zu den Wärmeverlusten. Ein schneller Anstieg führt dazu, daß der Turbine mehr Energie angeboten wird und entsprechend schnell die Drehzahl der ATL-Welle steigt. Mit steigender ATL-Drehzahl wird es dem Verdichter möglich, den Zylinder mit mehr Ladeluft zu versorgen. Der Motor kann so schneller die nötige Leistung aufbringen, um auf die Lastaufschaltung zu reagieren.

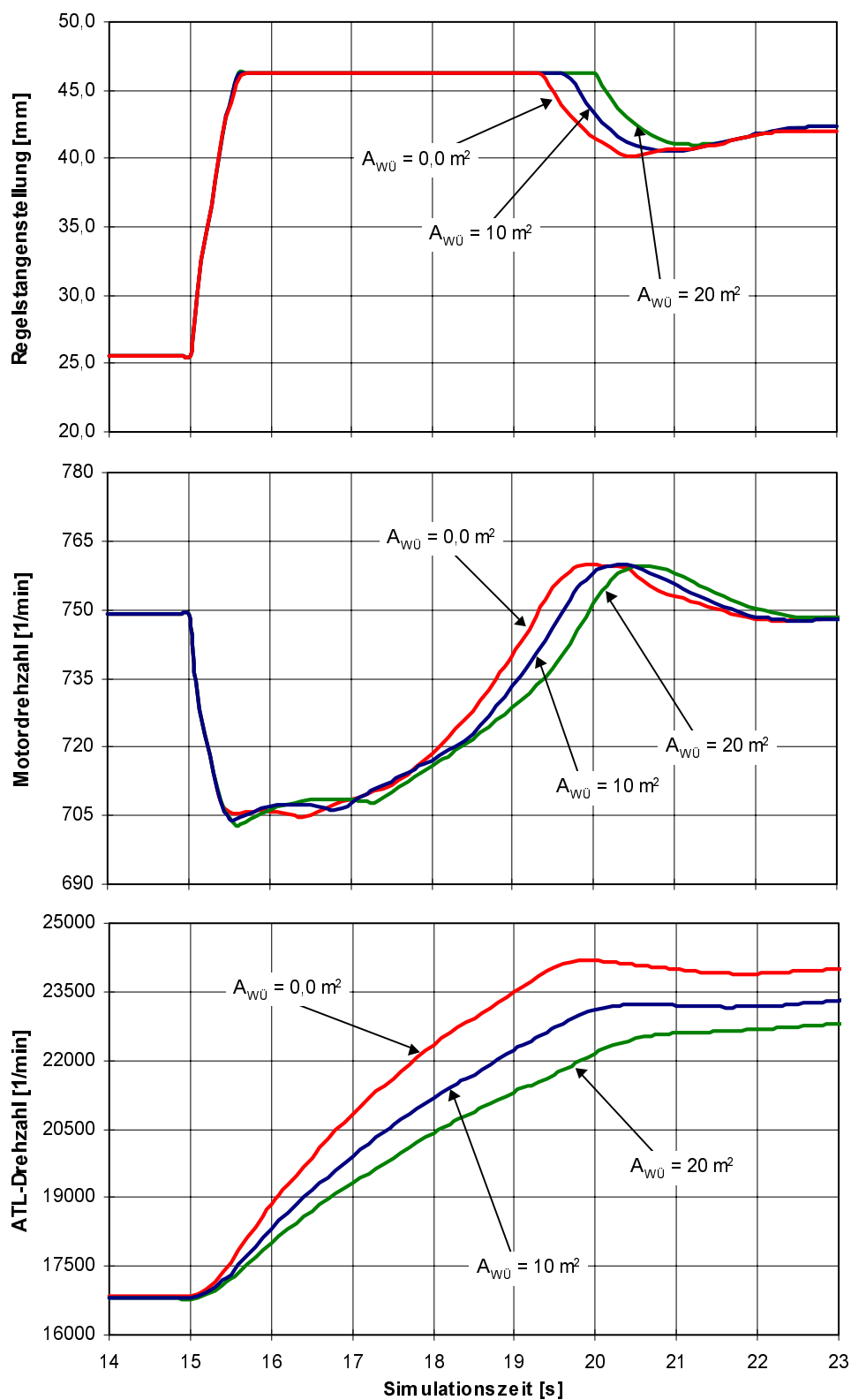


Bild 6.24 Einfluß der Wärmeübertragungsfläche im Abgasbehälter auf Motor-, ATL-Drehzahl und Regelstangenstellung bei Lastaufschaltung

Je höher die Wärmeverluste im Abgasbehälter ausfallen, desto länger benötigt das Ladesystem, um den Zylinder mit der nötigen Ladeluft zu versorgen und desto träger reagiert der Motor.

