

Echtzeitfähige Verlustprozessmodellierung

**Ein Beitrag zur Simulation
von Ladungswechsel und mechanischen
Verlustkomponenten in Verbrennungsmotoren**

Dem Fachbereich Elektrotechnik der Universität Kassel
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
vorgelegte Dissertation

von
Dipl. - Ing.
Christian Wilhelm

Eingereicht am: 8. Dezember 2008

Tag der Disputation: 19. März 2009

1. Gutachter Prof. Dr.-Ing. Heinz J. Theuerkauf
2. Gutachter Prof. Dr.-Ing. Gunter D. Knoll

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Elektrische Energietechnik - Antriebstechnik der Universität Kassel.

Mein herzlicher Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. H. J. Theuerkauf für sein Vertrauen, seine wertvollen Anregungen und Förderung dieser Arbeit.

Herrn Prof. Dr.-Ing. G. Knoll danke ich für die Durchsicht der Arbeit und der Übernahme des Korreferats.

Bedanken möchte ich mich weiterhin bei Herrn Dipl.-Ing. R. H. Strozyk von der Audi AG und Herrn Dr.-Ing. U. Waschatz von der Volkswagen AG für ihre Anregungen, die in verschiedenen Bereichen dieser Arbeit Berücksichtigung fanden.

Für ihre freundliche und stetige Hilfsbereitschaft danke ich allen Mitarbeitern des Fachgebiets sehr herzlich, die wesentlich zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Ein besonderer Dank gebührt Jana Winter für ihre wertvolle Unterstützung bei den Korrekturarbeiten.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	III
Abbildungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	XI
Abkürzungsverzeichnis	XIII
Symbolverzeichnis	XV
1. Einleitung	1
1.1. Stand der Technik	2
1.2. Ziele der Arbeit	4
2. Simulationsmethoden	7
Physikalische Modelle	7
Datengetriebene Modelle	8
Kombinierte Modelle	8
2.1. Datengetriebene Modelle	9
2.1.1. Datenbasis	9
Motorenprüfstand	10
Fahrversuche	10
Expertensysteme	10
2.1.2. Polynommodelle	10
2.1.3. Neuronale Netze	13
Lernverfahren	16
Geschlossene Simulation des Schleppmomentes . . .	16
Beweis der Echtzeitfähigkeit	18
2.2. Kombinierte Modelle	19
3. Verlustbetrachtung des Ladungswechsels	21
3.1. Simulation des Ladungswechselverlustes	23

3.2. Echtzeitmodellierung des Niederdruckverlustes	25
3.2.1. Messdatenerfassung und Extraktion	27
3.2.2. Echtzeitfähige Modellstrukturen zur Nachbildung des Niederdruckverlustes	29
3.2.2.1. Modellstruktur zur Modellierung des Niederdruckverlustes am Beispiel eines Viertakt-Saugmotors	29
3.2.2.2. Modellstruktur zur Modellierung des Niederdruckverlustes am Beispiel eines Viertakt-Saugmotors mit VVT	31
4. Mechanische Verluste	35
4.1. Globale echtzeitfähige Modellierung der mechanischen Verluste	36
Indizierverfahren	36
Schleppversuch	36
Abschaltversuch	36
Auslaufversuch	37
Willians-Linien	37
Strip-Messung	37
Globale Modellierung des Reibungsmitteldrucks	37
4.2. Eine Methodik zur Erstellung skalierbarer Echtzeitreibungsmodelle	43
4.2.1. Systemanalyse tribologischer Zusammenhänge im Verbrennungsmotor	44
4.2.2. Echtzeitmodellierung der Grundlagerreibung	46
4.2.2.1. Systemanalyse zur Auswahl geeigneter Eingangsgrößen	46
Motordrehzahleinfluss	46
Einfluss der dynamischen Viskosität	47
Einfluss des relativen Lagerspiels	47
Einfluss der Lagerbreite	48
Anzahl der Lager	48
4.2.2.2. Ableitung einer skalierbaren Modellstruktur	48
4.2.2.3. Modellgestützte Ableitung des Systemverhaltens der Grundlagerreibung	51
Analyse des Motordrehzahleinflusses	52
Analyse des Temperatureinflusses	52
Analyse des Lagerspieleinflusses	54
Analyse des Einflusses der Lagerbreite	55
4.2.3. Echtzeitmodellierung der Kolbenringreibung	57

4.2.3.1. Systemanalyse zur Auswahl geeigneter Eingangsgrößen für die Simulation der Kolbenringreibung	58
Motordrehzahleinfluss	58
Einfluss der dynamischen Viskosität	58
Lasteinfluss	59
Einfluss der Tangentialkraft	59
4.2.3.2. Ableitung einer skalierbaren Modellstruktur . . .	61
4.2.3.3. Modellgestützte Ableitung des Systemverhaltens der Kolbenringreibung	66
Analyse des Motordrehzahleinflusses	66
Analyse des Einflusses der dynamischen Viskosität .	68
Analyse des Einflusses des Zylinderspitzenendrucks .	70
Analyse des Einflusses der Tangentialkraft des Ölabstreifrings	70
4.2.4. Bewertung der Simulationsqualität und -geschwindigkeit der erstellten Reibungsmodelle	73
5. Zusammenfassung und Ausblick	75
A. Rechnergestützte Simulation elastohydrodynamischer Tribosysteme	79
Glossar	81
Literaturverzeichnis	85
Sachwortverzeichnis	89
Selbstständigkeitserklärung	91

Abbildungsverzeichnis

2.1. Modelleigenschaften unterschiedlicher Simulationsmethoden . . .	7
2.2. Nachbildung des Reibungsmitteldrucks mittels einer Polynomapproximation	13
2.3. Multi Layer Perceptron	14
2.4. Schleppmomentmodell als geschlossene Struktur	16
2.5. Stationäres Kennfeld des Schleppmomentes	17
2.6. Simulationsergebnis des geschlossenen Schleppmomentmodells mit der Darstellung des Approximationsfehlerbereichs <i>ApproxErr</i> zur Beurteilung der Simulationsqualität	18
2.7. Kombinierte Modellstruktur zur komponentenspezifischen Verlustmodellierung am Beispiel des Ladungswechselverlustes und der Reibung	20
3.1. Exemplarische Darstellung einer kombinierten echtzeitfähigen Motormodellstruktur zur Nachbildung verbrennungsmotorischer Prozesse	25
3.2. Extraktion stationärer Betriebspunkte aus dynamischen Messverläufen zum Modellabgleich statischer Strukturen	28
3.3. Simulationsergebnis des inneren Mitteldrucks des Niederdruckteils $\tilde{p}_{mi,ND}$ mit den Messwertverläufen der verwendeten Prozesseingänge des mittelvolumigen 6-Zylinder Aggregats	30
3.4. Modellstruktur zur Nachbildung des inneren Mitteldrucks im Niederdruckteil $p_{mi,ND}$ unter Berücksichtigung einer kontinuierlichen Verstellung der Einlassnockenwelle und einer Hubumschaltung der Einlassventile	31
3.5. Simulationsergebnis des inneren Mitteldrucks des Niederdruckteils $\tilde{p}_{mi,ND}$ mit den Messwertverläufen der verwendeten Prozesseingänge des großvolumigen 6-Zylinder Aggregats	32
4.1. Simulationsergebnis des nominalen Reibungsmitteldrucks	38

4.2. Stribeck-Kurve	39
4.3. Simulationsergebnis des Temperaturkorrekturreibungsmitteldrucks	40
4.4. Kombinierte Modellstruktur zur globalen Nachbildung des Reibungs- mitteldrucks	41
4.5. Darstellung der Methodik zur komponentenselektiven und skalier- baren Echtzeitmodellierung der mechanischen Verluste	43
4.6. Kombinierte Modellstruktur zur echtzeitfähigen Simulation des Rei- bungsmitteldrucks der Grundlager	50
4.7. Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Motordrehzahl	52
4.8. Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Schmierfilmtemperatur bzw. der dynamischen Viskosität im Schmierfilm	53
4.9. Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit des relativen Lagerspiels	55
4.10. Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Grundlagerbreite	56
4.11. Einfluss der Last auf die hydrodynamischen und Festkörperkon- taktreibranteile im tribologischen System der Kolbenringe	60
4.12. Teilmodell zur echtzeitfähigen Simulation der dynamischen Schmier- filmviskosität in OT Lage	62
4.13. Simulationsergebnis der internen Teilmodellgröße Schmierfilmtem- peratur in OT Lage	63
4.14. Kernmodellstruktur zur echtzeitfähigen Simulation der Kolbenringrei- bung	64
4.15. Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der Motordreh- zahl	67
4.16. Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der dynami- schen Viskosität in OT Lage	69
4.17. Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit des Zylinder- spitzendrucks	71
4.18. Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der Tangenti- alkraft des Ölabstreifrings	72
5.1. Modellstruktur zur Simulation des Kurbeltriebes	78

Tabellenverzeichnis

2.1. Benötigte Rechenoperationen eines Simulationsschrittes für ein dreischichtiges MISO-MLP mit einer tanh-Aktivierungsfunktion in den versteckten Neuronen	19
3.1. Messbereiche der verwendeten Modelleingänge des Niederdruckverlust Modells	31
3.2. Messbereiche und Werte der externen/internen Modelleingänge des Niederdruckverlust Modells mit Berücksichtigung des Einflusses eines VVT	33
4.1. Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten Modelleingänge der globalen Reibungsmitteldruckmodellierung	42
4.2. Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten externen/internen Modelleingänge zur Nachbildung der Grundlagerreibung	51
4.3. Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Motordrehzahl	53
4.4. Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Schmierfilmtemperatur bzw. dynamischer Schmierfilmviskosität	54
4.5. Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variablen relativen Lagerspiel	54
4.6. Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Lagerbreite	56
4.7. Datenbasis zur Modellierung der betriebspunktabhängigen Schmierfilmtemperaturen in OT Lage	61
4.8. Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten Modelleingänge zur Nachbildung der Kolbenringreibung	66
4.9. Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler Motordrehzahl	67
4.10. Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler dynamischer Viskosität	69