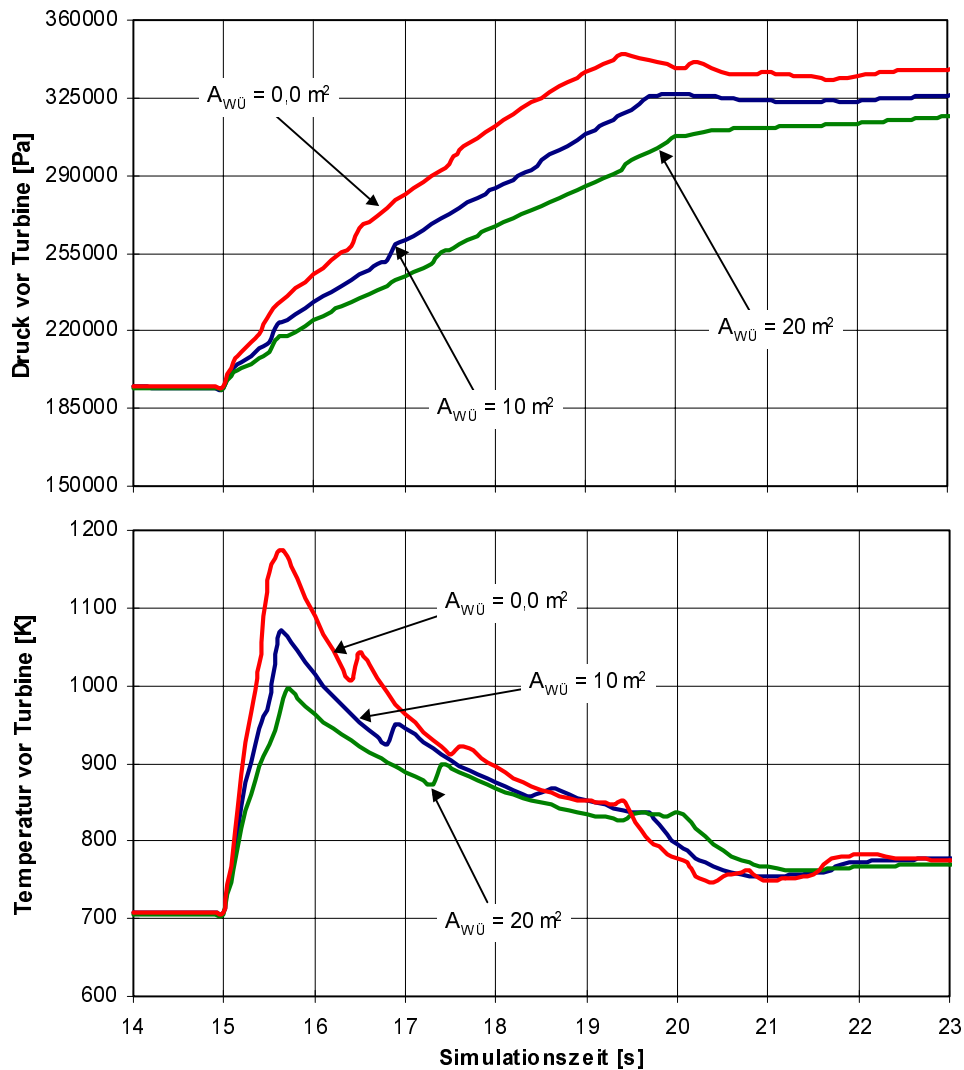


Bild 6.25 Einfluß der Wärmeübertragungsfläche im Abgasbehälter auf Druck und Temperatur vor Turbine

Um ein genaues Abbild des dynamischen Betriebsverhaltens eines abgasturboaufgeladenen Dieselmotors zu erhalten, ist somit eine ausführliche Betrachtung des Wärmeübergangs im Abgasbehälters erforderlich.

6.3.4 Lastaufschaltungen

Ein wichtiges Einsatzgebiet der dynamischen Simulation ist die Untersuchung des Lastnahmeverhaltens bei schlagartigen Aufschaltungen von großen Lastmomenten. Klassifizierungsgesellschaften wie z.B. der Germanische Lloyd fordern von den Anlagenherstellern die Fähigkeit, innerhalb bestimmter Grenzen auf festgelegte Belastungsprofile reagieren und den stationären Zustand wieder herstellen zu können. Die Fähigkeit, mit dem Simulationsprogramm das dynamische Betriebsverhalten des Systems Großdieselmotor darstellen zu können, ist anhand von Lastsprüngen in 33% Schritten überprüft worden. Um zu zeigen, daß durchaus auch größere Lastaufschaltungen erfolgreich nachgerechnet werden können, erfolgt die Darstellung der Simulationsergebnisse exemplarisch anhand eines Lastsprunges von 50% auf 100% Nennlast.

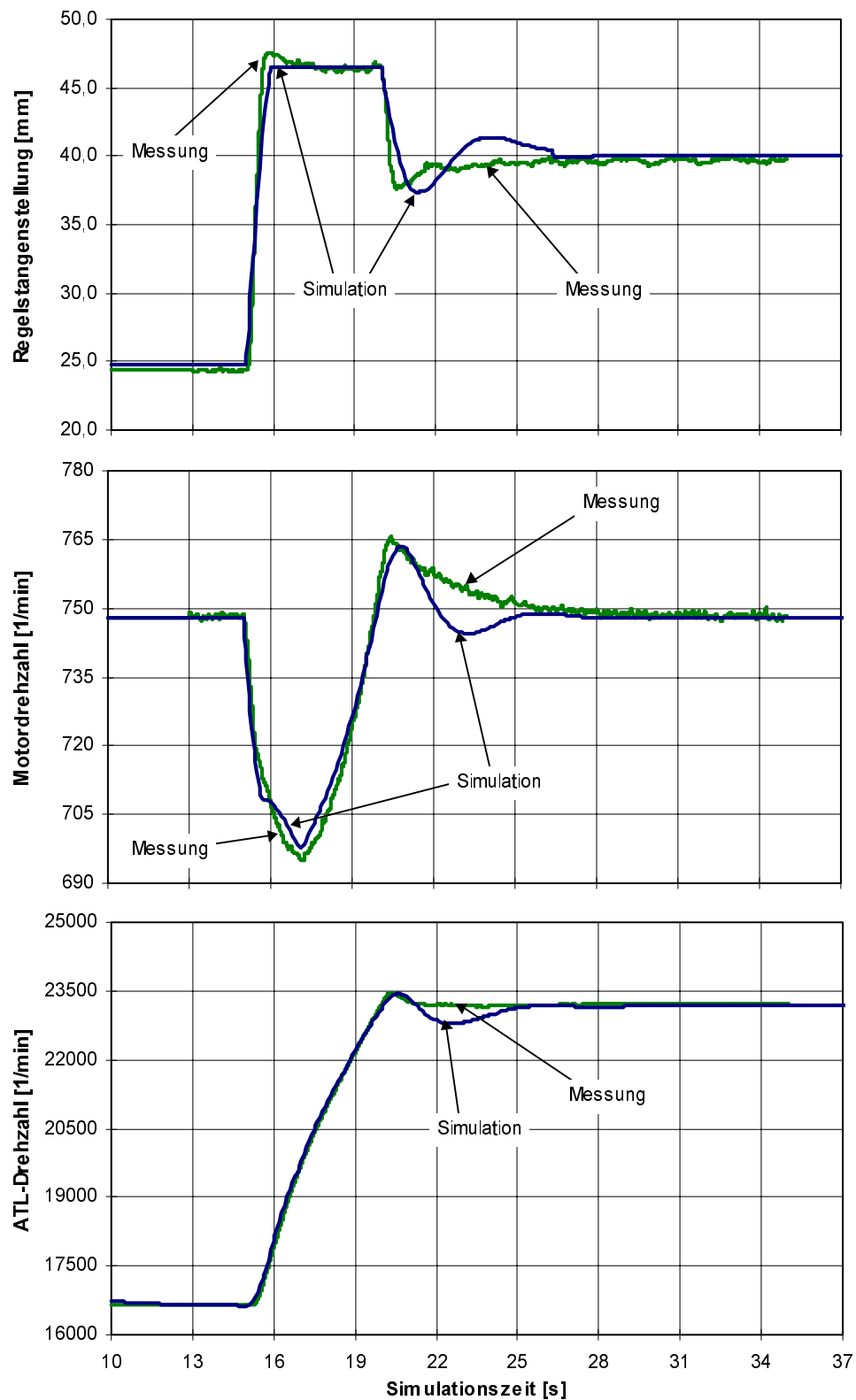


Bild 6.26 Reaktion von Motor-, ATL-Drehzahl und Regelstangenstellung bei Lastaufschaltung von 50% auf 100% Nennlast

Der Verlauf von Motor- und ATL-Drehzahl sowie der Regelstangenstellung ist in Bild 6.26 den von MAN B&W zur Verfügung gestellten Messungen gegenübergestellt. Wie den Grafiken zu entnehmen ist, läßt sich der Verlauf der Motordrehzahl gut nachbilden. Die entschei-

dende erste Halbwellen des Drehzahleinbruchs zeigt sehr gute Übereinstimmung mit den Meßwerten, sowohl die Amplitude als auch die Phasenlage stimmen nahezu überein. Die zweite Halbwellen, in der die Motordrehzahl über die Soll-Drehzahl hinaus schwingt, bevor sich wieder ein stationärer Zustand einstellt, wird in der Amplitude noch gut wiedergegeben. Die verwendeten Reglerparameter ermöglichen jedoch nicht die stark gedämpfte, langsame Annäherung an den Sollwert des Drehzahlsignals, wie es in der Messung der Fall ist. Auf eine entsprechende aufwendige Anpassung der Reglerparameter wurde verzichtet.

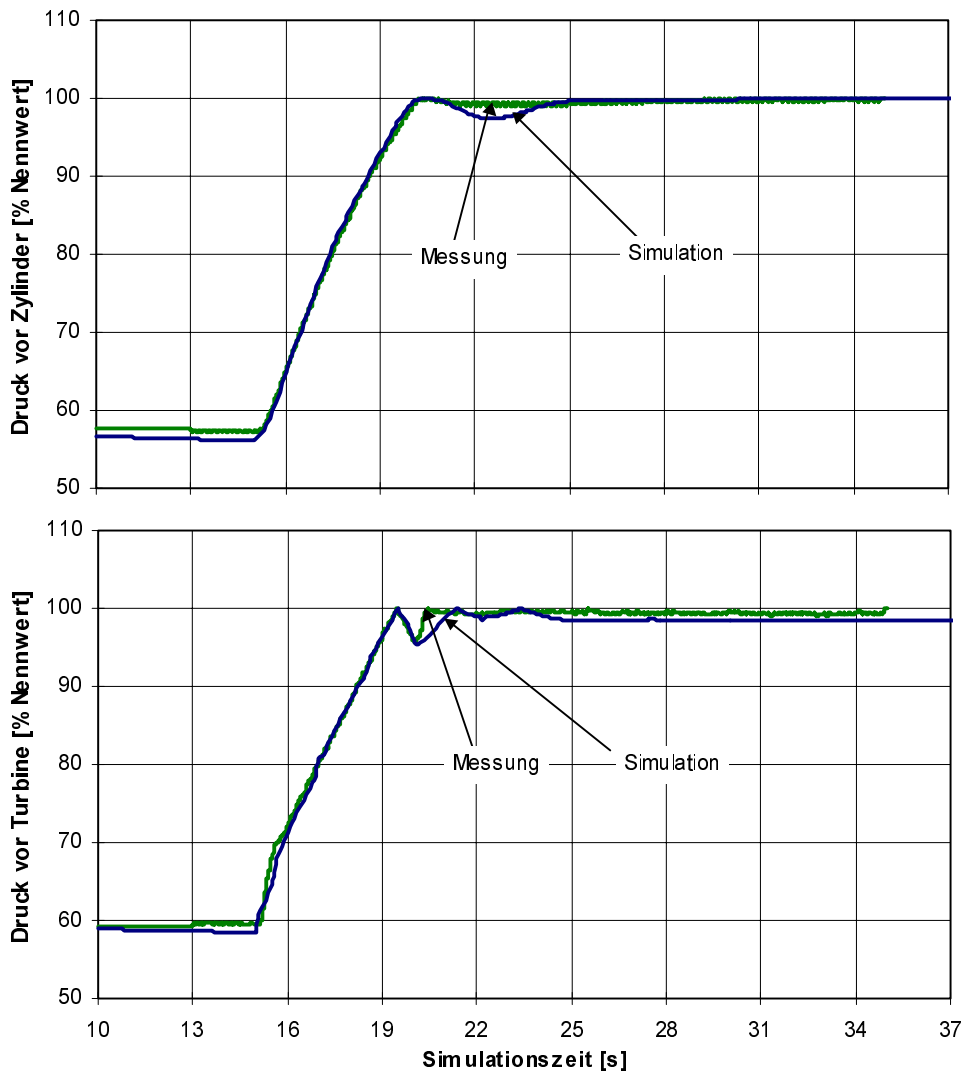


Bild 6.27 Reaktion von Ladeluft- und Abgasgegendruck bei Lastaufschaltung von 50% auf 100% Nennlast