4.11. Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variablem Zylinderspitzen- druck	70
4.12. Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler Tangen- tialkraft des Ölabstreifrings	72
4.13. Benötigte Rechenoperationen für einen Simulationsschritt des neu- ronalen Approximators in der Grundlagermodellstruktur	74
A.1. Auflistung der Teilprobleme mit den entsprechenden Theorien zur rechnergestützten Simulation von elastohydrodynamischer Tribo- systeme	79

Abkürzungsverzeichnis

0-D	nulldimensional
1-D	eindimensional
3-D	dreidimensional
AiF	Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen
AS	Arbeitsspiel
CFD	Computational Fluid Dynamics
CPU	Central Processing Unit
DIN	Deutsches Institut für Normung
DNN	Dynamisches Neuronales Netz
DNS	Direkte Numerische Simulation
DoE	Design of Experiments
FEM	Finite-Elemente-Methode
FVV	Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen
HiL	Hardware in the Loop
IEE-AT	Institut für elektrische Energietechnik-Antriebstechnik
IMK	Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik
LGS	Lineares Gleichungssystem
LS	Least Squares
LUT	Look-Up-Table
MiL	Model in the Loop
MISO	Multi-Input-Single-Output

ML	Mittellast
MLP	Multi Layer Perceptron
MPST	Motorenprüfstand
NL	Niedriglast
NN	Neuronales Netz
OT	oberer Totpunkt
SAE	Society of Automotive Engineers
SiL	Software in the Loop
SNN	Statisches Neuronales Netz
UT	unterer Totpunkt
VM	Verbrennungsmotor
VL	Volllast
VVT	Variabler Ventiltrieb

Symbolverzeichnis

Lateinische Buchstaben

a	Koeffizient	\mathbb{R}
$ApproxErr$	Approximationsfehlerbereich	\mathbb{R}
\underline{a}_{Vogel}	Vogelsche Koeffizienten	\mathbb{R}
a_V	Vogelscher Koeffizient	\mathbb{R}
B_1	Bias-Vektor Versteckte-Schicht	\mathbb{R}
B_2	Bias-Vektor Ausgangs-Schicht	\mathbb{R}
B_{GL}	Grundlagerbreite	mm
$B_{GL,nom}$	nominale Grundlagerbreite	mm
b_V	Vogelscher Koeffizient	\mathbb{R}
c_V	Vogelscher Koeffizient	\mathbb{R}
D_{KR}	Kolbenringdurchmesser	m
h_{KR}	Kolbenringhöhe	m
D_L	Lagerdurchmesser	mm
D_W	Wellendurchmesser	mm
e	Exponentialfunktion	
f	allgemeine Funktion	
f_{MLP}	Funktion eines MLPs	
F_t	Tangentialkraft	N
$F_{t,\text{Öl}}$	Tangentialkraft des Ölabstreifrings	N
$F_{t,\text{Öl},nom}$	nominale Tangentialkraft des Ölabstreifrings	N
h	Schmierfilmdicke	m
h_{0min}	minimale Schmierfilmdicke	m
Hub_0	Zustand für kleinen Einlassventilhub	\mathbb{N}_0
Hub_1	Zustand für großen Einlassventilhub	\mathbb{N}_0
i_{AS}	Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung	\mathbb{Q}

k_g	Faktor zur Variation der Schmierfilmtemperatur in OT Lage	\mathbb{R}
$\tilde{m}_{Luft,DK}$	Luftmassenfluss in den Zylinder Nachbildung	kg/h
\tilde{M}_i	inneres Moment Nachbildung	Nm
M_i	inneres Moment	Nm
\tilde{M}_{KW}	Kurbelwellenmoment Nachbildung	Nm
M_{KW}	Kurbelwellenmoment	Nm
$\tilde{m}_{K,Zyl}$	Kraftstoffmassenfluss in den Zylinder Nachbildung, zylinderselektiv	kg/h
M_{Last}	Lastmoment	Nm
$M_{LW,ND}$	Niederdruckverlustmoment	Nm
$\tilde{m}_{Luft,Zyl}$	Luftmassenfluss in den Zylinder Nachbildung	kg/h
M_{Reib}	Reibungsmoment	Nm
$\tilde{M}_{Schlepp}$	Schleppmoment Nachbildung	Nm
$M_{Schlepp}$	Schleppmoment	Nm
$\tilde{M}_{Verlust}$	Verlustmoment Nachbildung	Nm
N_{GL}	Anzahl der Grundlager	\mathbb{N}
$N_{GL,nom}$	nominale Anzahl der Grundlager	\mathbb{N}
\tilde{n}_{Mot}	Motordrehzahl Nachbildung	1/min
n_{Mot}	Motordrehzahl	1/min
N_N	Anzahl der Neuronen in der Versteckten-Schicht	\mathbb{N}
N_u	Anzahl der Prozess- oder Netzeingänge	\mathbb{N}
N_Z	Anzahl der Zylinder	\mathbb{N}
\hat{p}	Zylinderspitzenndruck	bar
\bar{p}	mittlere Flächenpressung	Pa
p	Zylinderdruck	bar
p_{Abgas}	Abgasgedrueck	bar
p_0	Umgebungsdruck	bar
P_e	effektive Motorleistung	W
p_{KR}	Anpressdruck des Kolbenrings	Pa
p_{me}	effektiver Mitteldruck	bar
p_{mi}	innerer Mitteldruck	bar
$\tilde{p}_{mi,ND}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckanteil Nachbildung	bar

$p_{mi,ND}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckan- teil	bar
$\tilde{p}_{mi,ND,0}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckan- teil Nachbildung für kleinen Ventilhub	bar
$p_{mi,ND,0}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckan- teil für kleinen Ventilhub	bar
$\tilde{p}_{mi,ND,1}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckan- teil Nachbildung für großen Ventilhub	bar
$p_{mi,ND,1}$	innerer Mitteldruck im Niederdruckan- teil für großen Ventilhub	bar
\tilde{p}_{mr}	Reibungsmitteldruck Nachbildung	bar
p_{mr}	Reibungsmitteldruck	bar
$\tilde{p}_{mr,GL}$	Reibungsmitteldruck der Grundlager Nachbildung	bar
$p_{mr,GL}$	Reibungsmitteldruck der Grundlager	bar
$\tilde{p}_{mr,GL,nom}$	nominaler Reibungsmitteldruck der Grundlager Nachbildung	bar
$p_{mr,GL,nom}$	nominaler Reibungsmitteldruck der Grundlager	bar
$\tilde{p}_{mr,GL,nom}^0$	nominaler Reibungsmitteldruck der Grundlager Nachbildung, Ausgang SNN	bar
$p_{mr,GL,nom}^0$	nominaler Reibungsmitteldruck der Grundlager, Ausgang SNN	bar
$\tilde{p}_{mr,global}$	Reibungsmitteldruck, global Nachbil- dung	bar
$\tilde{p}_{mr,HA}$	Reibungsmitteldruck der Hilfsaggregate Nachbildung	bar
$\tilde{p}_{mr,K}$	Reibungsmitteldruck des Kolbens Nach- bildung	bar
$\tilde{p}_{mr,KR}$	Reibungsmitteldruck der Kolbenringe Nachbildung	bar
$\tilde{p}_{mr,KR,hyd}$	hydrodynamischer Reibungsmittel- druck der Kolbenringe Nachbildung	bar
$p_{mr,KR,hyd}$	hydrodynamischer Reibungsmittel- druck der Kolbenringe	bar
$\tilde{p}_{mr,KR,hyd,nom}$	nominaler hydrodynamischer Reibungs- mitteldruck der Kolbenringe Nachbil- dung	bar

$p_{mr,KR,hyd,nom}$	nominaler hydrodynamischer Reibungs- mitteldruck der Kolbenringe	bar
$\tilde{p}_{mr,KR,kon}$	Festkörperkontaktreibungsmitteldruck der Kolbenringe Nachbildung	bar
$p_{mr,KR,kon}$	Festkörperkontaktreibungsmitteldruck der Kolbenringe	bar
$\tilde{p}_{mr,KR,kon,nom}$	nominaler Festkörperkontaktreibungs- mitteldruck der Kolbenringe Nachbil- dung	bar
$p_{mr,KR,kon,nom}$	nominaler Festkörperkontaktreibungs- mitteldruck der Kolbenringe	bar
$\tilde{p}_{mr,KT}$	Reibungsmitteldruck des Kurbeltriebes Nachbildung	bar
$\tilde{p}_{mr,nom}$	nominaler Reibungsmitteldruck Nach- bildung	bar
$p_{mr,nom}$	nominaler Reibungsmitteldruck	bar
$\tilde{p}_{mr,PL}$	Reibungsmitteldruck der Pleuellager	bar
$\tilde{p}_{mr,\vartheta}$	Temperaturkorrekturmitteldruck Nach- bildung	bar
$p_{mr,\vartheta}$	Temperaturkorrekturmitteldruck	bar
P_r	Reibungsleistung	W
\tilde{p}_{Saug}	Saugrohrdruck Nachbildung	bar
p_{Saug}	Saugrohrdruck	bar
\hat{p}	Zylinderspitzenruck	bar
p_0	Umgebungsdruck	bar
Q_B	zugeführte Brennstoffwärme	J
Q_{Bv}	zugeführte Brennstoffenergie	J
r_{LS}	Least Squares Fehler	\mathbb{R}
s	Kolbenhub	m
s_{EV}	Einlassventilhub	mm
t	Zeit	s
\tanh	hyperbolische Tangensfunktion	
\underline{t}_{ein}	Einspritzzeit, zylinderselektiv	s
u	allg. ein- oder mehrdim. Eingangsvaria- ble	\mathbb{R}
u_{GL}	Eingangsgrößen zur Reibungssimulati- on der Grundlagen	\mathbb{R}