Die Drehzahl der ATL-Welle lässt sich nahezu exakt nachrechnen, lediglich im Bereich der o.g. Abweichung bei der Einstellung des stationären Zustandes kommt es zu einer geringfügigen Abweichung. Aus der guten Übereinstimmung zwischen den berechneten und gemessenen Druckverläufen lässt sich ersehen, daß die im vorangegangenen Abschnitt diskutierte problematische Betrachtung des Wärmeübergangs im Abgasbehälter hier richtig wiedergegeben wird. In beiden Fällen kommt es lediglich im Bereich der zweiten Halbwellen, die über die Soll-Drehzahl hinaus schwingt, zu einer geringen Abweichung. Bild 6.27 stellt den gemessenen Verlauf von Ladeluft- und Abgasgegendruck den Simulationsergebnissen gegenüber. Auf

besonderen Wunsch von MAN B&W sind die Drücke auf den Nennwert bezogen. Einen Eindruck, welchen Weg der Verdichter im Kennfeld zurücklegt, vermittelt Bild 6.28. Dabei zeigt sich, daß der Verdichter in der Simulation eine leicht gekrümmte Bahn in Richtung Pumpgrenze beschreibt, bevor er sich in einen stationären Zustand einschwingt. Zu keinem Zeitpunkt in der Simulation nähert sich der Verdichter den kritischen Kennfeldgrenzen.

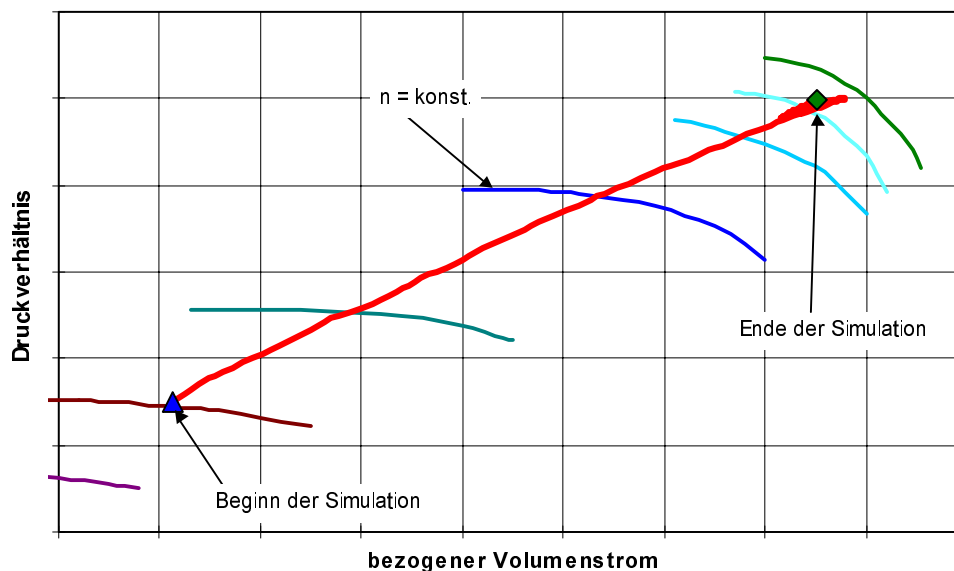


Bild 6.28 Reaktion des Verdichters bei Lastaufschaltung von 50% auf 100% Nennlast im Verdichterkennfeld

6.3.5 Bewertung der dynamischen Simulation

Ausgehend von der guten Übereinstimmung zwischen stationärer Kreisprozeßrechnung und Messung sowie der hohen Interpolationsgenauigkeit steht für die Abbildung des Zylinderprozesses mittels Kennfeldinterpolation eine gute Grundlage zur Verfügung. Wesentliches Problem in der dynamischen Simulation ist zunächst die Ermittlung der Parameter, die nicht unmittelbar zur Verfügung stehen, wie beispielsweise die Reglereinstellungen oder Drosselquerschnitte. Mittels geeigneter Teilmodelle bzw. entsprechenden Messungen lassen sich die fehlenden Parameter bestimmen.

Anhand der gezeigten Untersuchungen über das dynamische Betriebsverhalten als Reaktion auf verschiedene Lastwechselsituationen konnte gezeigt werden, daß mit Hilfe eines geeigneten Simulationsmodells und den entsprechend bestimmten Parametern eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation erzielbar ist. Auch die Fähigkeit zur Simulation von extrem hohen Lastaufschaltungen von 50% auf 100% Nennlast konnte mit guter Übereinstimmung zu Vergleichsmessungen nachgewiesen werden. Neben den Möglichkeiten zur Nachrechnung des Lastannahmeverhaltens von Großdieselmotoren steht mit der Simulationstechnik ein Werkzeug zur Verfügung, mit dessen Hilfe auch ohne versuchstechnische Einschränkungen der Einfluß von verschiedenen Veränderungen an der Motorkonfiguration untersucht werden kann. So konnte beispielsweise gezeigt werden, wie sich die Auswirkungen des Wärmeübergangs in der Abgasleitung auf das dynamische Betriebsverhalten bemerkbar machen.

7 Schlußbetrachtung

7.1 Zusammenfassung

Ziel dieser Arbeit war die Entwicklung eines umfassenden Programmsystems, mit dessen Hilfe das dynamische Betriebsverhalten von Großdieselmotoren simuliert werden kann. Dabei war neben möglichst kurzen Rechenzeiten auch eine flexible Struktur gefordert, die eine einfache und schnelle Anpassung des Motormodells auf verschiedene Konfigurationen ermöglicht. Die Forderung nach kurzen Rechenzeiten legte die Darstellung des Zylinderprozesses mittels n -dimensionaler, stationärer Zylinderkennfelder nahe, um so die hohe Genauigkeit der Kreisprozeßrechnung mit der schnellen Verfügbarkeit der Prozeßgrößen durch die Kennfeldinterpolation zu koppeln.

Aus dieser Aufgabenstellung ergaben sich zwei wesentliche Teilbereiche, zum einen die Darstellung und Integration der verschiedenen Komponenten des Großdieselmotors in einem verfügbaren Simulationsprogramm, zum anderen die Erstellung eines geeigneten Programmes zur Erzeugung der benötigten Zylinderkennfelder. Grundsätzlich ist jedes Kreisprozeßrechenprogramm in der Lage, derartige Kennfelder zu erstellen. In dieser Arbeit konnte auf ein bestehendes Kreisprozeßrechenprogramm auf der Basis eines als Füll- und Entleermethode bekannten nulldimensionalen Ansatzes zurückgegriffen werden. Dieses Programm, das ursprünglich für die Berechnung von schnell laufenden Kfz-Dieselmotoren konzipiert worden war, mußte an die besonderen Betriebsbedingungen von mittelschnell und langsam laufenden Großdieselmotoren angepaßt werden. Dabei wurden die verschiedenen Teilprozesse des Dieselmotors untersucht und mittels geeigneter Modelle abgebildet.

Durch die Integration von weiteren Ladungswechselmodellen in das Kennfelderstellungsprogramm besteht neben der Fähigkeit zur Berechnung von Viertakt-Motoren die Möglichkeit, auch für Zweitakt-Motoren entsprechende Zylinderkennfelder zu erstellen. Neben der Erstellung von Zylinderkennfeldern bietet das Kennfelderstellungsprogramm auch die Möglichkeit, an stationären Betriebspunkten gezielte Untersuchungen von zylinderinternen Prozeßgrößen vorzunehmen und die Einflüsse verschiedener Parameter und Eingangsgrößen darzustellen.

Der Vergleich der stationären Simulationsergebnisse mit den von verschiedenen Motorenherstellern zur Verfügung gestellten Messungen führte zunächst zu deutlichen Abweichungen. Es zeigte sich, daß sich die Verhältnisse von schnell laufenden Dieselmotoren zwar grundsätzlich auf langsam laufende Großdieselmotoren übertragen werden können, verschiedene wichtige Teilprozesse wie z.B. Zündverzögerung oder Wärmeübertragung jedoch an die geänderten Betriebsbedingungen angepaßt werden müssen. Bei entsprechender Auswahl der geeigneten Modelle bzw. deren Parameter läßt sich über dem gesamten Betriebsbereich eine sehr gute

Übereinstimmung zwischen stationärer Kreisprozeßrechnung und den Messungen erzielen, wobei die Abweichungen zum Teil deutlich unter einem Prozent lagen.

Bei der Kennfelderstellung werden sämtliche den Betriebspunkt charakterisierenden Prozeßgrößen systematisch über ihrem Betriebsbereich variiert. Die Einführung einer neuen Kennfeldstruktur mit bezogenen Werten ermöglicht eine genauere Darstellung des Betriebsbereiches durch den Ausschluß unrealistischer Parameterkombinationen. Anhand detaillierter Untersuchungen der Interpolationsgenauigkeit konnte nachgewiesen werden, daß die verschiedenen Kennfeldparameter unterschiedliche Einflüsse auf die Interpolationsabweichung haben. Als Ursache konnten durch Kennfeldschnitte die linearen und nichtlinearen Bereiche des Zylinderkennfeldes identifiziert werden. Werden die Einflüsse der Kennfeldparameter bei der Kennfelderstellung entsprechend berücksichtigt, so kann bei minimiertem Rechenaufwand ein Zylinderkennfeld erstellt werden, das Abweichungen im Vergleich zur Kreisprozeßrechnung von deutlich unter einem Prozent aufweist. In Verbindung mit der sehr guten Übereinstimmung in der stationären Simulation lassen sich somit Zylinderkennfelder erzeugen, die bei relativ geringem Rechenaufwand eine gute Abbildung des Zylinderprozesses ermöglichen.

Werden Zylinderkennfelder als Ersatz für die thermodynamische Kreisprozeßrechnung verwendet, wie das in dieser Arbeit der Fall ist, so erfolgt die Darstellung der Prozeßgrößen, also auch des Zylindermomentes, gemittelt über ein Arbeitsspiel. Um die Dynamik des Momentenverlaufes auch innerhalb des Arbeitsspiels wiedergeben zu können, ist ein Ansatz vorgestellt worden, mit dessen Hilfe sich aus dem mittleren indizierten Zylindermoment über eine Ersatzfunktion auf einfache Weise der Verlauf des Zylindermomentes rekonstruieren läßt. Mit Hilfe der Momentenrekonstruktion lassen sich auch Untersuchungen durchführen, bei denen es bislang nötig war, auf die schrittweise Kreisprozeßrechnung zurückzugreifen.

Als Werkzeug für die dynamische Simulation ist das FVV-Programmpaket GPA/ATMOS gewählt worden. Dieses Paket bietet den Vorteil, daß zum einen bereits eine große Anzahl von Bausteinen zur Darstellung von Verbrennungskraftmaschinen zur Verfügung steht, die, gegebenenfalls modifiziert, zur Darstellung von Teilkomponenten des Großdieselmotors verwendet werden können. Zum anderen liegen sowohl Bausteine als auch das Simulationsprogramm selbst als Quellcode vor. Fehlende Bausteine, insbesondere zur Darstellung der Kraftstoffversorgung und -regelung, aber auch zur Bestimmung der Motorreibung wurden neu erstellt und in das Simulationsprogramm integriert.