u_K	Eingangsgrößen zur Reibungssimulation der Kolben	\mathbb{R}
u_{KR}	Eingangsgrößen zur Reibungssimulation der Kolbenringe	\mathbb{R}
u_{LW}	Eingangsgrößen zur Ladungswechselverlustsimulation	\mathbb{R}
u_m	Eingangsgrößen zur Reibungssimulation	\mathbb{R}
u_{PL}	Eingangsgrößen zur Reibungssimulation der Pleuellager	\mathbb{R}
V	Brennraumvolumen	m^3
v	Gleitgeschwindigkeit	m / s
V_H	Motorhubvolumen	m^3
V_h	Zylinderhubvolumen	m^3
<u>VVT</u>	Einstellgrößen eines variablen Ventiltriebs	
W_1	Eingangs-Wichtungsmatrix	\mathbb{R}
W_2	Ausgangs-Wichtungsmatrix	\mathbb{R}
W_e	effektive Arbeit	J
W_i	innere Arbeit	J
$W_{i,iLW}$	innere Arbeit mit idealem Ladungswechsel	J
$W_{i,ND}$	innere Arbeit im Niederdruckteil	J
W_r	Reibungsarbeit	J
W_v	Volumenänderungsarbeit des vollkommenen Motors	J
x	allgemeines Funktionsargument	\mathbb{R}
x_{LS}	Least Squares Lösung	\mathbb{R}
y	allg. Ausgangsvariable	\mathbb{R}

Griechische Buchstaben

α_{DK}	Drosselklappenwinkel	%
α_{NW}	Phasenwinkel der Einlassnockenwelle	°KW
$\underline{\alpha}_{Znd}$	Zündwinkel, zylinderselektiv	°KW
$\Delta\eta_m$	Reibverlust	
$\Delta\eta_\Sigma$	Verlustsumme	

$\Delta\eta_g$	Gütegradverlust	
$\Delta\eta_{Leck}$	Leckageverlust	
$\Delta\eta_{LW}$	Ladungswechselperlust	
$\Delta\eta_{rl}$	Verlust durch reale Ladung	
$\Delta\eta_{rV}$	Verbrennungsverlust	
$\Delta\eta_{\ddot{U}}$	Überströmverlust	
$\Delta\eta_{uV}$	Umsetzungsverlust	
$\Delta\eta_{Ww}$	Wandwärmeverlust	
Δp_{AE}	Druckdifferenz	bar
$\Delta\eta_m$	Reibungsverlust	
ΔW_{LW}	Ladungswechselperlustarbeit	J
$\Delta W_{LW,Ex}$	Expansionsverlust	J
$\Delta W_{LW,Kp}$	Kompressionsverlust	J
$\Delta W_{LW,ND}$	Niederdruckverlust	J
η_e	effektiver Wirkungsgrad	
$\eta_{\ddot{O}l}$	dynamische Viskosität im Schmierfilm	Ns / m ²
$\tilde{\eta}_{\ddot{O}l}$	dynamische Viskosität im Schmierfilm Nachbildung	Ns / m ²
$\eta_{\ddot{O}l,OT}$	dynamische Viskosität im Schmierfilm in OT Lage	Ns / m ²
$\tilde{\eta}_{\ddot{O}l,OT}$	dynamische Viskosität im Schmierfilm in OT Lage Nachbildung	Ns / m ²
η_g	Gütegrad	
η_i	innerer Wirkungsgrad	
$\eta_{i,LW}$	innere Wirkungsgrad mit idealem La- dungswechsel	
η_v	thermodynamischer Wirkungsgrad des vollkommenen Motors	
$\dot{\gamma}$	Schergefälle	1/s
$\tilde{\lambda}_{UEGO}$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis UEGO	
$\tilde{\lambda}_{Zyl}$	Luft-Kraftstoff-Verhältnis im Zylinder, zylinderelektiv	
μ	Reibungszahl	
Ψ	relatives Lagerspiel	‰
Ψ_{GL}	relatives Lagerspiel der Grundlager	‰
σ	Aktivierungsfunktion	
τ	Schubspannung	N/m ²

ϑ_{KM}	Kühlmitteltemperatur	°C
$\widetilde{\vartheta}_{KM}$	Kühlmitteltemperatur Nachbildung	°C
$\vartheta_{\text{Öl}}$	Schmierfilmtemperatur	°C
$\vartheta_{\text{Öl,OT}}$	Schmierfilmtemperatur in OT Lage	°C
$\widetilde{\vartheta}_{\text{Öl,OT}}$	Schmierfilmtemperatur in OT Lage Nachbildung	°C
$\widetilde{\vartheta}_{\text{Saug}}$	Saugrohrtemperatur Nachbildung	°C
ϑ_0	Umgebungstemperatur	°C
\bar{v}_φ	mittlere Kolbengeschwindigkeit	m/s

Indizes

AS	Arbeitsspiel
i	allg. Laufvariable (1,2, ...,n)
j	allg. Laufvariable (1,2, ...,r)
ML	Mittellast
NL	Niedriglast
VL	Volllast

1. Einleitung

Aufgrund der endlich vorhandenen Energiereserven ist die Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs im Verbrennungsmotor (VM) von zentraler Bedeutung. Eine der größten Herausforderungen der heutigen Ingenieurdisziplinen im Bereich der Verbrennungsmotoren besteht in der Verringerung der Verluste. Bereits in der Entwicklungsphase werden Simulationstools eingesetzt, die Abschätzungen über die auftretenden Verluste in den einzelnen Systemen des Verbrennungsmotors liefern. Der Gesamtverlust setzt sich aus unterschiedlichen verlustbehafteten Prozessen zusammen und ermöglicht somit eine selektive Einzelverlustprozessbetrachtung. Die Simulationstechnik hat einen Stand erreicht, der es ihr ermöglicht, detaillierte physikalische Vorgänge in Verbrennungsmotoren nachzubilden. Diese physikalischen Vorgänge werden in Modellen formuliert und können so gute Abschätzungen über das Prozessverhalten liefern.

In der heutigen Simulationstechnik werden effiziente Hardware in the Loop (HiL)-Testumgebungen verwendet, die die Einbindung von Hardware in den Simulationsprozess unter Echtzeitbedingungen ermöglichen. Prozessmodelle die in solchen HiL-Echtzeitumgebungen betreiben werden, müssen den Aspekt der Echtzeitfähigkeit gewährleisten. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit echtzeitfähigen Modellen, die Verlustkomponenten in Verbrennungsmotoren beschreiben und in HiL-Umgebungen zur Verlustreduzierung implementiert werden können. Der Fokus richtet sich dabei auf die detaillierte Betrachtung von Verlustkomponenten des Gaswechsels und der Reibung. Bei der Modellierung wurde der Einfluss eines variablen Ventiltriebs auf die innermotorischen Prozesse berücksichtigt. Die Modellierung der Reibung basiert auf einer modularen Aufteilung der Reibungsquellen im Verbrennungsmotor. Dieses ermöglicht eine komponentenspezifische Modellierung der Reibungsanteile, die z. B. von den Lagern, der Kolbengruppe oder den Hilfsaggregaten verursacht werden. Um die Echtzeitfähigkeit zu gewährleisten, muss auf hochgradig iterative Berechnungsmethoden in den Modellen verzichtet werden. Die verwendeten echtzeitfähigen Modelle be-

ruhen daher auf einer mittelwertbasierten Simulation. Hierbei werden die zum Teil hochaufgelösten prozessbeschreibenden Größen auf einen geeigneten bzw. repräsentativen Wert (Mittelwert) pro Verbrennungszyklus begrenzt bzw. ersetzt. Diese Modelle werden auch Mittelwertmodelle genannt, und können auf Basis rein algebraischer Berechnungsmethoden den nachzubildenden Prozess simulieren.

In dieser Arbeit werden geeignete Modellstrukturen hergeleitet, die die hohen Anforderungen der Echtzeitfähigkeit und der Systemnachbildung erfüllen. Hierbei werden die Wege aufgezeigt, die von der Messdatenerfassung über die Messdatenaufbereitung bis zur Modellerstellung führen. Des Weiteren werden Modellierungsverfahren abgeleitet, in denen rein physikalisch basierte Expertensysteme mit datengetriebenen Approximatoren im Modellverbund zu skalierbaren Echtzeitmodellen kombiniert werden.

Ein Einsatzschwerpunkt dieser echtzeitfähigen modular aufgebauten Verlustmodellstruktur ist z. B. in einer HiL-Umgebungen zu finden. In einer solchen Umgebung können die Verlustmodelle in eine Gesamtstruktur integriert werden, die die Simulation eines kompletten Verbrennungsmotors incl. der Berücksichtigung von Kaltstartphänomenen ermöglicht.

1.1. Stand der Technik

Physikalische Vorgänge in Verbrennungsmotoren können mit dem heutigen Stand der Simulationstechnik detailliert nachgebildet werden. Diese aufwändigen Berechnungen sind im Allgemeinen nicht echtzeitfähig und benötigen ein Vielfaches der Zeit, in der die realen Prozesse stattfinden. In Einsatzfeldern wie z. B. der modellbasierten Applikationshilfe in Verbindung mit HiL-Simulatoren werden allerdings echtzeitfähige Simulationsmodelle benötigt.

In den Veröffentlichungen [Hei95], [Lic01], [Ond93] und [Woe94] wurden bereits verschiedene Realisierungen echtzeitfähiger Simulationsmodelle zur Nachbildung verbrennungsmotorischer Vorgänge behandelt. Eine separierte und detaillierte Verlustbetrachtung wurde in diesen echtzeitfähigen Simulationsmodellen nicht berücksichtigt.

Verlustbetrachtungen in Motorsteuergeräten sind meist in Form des Schleppmomentes implementiert. Im Schleppmoment sind sowohl die Ladungswechsel- als

auch die Reibungsverluste enthalten. Das hinterlegte Modell besteht meist aus einem auf dem Motorenprüfstand eingefahrenen Schleppmomentkennfeld. Diese Modellierungsart beschreibt ausreichend die Verluste, die für die Motorsteuerung notwendig sind. Es ist allerdings weder eine getrennte Simulation der Ladungswechselverluste von den Reibungsverlusten möglich, noch besteht die Möglichkeit, die Reibungsanteile einzelnen Komponentengruppen zuzuordnen. Des Weiteren werden in der Modellierung keine konstruktionsgrößenbasierte Modelleingänge berücksichtigt, die eine Skalierung auf ähnliche Aggregate ermöglichen könnte.

Ein Ansatz für die Berechnung des Ladungswechselverlustes wird z. B. in [CB60] geliefert. Es handelt sich hierbei um einen halbempirischen Ansatz in Form einer Zahlenwertgleichung. Der Ansatz gilt allerdings nur für eine kleine Gruppe von Aggregaten, an dem er auch abgeleitet wurde. Die Einflüsse von Ventilvariabilitäten werden ebenfalls nicht berücksichtigt.

Ähnliche Ansätze existieren auch zur Beschreibung der Reibung und der einzelnen reibrelevanten Komponentengruppen [Bis65]. Die Gültigkeit der Ansätze ist einschränkt und bezieht sich ebenfalls auf eine kleine Gruppe von Aggregaten unter Betriebstemperaturbedingungen. Modellstrukturen zur Beschreibung der Gesamtreibung in Form von Polynomansätzen sind z. B. in [Hat00] zusammengetragen. Sie müssen durch Messungen parametrisiert werden und geben in Abhängigkeit der Haupteinflussgrößen das Reibungsverhalten wieder. Die beschriebenen Ansätze liefern keine Aussage über die hydrodynamischen und Festkörperkontaktreibungsanteile.

In [Wil03] und [Wil05] wird ein Ansatz zur Verlustmodellierung vorgestellt, in dem der Niederdruckverlust getrennt von der Reibung simuliert wird. Zur Simulation des Niederdruckverlustes kommt ein statisches neuronales Netz zum Einsatz, das mit entsprechenden Indizierdaten abgeglichen wurde. Die Gesamtreibung des Aggregates incl. einer Temperaturabhängigkeit wird mit Polynomansätzen nachgebildet, die mittels Messdaten abgeglichen wurden. Durch die Aufprägung der Temperaturabhängigkeit konnten somit auch Kaltstartphänomene berücksichtigt werden. Dieser Ansatz berücksichtigt keine Ventilvariabilitäten und weist durch die Nichtberücksichtigung von Konstruktionsdaten auch nur eine sehr eingeschränkte Übertragbarkeit auf ähnliche Aggregate auf.

Eine hohe Simulationsgüte wird von Expertensystemen geliefert. Sowohl Ladungswechselrechnungen als auch Reibleistungsbetrachtungen einzelner Komponenten lassen sich kurbelwinkelaufgelöst berechnen. Allerdings werden hier itera-

tive Rechenprozesse durchgeführt, die keine Echtzeitfähigkeit aufweisen. Diese stark an der Physik orientierten Modellstrukturen weisen eine hohe Allgemeingültigkeit auf und können daher über die Veränderung von Konstruktionsgrößen an andere Aggregate angepasst werden.

In den genannten Veröffentlichungen, außer denen über die kurbelwinkelaufgelösten Expertensysteme, wurde zur Nachbildung der Prozesse auf Mittelwertmodelle zurückgegriffen, die zum Teil aus datengetriebenen Modellstrukturen bestehen können. Eine Erweiterung datengetriebener Modellstrukturen stellt die Kombination mit physikalisch motivierten Grundstrukturen dar, die einen gewissen Grad an Allgemeingültigkeit aufweisen. Die Aufprägung und die Erhöhung des physikalischen Anteils in diesen Kombistrukturen unterliegt einer ständigen Weiterentwicklung. Die angestrebte Erhöhung des physikalischen Anteils und die damit verbundene Erhöhung der Übertragbarkeit auf ähnliche Aggregate muss dabei immer unter Einhaltung der Echtzeitfähigkeit erfolgen.

Ein weiterer Schritt stellt die Kombination der Expertensysteme mit echtzeitfähigen Modellen dar ([WWA⁺07],[WBL⁺08]). Die hieraus abgeleitete Methodik zur echtzeitfähigen Modellerstellung und letztendlich die daraus erstellten Modelle werden in dieser Arbeit vorgestellt und ausführlich beschrieben.

1.2. Ziele der Arbeit

Das primäre Ziel dieser Arbeit besteht in der Ableitung von Modellstrukturen, die eine mittelwertbasierte, echtzeitfähige Verlustbetrachtung ausgewählter Prozesse im Verbrennungsmotor ermöglichen. Der hier gewählte Fokus richtet sich auf eine detaillierte Betrachtung von Ladungswechsel und mechanischen Verlustkomponenten. Die Niederdruckkomponente des Ladungswechselverlustes soll im ersten Schritt ohne Berücksichtigung von Ventilvariabilitäten simuliert werden. Aus den dabei gewonnenen Erfahrungen bei der Systemanalyse und der modelltechnischen Umsetzung, soll eine Modellstruktur abgeleitet werden, die den Einfluss eines variablen Ventiltriebs berücksichtigen kann. Bei der Simulation der mechanischen Verluste soll ein komponentenspezifischer modularer Aufbau der Reibquellen entstehen, der eine detaillierte Verlustzuweisung zu den entsprechenden Komponentengruppen erlaubt. Aus den ermittelten Erkenntnissen soll im weiteren der Detaillierungsgrad der mechanischen Verluste deutlich erhöht werden, so dass eine simulationstechnische Betrachtung der tribologischen Systeme Grundlager und Kolbenringe ermöglicht wird. Bei der Umsetzung soll ei-

ne Methodik verwendet werden, die auf einer Schnittstelle zwischen Expertensystemen und echtzeitfähigen Modellen aufbaut und tiefe physikalische Betrachtungsweisen der einzelnen Prozesse erlaubt. Hierdurch soll die Möglichkeit entstehen, die erstellten Modelle über konstruktionsgrößenbasierte Modelleingänge auf ähnliche tribologische Systeme zu übertragen. Des Weiteren soll die Simulation der Reibung im mischreibungsgepprägtem Tribosystem der Kolbenringe so erfolgen, dass eine Unterteilung der Reibungsarten (Festkörperkontaktreibung, hydrodynamische Reibung) ermöglicht wird, um z. B. auch Aussagen über Bauteilverschleiß treffen zu können.

Die detaillierte Simulation der Reibungsverluste bezieht sich auf einzelne Komponenten (Lager und Kolbengruppe) der Gesamtreibung des Aggregats. Um den Einsatz der erstellten Teilmodelle in einer späteren HiL-Simulation zu gewährleisten, werden die Modellstrukturen einer Simulationsgeschwindigkeitsanalyse unterzogen, mit der die Echtzeitfähigkeit bewiesen werden kann. Die laufenden Arbeiten zur HiL-Simulation der Reibung des Gesamttaggregats werden in enger Zusammenarbeit mit einem Automobilhersteller an dem Institut für elektrische Energietechnik-Antriebstechnik (IEE-AT) und dem Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik (IMK) durchgeführt. Die aktuellen Ergebnisse der beiden an der Universität Kassel ansässigen Forschungsstellen sind in dem internen Bericht [WTB⁺08] aufgeführt.

2. Simulationsmethoden

Heutige Entwicklungsphasen sind eng mit Prozesssimulationen verbunden. Es gibt kaum noch Produktentstehungszyklen, in denen die Simulation keinen festen Bestandteil darstellt. Kürzere Produktzyklen verlangen nach schnellen und effektiven Simulationsmethoden, die den zu simulierenden Prozess in guter Qualität nachbilden können. Als entwicklungsunterstützende Plattformen werden unter anderem Model in the Loop (MiL), Software in the Loop (SiL) und HiL-Umgebungen eingesetzt. Die Modelle, die in diesen Umgebungen agieren, müssen umgebungsspezifische Anforderungen erfüllen. In HiL-Umgebungen muss z. B. der Aspekt der Echtzeitfähigkeit erfüllt sein. In Bild 2.1 sind drei wichtige Simulationsmethoden dargestellt, aus denen Modelle mit den jeweiligen aufgezeigten Eigenschaften hervorgehen.

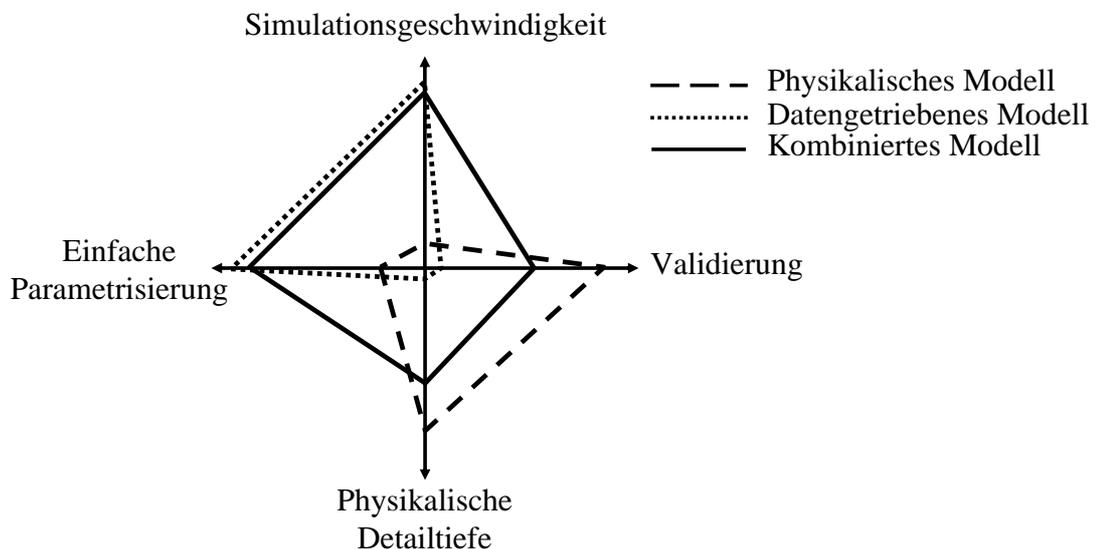


Abbildung 2.1.: Modelleigenschaften unterschiedlicher Simulationsmethoden

Physikalische Modelle Für viele Anwendungen gibt es stark an die Physik angelehnte Modelle, die den Prozess sehr detailliert nachbilden können. Diese Modelle werden auch Experten-, Komplex- oder physikalische Modelle genannt.