Die Fähigkeit, das dynamische Verhalten des Großdieselmotors abbilden zu können, konnte am Beispiel verschiedener Lastwechselreaktionen gezeigt werden. Als Vergleichswerte dienten dabei Messungen, die von verschiedenen Motorenherstellern zur Verfügung gestellt wurden. Es konnte nachgewiesen werden, daß auch extreme, schlagartige Lastaufschaltungen im Bereich von 50% auf 100% Nennlast mit guter Übereinstimmung zu den Messungen simulieren werden können. Des weiteren wurde dargestellt, daß sich mit Hilfe des erstellten Simulationswerkzeuges auch gezielte Untersuchungen von Einflüssen unterschiedlicher Größen wie z.B. Isolierung der Abgasleitung auf das Übergangsverhalten der Anlage durchführen lassen.

Mit den Ergebnissen dieser Arbeit steht ein Werkzeug zur Verfügung, mit dem bereits in der Projektierungsphase einer Anlage mit Großdieselmotor eine optimale Abstimmung in Bezug auf Kraftstoffverbrauch oder instationärem Verhalten erfolgen kann. Die zur Simulation nötigen Rechenzeiten konnten so weit reduziert werden, daß sowohl die Kennfelderstellung als

auch die dynamischen Simulationen ausnahmslos auf einem low-cost-PC durchgeführt werden konnten.

7.2 Ausblick

Im Vordergrund dieser Arbeit stand die Erstellung eines umfassenden Programmsystems, das sowohl dynamische als auch stationäre Untersuchungen des Betriebsverhaltens von mittelschnell und langsam laufenden Großdieselmotoren bei vertretbar geringem Rechenaufwand ermöglicht. Eine immer mehr in den Vordergrund tretende Problematik ist die Untersuchung von Schadstoffemissionen, besonders im dynamischen Betrieb einer Anlage mit Großdieselmotor. Im Zuge der sich weiter verschärfenden umweltpolitischen Gesetzgebung wird jeder Motorenhersteller umfangreiche Maßnahmen ergreifen müssen, um die NO_x - und Rußemissionen weiter zu senken. Gerade auf diesem Gebiet sind in den letzten Jahren in zahlreichen wissenschaftlichen Arbeiten die Erkenntnisse und Simulationsmöglichkeiten entscheidend verbessert worden. Steigende Rechenleistungen moderner Computersysteme ermöglichen die Lösung der zusätzlich erforderlichen Gleichungssysteme mit der erforderlichen geringen Schrittweite, so daß die Simulation ein großes Potential zur Untersuchung von Maßnahmen zur Verringerung der Schadstoffemissionen bietet.

Die Verwendung der schnellen Zylinderkennfeldinterpolation ermöglicht Simulationszeiten, die je nach verwendeter Modelltiefe nur geringfügig über der Echtzeit lagen. Mit der zu erwartenden Steigerung der Rechenleistung kann davon ausgegangen werden, daß in naher Zukunft mit Hilfe des Programmpaketes GPA/ATMOS echtzeitfähige Simulationen des dynamischen Betriebsverhaltens durchgeführt werden können. Die Echtzeitfähigkeit ermöglicht über den Einsatz von AD/DA-Wandlern die Einbindung realer Motorkomponenten wie Steuergeräte oder Reglern. Diese als ‚hardware in the loop‘ bekannte Technologie bietet eine breite Palette an Einsatzmöglichkeiten. So können beispielsweise neue Entwicklungen von Regelsystemen ohne versuchstechnische Einschränkungen getestet und optimiert werden.

8 Literaturverzeichnis

- Baehr, H. D. **Thermodynamik : eine Einführung in die Grundlagen und ihre technischen Anwendungen**
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 1996
- Beinecke, E. **Rechnerische Untersuchung der ein- und zweistufigen Abgasturboaufladung mittelschnellaufender Viertakt Dieselmotoren**
Dissertation, TU Braunschweig, 1975
- Benson, R. S.
Bradham, P. T. **A method for obtaining a quantitative assessment of the influence of charging efficiency on two-stroke engine performance**
Int. J. Mech. Sci. , Band 11, 1969
- Benson, R. S.
Bradham, P. T. **A new gas dynamic model for the gas exchange process in two-stroke loop- and cross-scavenged engines**
Int. J. Mech. Sci. , Band 19, 1977
- Betz, A. **Rechnerische Untersuchung des stationären und transienten Betriebsverhaltens ein- und zweistufig aufgeladener Viertakt Dieselmotoren**
Dissertation, TU München, 1985
- Betz, A.
Zellbeck, H. **Dynamisches Betriebsverhalten**
FVV-Forschungsberichte, Heft 349, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1984
- Blair, G. P. **Design and simulation of two-stroke engines**
SAE Verlag, Warrendale, 1996
- Blair, G. P. **The basic design of two stroke engines**
SAE Verlag, Warrendale, 1990
- Boy, P. **Beitrag zur Berechnung des instationären Betriebsverhaltens von mittelschnellaufenden Schiffsdieselmotoren**
Dissertation, Universität Hannover, 1980
- Bulaty, T. **Spezielle Probleme der schrittweisen Ladungswechselberechnung bei Verbrennungsmotoren mit Abgasturboladern**
MTZ 35, Heft 6, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1974