Sie weisen eine gute Allgemeingültigkeit auf, da sie über eine sehr tiefe physikalische Detailtiefe verfügen. Dadurch lassen sich diese Modelle auch sehr gut am Prozess validieren. Diese guten Simulationseigenschaften setzen allerdings eine aufwendige Parametrierung voraus. Des Weiteren müssen durch Lösung iterativer Rechenprozesse lange Simulationszeiten berücksichtigt werden. Typische Anwendungen in der Verbrennungsmotorsimulation ergeben sich in der Ladungswechselrechnung, wobei die Komplexität der Rechnungen mit zunehmender Anzahl der berücksichtigten Dimensionen enorm ansteigt. Weitere Anwendungsbereiche sind z. B. in der Reibleistungsberechnung einzelner Komponenten im Verbrennungsmotor zu finden. So ist es möglich, mit der Einbindung von der Finite-Elemente-Methode (FEM) und der Grenzschichttheorie detaillierte Reibprozesse unter realen Betriebsbedingungen (z. B. gegenseitige Beeinflussung von Komponenten durch betriebsbedingte Deformation) im Aggregat zu berechnen.

Datengetriebene Modelle Datengetriebene Modelle weisen gegenüber den physikalischen Modellen eine deutliche Zunahme der Simulationsgeschwindigkeit auf. Da sie auf rein algebraischen Formalismen beruhen, wird der Einsatz in echtzeitfähigen Simulationsumgebungen gewährleistet. Die Parametrierung dieser Modelle kann voll bzw. teilautomatisiert erfolgen. Dadurch ergibt sich eine erhebliche Arbeitersparnis gegenüber der aufwendigen Parametrierung von rein physikalischen Modellen. Datengetriebene Modelle benötigen zum Abgleich Messdaten des nachzubildenden Prozesses und basieren nicht auf einer physikalischen Struktur, die den Prozess beschreibt. Da die Struktur ausschließlich auf einer Messdatenbasis beruht, ist die Gültigkeit des Modells allein auf die Messbereichsabdeckung des nachzubildenden Prozesses beschränkt. Diese Eigenschaften führen zu einer erheblich schlechteren Validierung des Modells am Prozess gegenüber der eines physikalischen Modells.

Kombinierte Modelle Eine Kombination aus Experten- und datengetriebenen Modellen führt zu den so genannten kombinierten Modellen (Kombimodellen) oder auch Hybridmodellen. Diese Kombimodelle basieren auf einer physikalischen Grundstruktur und besitzen datengetriebene und automatisiert parametrierbare Teilmodelle. Durch den Verzicht auf iterative Rechenprozesse und unter Berücksichtigung von prozessgeeigneten Vereinfachungen und Randbedingungen kann die Echtzeitfähigkeit gewährleistet werden. Diese Modelle weisen

durch die physikalisch motivierte Grundstruktur einen gewissen Grad an Allgemeingültigkeit auf und lassen sich deutlich besser als rein datengetriebene Modelle am Prozess validieren.

2.1. Datengetriebene Modelle

Datengetriebene Modelle werden oft in HiL-Umgebungen eingesetzt. Sie sind leicht parametrierbar und je nach Strukturkomplexität echtzeitfähig. Die Extrapolationsfähigkeit ist eingeschränkt, da der zu simulierende Prozess nicht als physikalische Struktur im Modell hinterlegt ist. Das Modell selbst besteht aus einem Funktionsapproximator, der in der Regel durch ein Polynom oder ein Neuronales Netz (NN) realisiert ist. Der Funktionsapproximator wird mittels gemessener Prozessdaten abgeglichen und errechnet dann, basierend auf der zum Abgleich verwendeten Datenbasis, das Prozessverhalten. Der Gültigkeitsbereich ergibt sich durch die Prozessgrößenvariation der Abgleichdaten. D. h. das Prozessverhalten wird nur in den jeweiligen Variationsgrenzen der in den Abgleichdaten enthaltenen Prozessgrößen plausibel nachgebildet. Werden dem Modell Eingangsdaten außerhalb dieser Grenzen zugefügt, dann befindet sich dieses Modell im sogenannten Extrapolationsbereich und die Gültigkeit der Prozesssimulation geht verloren.

2.1.1. Datenbasis

Die Messdaten des Prozesses stellen die Ausgangsbasis der datengetriebenen Simulation dar. In dieser Datenbasis sind die Prozessein- und -ausgänge in ihren vorher festgelegten Variationsgrenzen in Form von dynamischen und/oder statischen Messdaten hinterlegt. Die Gewinnung der Datenbasis kann grundsätzlich wie folgt aufgeteilt werden:

- Motorenprüfstand (MPST)
- Fahrversuch
- Expertensysteme.

Jede der drei Datengewinnungsmethoden bringt Vor- und Nachteile mit sich. Meist wird die Methode durch die Aufgabenstellung und einzuhaltende Anforderungen sowie Randbedingungen vorgegeben. Im Folgenden soll ein Überblick über die Methoden gegeben werden.

Motorenprüfstand Die Messdatengewinnung am Motorprüfstand stellt eine zuverlässige und reproduzierbare Methode dar. Messwerte können automatisiert und konditioniert eingefahren werden. Je nach Anforderung kann die Aufnahme von statischen Lastschnitten bis zu hochdynamischen Verläufen erfolgen. Als Nachteile dieser Methode sind der Einsatz teurer Messtechnik und natürlich auch das Vorhandensein eines Motorprüfstandes aufzuzählen. Des Weiteren ermöglicht diese Methode nur eine sehr eingeschränkte Erfassung von internen Prozessgrößen (Reibungsarten, Wandfilme, etc.), da diese Größen gar nicht bzw. nur über erheblichen Aufwand erfassbar sind.

Fahrversuche Der Fahrversuch ermöglicht eine einfache Aufnahme vieler Messgrößen unter realen Betriebsbedingungen u. a. über die Schnittstelle der ECU. Durch entsprechende Fahrprofile können alle erforderlichen Betriebspunkte eingefahren werden. Methodenbedingt stehen dynamische Messverläufe zur Verfügung, aus denen nachträglich auch quasistationäre Betriebspunkte extrahiert werden können. Als wesentlicher Nachteil dieser Methode zur Datengewinnung ist die späte Verfügbarkeit des Fahrzeuges im Entwicklungsprozess zu nennen.

Expertensysteme Der Einsatz von Expertensystemen ermöglicht die Gewinnung von Abgleichdaten, die messtechnisch gar nicht oder nur unter erheblichem Kosten- und Arbeitsaufwand zur Verfügung stehen würden. Die Methode ermöglicht die Vorgabe bzw. Variation von Konstruktions- und Betriebsgrößen. Als großer Nachteil ist die sehr aufwändige Parametrierung des Modells zu nennen, da sich die Modellstruktur ausschließlich an der reinen Physik des Prozesses orientiert. Des Weiteren ergeben sich durch den Einsatz iterativer Berechnungsmethoden sehr lange Rechenzeiten.

2.1.2. Polynommodelle

Der Einsatz von Polynomen stellt eine etablierte Methode im Bereich der datengetriebenen Simulation dar. Untersuchungen der Approximationseigenschaften sind u. a. in [Win02] dargestellt. Im Folgenden soll die Verwendung eines Polynomansatzes zur Nachbildung des Reibmitteldruckes demonstriert werden. Der Reibmitteldruck p_{mr} eines betriebswarmen Verbrennungsmotors stellt in Näh-

rung eine von der mittleren Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_φ abhängige Funktion dar

$$p_{mr} \approx f(\bar{v}_\varphi). \quad (2.1)$$

Untersuchungen haben ergeben [Hat00], dass die folgende Polynomstruktur eine gute Abbildungsqualität des Reibungsmitteldrucks liefert:

$$\tilde{p}_{mr} = a_2 \bar{v}_\varphi^2 + a_1 \bar{v}_\varphi + a_0 \approx p_{mr}. \quad (2.2)$$

Dieser Zusammenhang weist neben dem Absolutglied a_0 eine sowohl lineare als auch eine quadratische Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit auf. Die Bestimmung der Koeffizienten a_2 , a_1 und a_0 aus Gleichung 2.2 stellt ein lineares Ausgleichsproblem dar. Ausgangspunkt bei linearen Ausgleichsproblemen ist ein überbestimmtes lineares Gleichungssystem (LGS) der Form

$$Ax = b \quad (2.3)$$

mit gegebener Matrix $A \in \mathbb{R}^{m \times n}$, $b \in \mathbb{R}^m$, wobei $m \geq n$. Daraus folgt, dass die Anzahl m der Gleichungen (Zeilen der Matrix A) im allgemeinen größer als die Anzahl n der Variablen (Spalten der Matrix A) ist. Somit kann also nicht von der Existenz einer Lösung bei dem linearen Gleichungssystem $Ax = b$ ausgegangen werden. Die Aufgabe besteht nun darin, eine Lösung zu finden, die diesem LGS ausreichend genügt. Wenn das Residuum $Ax - b$ durch die Euklidische Norm gemessen wird, spricht man von einem linearen Ausgleich nach der Methode der kleinsten Quadrate oder auch Least Squares (LS) genannt. Ausgangspunkt ist die Minimierung des Residuums

$$\|Ax - b\|_2 \quad (2.4)$$

mit $x \in \mathbb{R}^n$. Die Lösung ist dann gefunden, wenn x die Normalengleichung

$$A^T Ax = A^T b \quad (2.5)$$

erfüllt. Die aus Gleichung 2.5 eindeutig folgende Least Squares Lösung lautet hiermit

$$x_{LS} = (A^T A)^{-1} A^T b. \quad (2.6)$$

Der sich ergebende Least Squares Fehler r_{LS} errechnet sich wie folgt:

$$r_{LS} = b - Ax_{LS}. \quad (2.7)$$

Die Koeffizienten können jetzt mittels des LS-Verfahrens ermittelt werden. Die Matrix A wird wie folgt erstellt:

$$A = \begin{bmatrix} 1 & \bar{v}_{\varphi,1} & \bar{v}_{\varphi,1}^2 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ 1 & \bar{v}_{\varphi,m} & \bar{v}_{\varphi,m}^2 \end{bmatrix}. \quad (2.8)$$

In ihr sind spaltenweise die drehzahlabhängige mittlere Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_{φ} sowie die quadrierte mittlere Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_{φ}^2 abgelegt. Der Spaltenvektor

$$b = \begin{bmatrix} p_{mr,1} \\ \vdots \\ p_{mr,m} \end{bmatrix} \quad (2.9)$$

enthält den gemessenen Reibungsmitteldruck. Die Koeffizienten können nun mittels der Gleichung 2.6 bestimmt werden. Als Least Squares Lösung ergibt sich

$$x_{LS} = \begin{bmatrix} a_0 \\ a_1 \\ a_2 \end{bmatrix}. \quad (2.10)$$

Die hiermit bestimmten Koeffizienten ermöglichen es, den Reibungsmitteldruck p_{mr} in Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_{φ} funktional zu beschreiben.

Das Simulationsergebnis ist in 2.2 dargestellt. Ausgehend von den dargestellten Messpunkten p_{mr} wurde mittels des LS-Verfahrens der abgebildete Funktionsverlauf von \tilde{p}_{mr} ermittelt. Der Verlauf zeigt eine quadratische Zunahme des Reibungsmitteldrucks mit steigender Kolbengeschwindigkeit. Dieses plausible Verhalten ist auch im Extrapolationsbereich bei hohen mittleren Kolbengeschwindigkeiten in der Simulation zu erkennen. Im Extrapolationsbereich bei niedrigen Kolbengeschwindigkeiten ist ein eher unplausibles Verhalten zu erkennen, da der Reibungsmitteldruck durch höhere Mischreibungsanteile eigentlich wieder ansteigen müsste. Dieses unplausible Verhalten ist durch den Mangel an Mess-

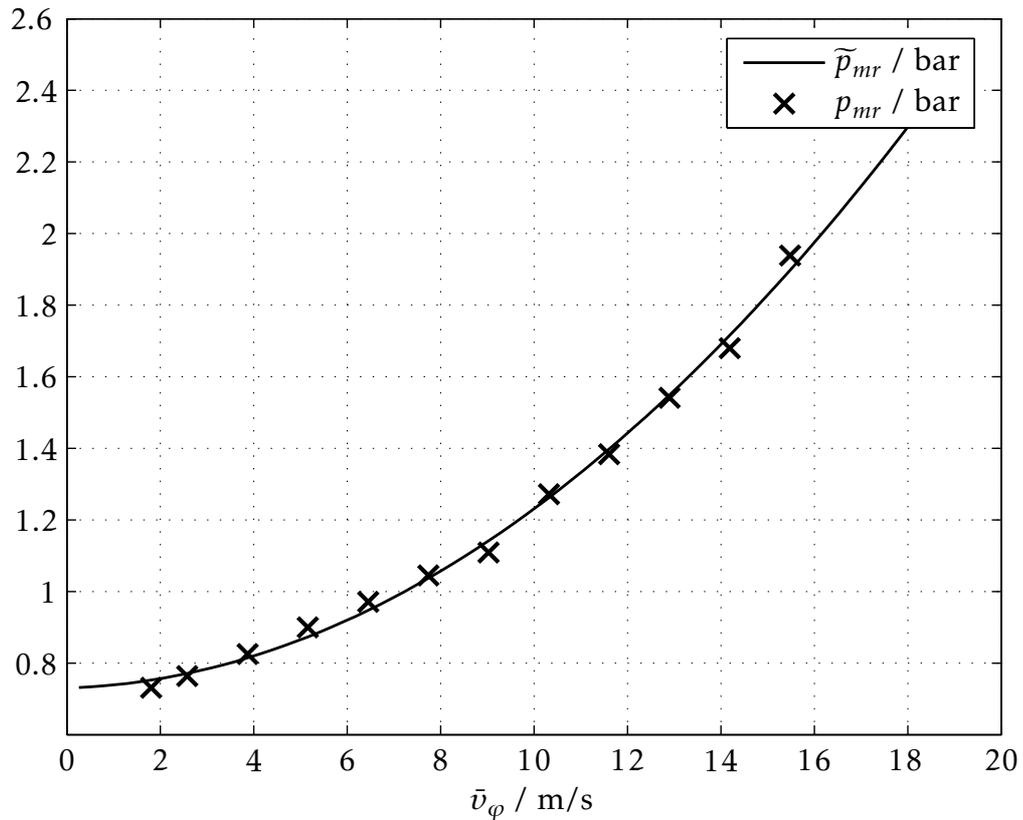


Abbildung 2.2.: Nachbildung des Reibungsmitteldrucks mittels einer Polynomapproximation

werten im Bereich von niedrigen mittleren Kolbengeschwindigkeiten zurückzuführen. An diesem Beispiel wird verdeutlicht, dass bei rein datengetriebenen Modellen der Gültigkeitsbereich durch die zur Verfügung gestellten Abgleichdaten beschränkt bzw. festgelegt wird.

2.1.3. Neuronale Netze

Neuronale Netze stellen neben den Polynommodellen die zweite große Gruppe der datengetriebenen Modelle dar und weisen strukturbedingt ebenfalls ein eingeschränktes Extrapolationsverhalten auf. Der Abgleich erfolgt messdatenbasiert. Je nach Struktur und dem damit verbundenen Approximationsverhalten werden Neuronale Netze in statische und dynamische Netze unterteilt. Zur Approximation eines statischen Prozessverhaltens wird ein so genanntes Statisches Neuronales Netz (SNN) verwendet, wobei die Nachbildung eines dynamischen Prozessverhaltens mit einem Dynamischen Neuronalem Netz (DNN) erfolgt. Die in dieser Arbeit verwendete statische Netzstruktur ist klassifiziert als Multi Layer

Perceptron (MLP) und ist in [Pat96], [Stö99] und [Aye98] ausführlich beschrieben. Die Struktur eines dreischichtigen MLPs ist in 2.3 dargestellt. Die als Kreise dar-

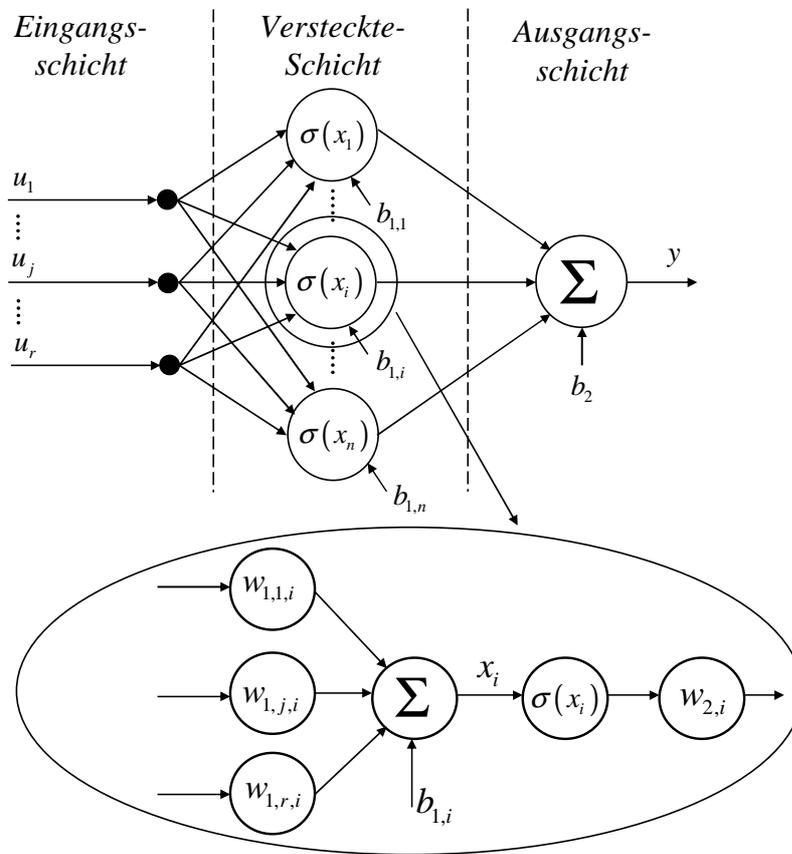


Abbildung 2.3.: Multi Layer Perceptron

gestellten Knoten in der Eingangss-, Versteckten- und in der Ausgangsschicht stellen jeweils ein vollständiges Neuron dar. Die Verknüpfungen des MLPs sind ausschliesslich vorwärts gerichtet. In dem dargestellten MLP mit n Neuronen in der versteckten Schicht werden die r Eingangsdaten unterschiedlich stark gewichtet und den Neuronen in der Versteckten-Schicht als Eingänge zur Verfügung gestellt. In den versteckten Neuronen befinden sich nichtlineare Aktivierungsfunktionen σ . Diese Aktivierungsfunktionen werden auf die Summen der unterschiedlich gewichteten r Eingangsdaten angewendet. Der Aufbau eines einzelnen verdeckten Neurons ist ebenfalls aus 2.3 ersichtlich. Für die Aktivierungsfunktion σ wird die hyperbolische Tangensfunktion \tanh