-
- Constien, M. **Bestimmung von Einspritz- und Brennverlauf eines direkteinspritzenden Dieselmotors**
Dissertation, Technische Universität München, 1991
- Dang, D.
Wallace, F. J. **Some single zone scavenging models for two-stroke engines**
Int. J. Mech. Sci., Band 34, Heft 8, 1992
- Dedeoglu, N. **Scavenging model solves problems in gas burning engine**
SAE Paper 710597, International Congress & Exposition, 1971
- Dedeoglu, N. **Modelluntersuchungen zur Spülung und Gemischbildung in einem Verbrennungsmotor**
Dissertation, ETH Zürich, 1968
- Doll, M. **Ermittlung des stationären und instationären Betriebsverhaltens von kleinen schnellaufenden Dieselmotoren**
FVV-Forschungsberichte, Heft 454, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1989
- Eberle, M. **Beitrag zur Berechnung des thermodynamischen Zusammenwirkens von Verbrennungsmotor und Abgasturbolader**
Dissertation ETH Zürich, 1968
- Eilts, P. **Prozeßrechnung an Zweitakt-Dieselmotoren**
Diplomarbeit, Institut für Kolbenmaschinen, Uni Hannover, 1984
- Gerstle, M.
Merker, G. P. **Evaluation on Two Stroke Engines Scavenging Models**
SAE Paper 970358, International Congress & Exposition, 1997
- Gerstle, M.
Merker, G. P. **Transient Simulation of Marine Diesel Engines**
CIMAC, 22nd International Congress on Combustion Engines, 1998
- Grohe, H. **Otto- und Dieselmotoren, Arbeitsweise, Aufbau und Berechnung von Zweitakt- und Viertakt-Motoren**
Vogel-Verlag, 6. Auflage, Würzburg, 1982
- Groth, K.
Thiele, E. **Ermittlung und Erfassung der mechanischen Verluste in Verbrennungskraftmotoren**
FVV-Forschungsberichte, Heft 258, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1979
- Hausen, H. **Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom**
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 1976
- Heywood, J. B. **Fluid motion within the cylinder of internal combustion engines**
J. Fluids Eng., Band 109, 1987
- Hohlbaum, B. **Beitrag zur rechnerischen Untersuchung der Stickstoffoxid-Bildung schnelllaufender Hochleistungsdieselmotoren**
Dissertation, Universität Karlsruhe, 1992

-
- Hopkins, B. **The charging of two cycle internal combustion engines**
Trans. NE Coast Inst. Engrs. Shipbuilders, Band 30, 1914
- Huber, K. **Der Wärmeübergang direkteinspritzender, schnellaufender Dieselmotoren**
Dissertation, TU München, 1990
- Justi, E. **Spezifische Wärme, Enthalpie, Entropie und Dissociation technischer Gase**
Springer Verlag, Berlin, 1938
- Kafar, I. **Mathematisches Modell und Simulationsuntersuchungen der Umsteuervorgänge einer Schiffsantriebsanlage mit Verstellpropeller**
Schiffbauforschung, Sonderheft Nr. 26, Heft 4, 1987
- Kessel, J. A.
Isermann, R. **Ein modellgestütztes Konzept für Motorsteuerungen und -regelungen**
VDI/VW Gemeinschaftstagung Wolfsburg, 1994
- Kessel, J. A.
Sinsel, S.
Isermann, R. **Methoden zur modellgestützten Regelung von Dieselmotoren mit Turbolader**
16. Internationales Wiener Motorensymposium, 1995
- Larmi, M. **Transient Response Model of Low-Speed Diesel Engine in Ice-Breaking Cargo Vessels**
Acta Polytechnica Scandinavia, Mechanical Engineering Series No. 111, Helsinki, 1993
- Lutz, H.
Wendt, W. **Taschenbuch der Regelungstechnik**
Verlag Harri Deutsch, Frankfurt am Main, 1995
- Maas, H.
Klier, H. **Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine**
Die Verbrennungskraftmaschine, Band 2, Springer Verlag, Wien, New York, 1981
- Marzouk, M. **Simulation of turbocharged diesel engines under transient conditions**
Ph. D. Thesis, London University, 1976
- Merker, G. P.
Hohlbaum, B.
Rauscher, M. **Two-Zone Model for Calculation of Nitrogen-Oxide Formation in Direct-Injection Diesel Engines**
SAE Paper 932454, International Congress & Exposition, 1993
- Oberg, H. J. **Die Darstellung des Brennverlaufes eines schnellaufenden Dieselmotors im instationären Betrieb**
Dissertation, TU Braunschweig, 1976

-
- Östreicher, W. F. **Neue Regelungsstrategien für Antriebsanlagen mit hochaufgeladenen, schnelllaufenden Viertakt-Dieselmotoren**
VDI-Fortschrittsberichte, Reihe 12, Nr. 252, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1995
- Pflaum, W.
Mollenhauer, K. **Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine**
Springer Verlag, Berlin Heidelberg, New York, 1977
- Pucher, H. **Vergleich der programmierten Ladungswechselrechnung für Viertakt-Dieselmotoren nach der Charakteristikentheorie und der Füll- und Entleermethode**
Dissertation, Technische Universität Braunschweig, 1975
- Quarg, J. **Zur Berechnung des Wandwärmübergangs in Abgaskrümmern**
MTZ 48, Heft 7/8, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1987
- Quarg, J. **Untersuchungen zum dynamischen Betriebsverhalten aufgeladener schnelllaufender Dieselmotoren**
Dissertation, Hochschule der Bundeswehr Hamburg, 1984
- Rosenkranz, H. G. **Zum Beschleunigungsverhalten von Nutzfahrzeug-Dieselmotoren mit Abgasturboaufladung**
Dissertation, Universität Stuttgart, 1982
- Ryti, M. **Über die Darstellung der Spülung bei schrittweisen Rechnungen des Ladungswechsels von Zweitakt-Dieselmotoren**
Acta Polytechnica Scandinavica, Heft Me 41, Helsinki, 1969
- Safarovic, H. **Beitrag zum Instationärverhalten von abgasturboaufgeladenen PkW-Dieselmotoren**
Dissertation, Universität Stuttgart, 1988
- Schley, W.
Röhl, L.
Gessner, U. **Gesamtprozeßanalyse-Rahmenprogramm**
FVV-Forschungsberichte, Heft 434-1, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1989
- Schmidt, Chr.
Isermann, R. **Dieselmotorregelung - Modellbildung, Simulation und Identifikation des dynamischen Verhaltens von Dieselmotoren**
FVV-Forschungsberichte, Heft 497, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1992
- Schreiner, K. **Untersuchung zum Ersatzbrennverlauf und Wärmeübergang bei schnelllaufenden Hochleistungsdieselmotoren**
Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors, 3. Symposium der Technischen Universität Graz, 1993
- Schreiner, K. **Der Polygon-Hyperbel-Ersatzbrennverlauf: Untersuchungen zur Kennfeldabhängigkeit der Parameter**
Der Arbeitsprozeß des Verbrennungsmotors, 5. Symposium der Technischen Universität Graz, 1995