$$\sigma(x) = \frac{e^x - e^{-x}}{e^x + e^{-x}} = \frac{2}{e^{-2x} + 1} - 1 \quad (2.11)$$

verwendet. Handelt es sich bei dem Argument x der Funktion σ um eine vektorielle Größe, dann kann ein Vektor $\underline{\sigma}(x)$ mit den Elementen $\sigma(x_i)$ formuliert

werden. Die berechneten Ausgänge der Neuronen in der Versteckten-Schicht werden nach der Wichtung aufsummiert und stellen den Ausgangswert dar. Die verdeckten Neuronen verfügen jeweils über einen Bias $b_{1,i}$ mit dem eine Schwelle am Eingang jeden Neurons aufgeprägt wird. Die Bias werden als Wichtungen dargestellt, denen ein konstanter Eingang mit dem Wert 1 zugewiesen wird. Die Summenbildung in der Ausgangs-Schicht ist ebenfalls mit einem Bias b_2 behaftet. Der Ausgang y des MLPs in 2.3 ergibt sich als eine rein algebraische Funktion

$$y = B_2 + W_2 \underline{\sigma}(B_1 + W_1 u), \quad (2.12)$$

mit den Eingängen

$$u^T = [u_1 \quad \cdots \quad u_j \quad \cdots \quad u_r], \quad (2.13)$$

der Eingangs-Wichtungsmatrix

$$W_1 = \begin{bmatrix} w_{1,1,1} & \cdots & w_{1,j,1} & \cdots & w_{1,r,1} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ w_{1,1,i} & \cdots & w_{1,j,i} & \cdots & w_{1,r,i} \\ \vdots & \ddots & \vdots & \ddots & \vdots \\ w_{1,1,n} & \cdots & w_{1,j,n} & \cdots & w_{1,r,n} \end{bmatrix}, \quad (2.14)$$

dem Bias-Vektor der Versteckten-Schicht

$$B_1^T = [b_{1,1} \quad \cdots \quad b_{1,i} \quad \cdots \quad b_{1,n}], \quad (2.15)$$

der Aktivierungsfunktion

$$\underline{\sigma}(\underline{x})^T = [\sigma(x_1) \quad \cdots \quad \sigma(x_i) \quad \cdots \quad \sigma(x_n)], \quad (2.16)$$

der Ausgangs-Wichtungs-Matrix

$$W_2 = [w_{2,1} \quad \cdots \quad w_{2,i} \quad \cdots \quad w_{2,n}], \quad (2.17)$$

und dem Bias-Vektor der Ausgangsschicht

$$B_2 = b_2. \quad (2.18)$$

Lernverfahren Das Lernverfahren, oder auch Abgleichprozess genannt, gleicht das Neuronale Netz mit den gemessenen Prozessdaten ab. Hierbei werden die Wichtungen des Netzes mittels eines Beurteilungskriteriums angepasst, um eine möglichst gute Prozessnachbildung zu erreichen. Als Beurteilungskriterium fungiert eine sogenannte Fehlerfunktion, die die Ausgaben des Netzes bewertet. Die Aufgabe besteht nun darin, einen Wichtungssatz zu ermitteln, der die Ausgaben der Fehlerfunktion minimiert und damit das Approximationsverhalten des Netzes maximiert. Die Minimierung der Fehlerfunktion stellt ein nichtlineares Optimierungsproblem dar. Probleme dieser Art können durch Gradientenabstiegsverfahren gelöst werden, die in Form von leistungsfähigen Algorithmen wie z. B. dem Backpropagation- ([Pat96], [Bis96], [Hel97]) oder dem Levenberg-Marquart-Verfahren ([Mar63], [HM94], [NKK94]) zur Verfügung stehen.

Geschlossene Simulation des Schleppmomentes Im Folgenden soll die Nachbildung des Schleppmomentes $M_{Schlepp}$ erfolgen. Das Schleppmoment enthält die Verluste des Ladungswechsels, der Reibung und der Hilfs- und Nebenaggregate im unbefeuerten Zustand des Verbrennungsmotors. Im Gegensatz zu den einzelnen Schleppmomentkomponenten kann die Messung des gesamten Schleppmomentes mit deutlich weniger Aufwand am MPST ermittelt werden. Bei deaktivierter Zündung des Verbrennungsmotors auf dem MPST ergibt sich das Schleppmoment als Moment an der Kurbelwelle M_{KW} und wird standardmäßig als Messgröße erfasst. Bei dieser Art der Vermessung muss berücksichtigt werden, dass sich das Aggregat im unbefeuerten Zustand befindet. D. h., weder die Temperatu-

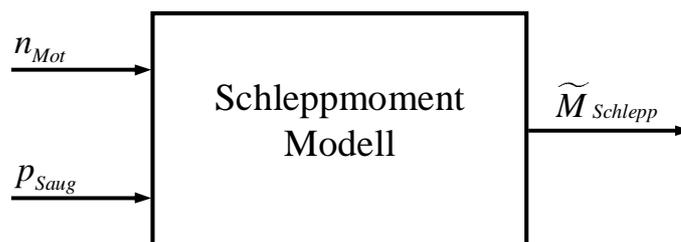


Abbildung 2.4.: Schleppmomentmodell als geschlossene Struktur

ren noch die Druckbedingungen im Brennraum entsprechen dem befeuerten Betriebsfall. Die Temperaturbedingungen können durch leistungsstarke Konditioniersysteme annähernd aufgeprägt werden, allerdings lassen sich die gefeuerten Druckverhältnisse nur über einen enormen Aufwand im Schleppbetrieb simulieren. Daher wird im Regelfall auf die Aufprägung des befeuerten Brennraumdrucks bei der Schleppvermessung verzichtet. Für den gewählten Simulationsan-

satz wird das Schleppmoment als geschlossene Struktur nachgebildet, d. h. ohne explizite Berücksichtigung der einzelnen Komponenten. Dadurch fallen physikalische Betrachtungen der einzelnen Verlustprozesse weg und das entstehende Modell in Abbildung 2.4 weist einen Black-Box-Charakter auf. Dieses Modell bildet das Schleppmoment in Abhängigkeit der Motordrehzahl n_{Mot} und des Saugrohrdrucks p_{Saug} nach. Eine Temperaturabhängigkeit wurde nicht berücksichtigt, da alle zum Abgleich erforderlichen Prozessdaten von einem auf konstante Betriebstemperatur konditionierten Prüfstandsmotor stammen. Die Motordrehzahl wurde dabei in dem Bereich von $n_{Mot} \in [1000; 5000] \text{ min}^{-1}$ im 250 min^{-1} Raster vermessen. In den jeweiligen Motordrehzahlstufen wurde der Saugrohrdruck durch Verstellung der Drosselklappenwinkels α_{DK} im Bereich von $p_{Saug} \in [250; 950] \text{ mbar}$ variiert. Das sich dadurch ergebene stationäre Kennfeld ist in Bild 2.5 dargestellt. Die Aufgabe des Modells besteht nun darin, das in Abbildung 2.5

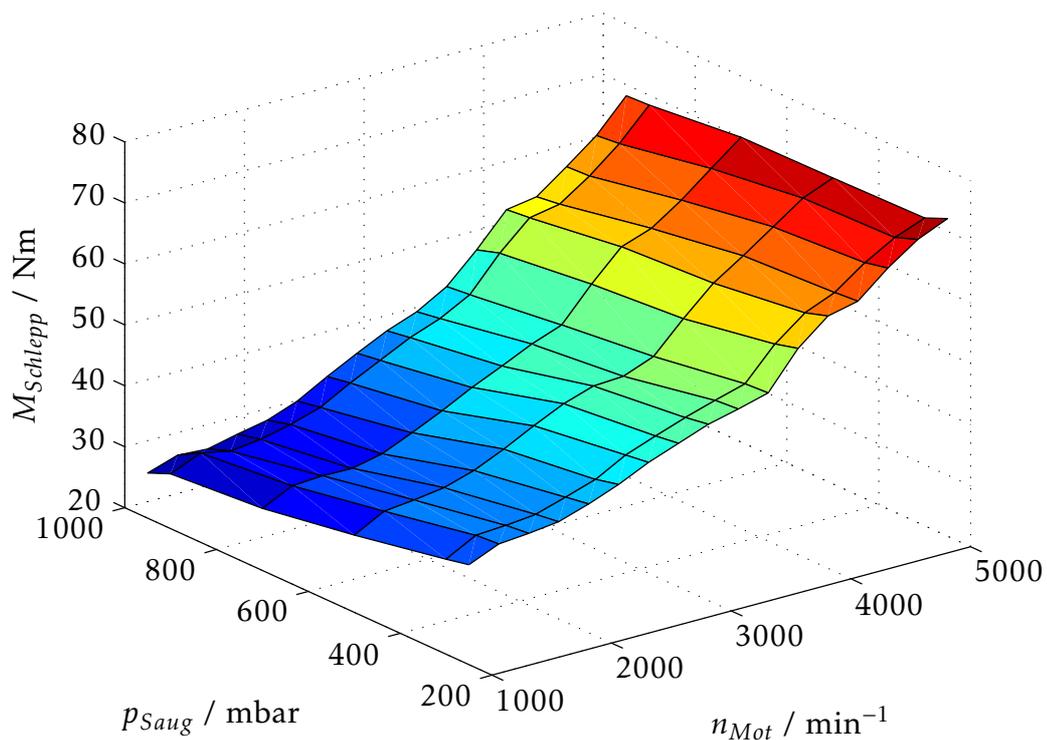


Abbildung 2.5.: Stationäres Kennfeld des Schleppmomentes

dargestellte stationäre Kennfeld möglichst genau zu approximieren. Die Modellgleichung zur Nachbildung des Schleppmomentes $\tilde{M}_{Schlepp}$ lässt sich wie folgt formulieren:

$$\tilde{M}_{Schlepp} = f_{MLP}(n_{Mot}, p_{Saug}) \approx M_{Schlepp}. \quad (2.19)$$