-
- Schwarz, C. **Simulation des transienten Betriebsverhaltens von aufgeladenen Dieselmotoren**
Dissertation, TU München, 1993
- Schwarz, C. **Anfahrverhalten**
FVV-Forschungsberichte, Heft 509, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1992
- Schwarzmeier, M. **Der Einfluß des Arbeitsprozeßverlaufes auf den Reibmitteldruck**
FVV-Forschungsberichte, Heft 503, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1992
- Sher, E.
Harari, R. A. **A Simple and Realistic Model for the Scavenging Process in a Crankcased-Scavenged Two-Stroke-Cycle Engine**
J. of Power and Energy, Teil A, Proc. I. Mech. E., Band 205, 1991
- Sher, E. **Scavenging the Two-Stroke-Engine**
Prog. Energy Combust. Sci. 1990, Band 16, Großbritannien, 1990
- Sinsel, S.
Schaffnit, J.
Isermann, R. **Echtzeit-Simulation von Dieselmotoren zur Entwicklung von Diagnose Methoden**
Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, 2. Stuttgarter Symposium, 18.-20.02.97, ISBN 3-8169-1522-1
- Sitkei, G. **Über den dieselmotorischen Zündverzug**
MTZ 26, Heft 6, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1963
- Stiesch, G.
Merker, G. P. **A phenomenological heat release model for direct injection diesel engines**
CIMAC Congress 1998, Vol. 2, S. 423-430, Copenhagen, 1998
- Streit, E. E.
Borman, G. L. **Mathematical simulation of large turbocharged two-stroke diesel engines**
SAE Paper 710176, International Congress & Exposition, 1971
- Ulken, U.-D. **Physikalische Analyse und mathematische Simulation einer Schiffsantriebsanlage mit inneren Störungen**
VDI-Fortschrittberichte, Reihe 12, Nr. 265, VDI-Verlag, Düsseldorf, 1996
- Vibe, I. I. **Brennverlauf und Kreisprozeß von Verbrennungsmotoren**
VEB Verlag Technik, Berlin, 1970
- Wolfer, H. H. **Der Zündverzug im Dieselmotor**
VDI Forschungsheft 392, VDI-Verlag, Berlin, 1938
- Woschni, G. **Elektronische Berechnung von Verbrennungsmotor-Kreisprozessen**
MTZ 26, Heft 11, Vieweg Verlag, Stuttgart, 1965

- Woschni, G.
Spindler, W.
Kolesa, K. **Wärmeübergang bei hoher Wandtemperatur**
FVV-Forschungsberichte, Heft 399, Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen, Frankfurt, 1987
- Woschni, G. **Beitrag zum Problem des Wärmeübergangs im Verbrennungsmotor**
MTZ 26, Heft 4, Vieweg Verlag, Stuttgart, 1965
- Woschni, G. **Die Berechnung der Wandverluste und der thermischen Belastung der Bauteile von Dieselmotoren**
MTZ 31, Heft 12, Vieweg Verlag, Stuttgart, 1970
- Woschni, G.
Anisits, F. **Eine Methode zur Vorausberechnung der Änderung des Brennverlaufes mittelschnellaufender Dieselmotoren bei geänderten Betriebsbedingungen**
MTZ 34, Heft 4, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1973
- Zacharias, F. **Mollier-I,S-Diagramme für Verbrennungsgase in der Datenverarbeitung**
MTZ 31, Heft 7, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1970
- Zacharias, F. **Analytische Darstellung der thermischen Eigenschaften von Verbrennungsgasen**
Dissertation, TU Berlin, 1966
- Zapf, H. **Beitrag zur Untersuchung des Wärmeübergangs während des Ladungswechsels im Viertakt-Dieselmotor**
MTZ 30, Heft 12, Vieweg Verlag, Wiesbaden, 1969
- Zellbeck, H. **Rechnerische Untersuchung des dynamischen Betriebsverhaltens aufgeladener Dieselmotoren**
Dissertation, TU München, 1981
- Zinner, K. A. **Aufladung von Verbrennungsmotoren**
Springer Verlag, 1985

Tabellarischer Lebenslauf

| | |
|----------------------------|--|
| Name | Michael Gerstle |
| Anschrift | Kirchröder Str. 4 30625 Hannover |
| Geburtsdatum | 29.11.1966 |
| Geburtsort | Cuxhaven |
| Staatsangehörigkeit | deutsch |
| Familienstand | verheiratet mit Katrin Gerstle, geb. Riedler 1 Tochter, Joana Gerstle |
| Schulbildung | 06/1973 – 07/1977 Grundschule Max-Eicholz-Ring-Schule, Hamburg 08/1977 – 06/1980 Gymnasium Schulstraße, Cuxhaven 07/1980 – 08/1982 Internatsgymnasium, Bederkesa 09/1982 – 06/1986 Gymnasium Schulstraße, Cuxhaven Abschluß der Schulausbildung mit der allg. Hochschulreife |
| Wehrdienst | 10/1986 – 09/1988 Reserveoffizierausbildung Bundesmarine |
| Studium | 10/1988 – 03/1991 Grundstudium Maschinenbau, Universität Hannover 04/1991 – 03/1996 Hauptstudium Maschinenbau, Vertiefung Energie- und Verfahrenstechnik, Universität Hannover Abschluß des Studiums am 31.03.1996 als Diplom-Ingenieur |
| Beruf | seit 01.04.1996 : Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Technische Verbrennung, Universität Hannover |