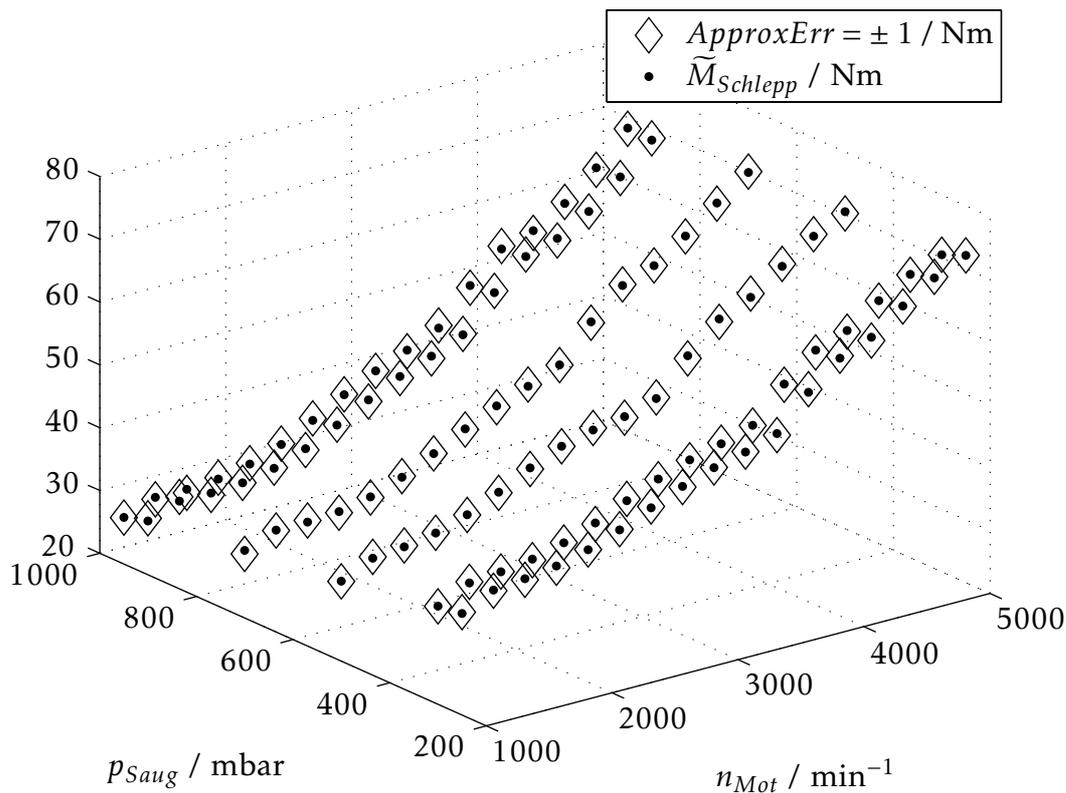


Abbildung 2.6.: Simulationsergebnis des geschlossenen Schleppmomentmodells mit der Darstellung des Approximationsfehlerbereichs $ApproxErr$ zur Beurteilung der Simulationsqualität

Als Netzstruktur wird ein dreischichtiges MLP verwendet, da es nachgewiesen ist ([Cyb89], [HSW89]), dass ein MLP mit nur einer Versteckten-Schicht theoretisch jede stetige Funktion beliebig genau approximieren kann. Der Abgleich des SNNs erfolgt mittels der stationären Kennfelddaten unter Verwendung des in Kapitel 2.1.3 vorgestellten Back-Propagation-Verfahrens. In Abbildung 2.6 ist das Simulationsergebnis $\tilde{M}_{Schlepp}$ incl. des Approximationsfehlerbereichs $ApproxErr$ dargestellt. Durch die Verwendung von drei Neuronen in der Versteckten-Schicht konnte erreicht werden, dass sich alle nachgebildeten Werte des Schleppmomentes $\tilde{M}_{Schlepp}$ in dem in Abbildung 2.6 dargestellten Approximationsfehlerbereich von ± 1 Nm befinden.

Beweis der Echtzeitfähigkeit Die Berechnung des nachgebildeten Schleppmomentes $\tilde{M}_{Schlepp}$ beruht auf der algebraischen Gleichung 2.12 und kann daher geschlossen gelöst werden. Gegenüber iterativen Rechenprozessen ergibt sich eine erheblich geringere Rechenzeit. Hierdurch kann das Modell des Schleppmomentes z. B. als virtueller Sensor in echtzeitfähigen Simulations-Umgebungen

oder in ECUs eingesetzt werden. Exemplarisch soll im Folgenden am geschlossenen Ansatz zur Nachbildung des Schleppmomentes die Rechenzeit ermittelt werden, um die Einsatzfähigkeit unter Echtzeitbedingungen nachzuweisen. Unter der Voraussetzung, dass es sich um ein dreischichtiges Multi-Input-Single-Output (MISO)-MLP mit hyperbolischen Tangensfunktionen, siehe Gleichung 2.11, in der Versteckten-Schicht handelt, können allgemein die benötigten Rechenoperationen für einen Simulationsschritt ermittelt werden. In Tabelle 2.1 ist die Anzahl der benötigten Rechenoperationen aufgelistet, wobei N_N die Neuronenanzahl in der Versteckten-Schicht und N_u die Anzahl der Eingänge darstellt. Für die geschlossene Struktur des Schleppmomentes (2 Eingänge, 3 Neuronen

Tabelle 2.1.: Benötigte Rechenoperationen eines Simulationsschrittes für ein dreischichtiges MISO-MLP mit einer tanh-Aktivierungsfunktion in den versteckten Neuronen

Rechenoperation	Anzahl der Rechenoperation
Addition	$N_N(N_u + 2)$
Subtraktion	N_N
Multiplikation	$N_N(N_u + 2)$
Division	N_N
Berechnung der Exponentialfunktion e	N_N

in der Versteckten-Schicht) ergeben sich damit 12 Additionen, 12 Multiplikationen, 3 Subtraktionen, 3 Divisionen und 3 Berechnungen der Exponentialfunktion. Für die Berechnung eines Simulationsschrittes mit Matlab® R2007b (Intel® Pentium® CPU T2600, 2,16 GHz) ergibt sich eine Rechenzeit von 11 μ s. Die Implementierung und der Betrieb des Modells auf einem CARTS®[car05] HiL-System mit 1 ms Abtastzeit kann somit problemlos erfolgen. Bei der Implementierung des Modells in eine ECU, wird für jedes Neuron in der Versteckten-Schicht eine Approximation der Exponentialfunktion in einem Look-Up-Table (LUT) hinterlegt.

2.2. Kombinierte Modelle

Wie bereits beschrieben setzt sich das in Kapitel 2.1.3 modellierte Schleppmoment aus verschiedenen Verlustprozessen zusammen. Diese Verlustsumme ist allerdings weder auf die einzelnen verlustbehafteten Komponenten zurückführbar noch liegen reale Brennraumdrücke und Temperaturen dem Prozess zugrunde.

Dadurch kann die geschlossene Nachbildung des Schleppmomentes zwar Abschätzungen über das Verlustverhalten eines Verbrennungsmotors liefern, allerdings steht keine detaillierte Betrachtung der einzelnen Verlustprozesse unter Berücksichtigung der jeweiligen Einflussgrößen zur Verfügung. Hierdurch motiviert kann eine komponentenspezifische Betrachtung der einzelnen Verlustprozesse unter realen Betriebsbedingungen abgeleitet werden. Dieser physikalisch motivierte, komponentenspezifische Ansatz ist exemplarisch in Abbildung 2.7 dargestellt. Die Aufteilung ermöglicht es z. B. den Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$

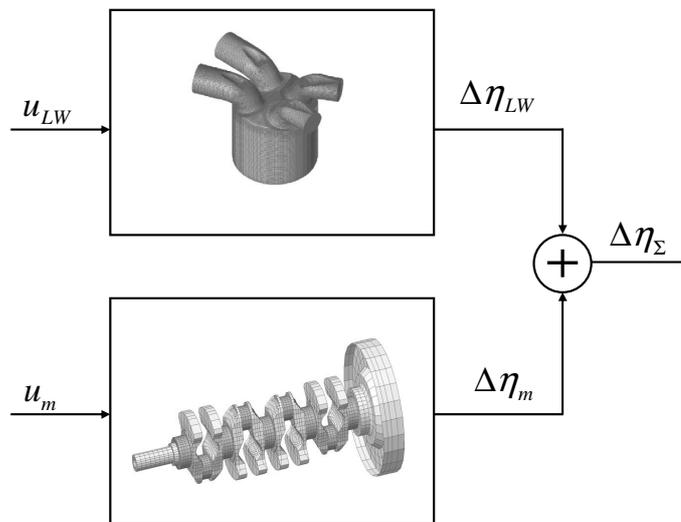


Abbildung 2.7.: Kombinierte Modellstruktur zur komponentenspezifischen Verlustmodellierung am Beispiel des Ladungswechselverlustes und der Reibung

und die Verluste der Reibung $\Delta\eta_m$ jeweils getrennt voneinander zu simulieren. So können in der Komponente Ladungswechselverlust explizit die Einflüsse von Ventilvariabilitäten und ein-/auslassseitige Druckgegebenheiten bei der Nachbildung berücksichtigt werden. Die Simulation der Reibung kann unter Einbindung reibrelevanter Einflussgrößen wie z. B. der Viskosität des Schmiermittels erfolgen. Die kombinierte Modellstruktur zur Simulation der Verlustsumme $\Delta\eta_{\Sigma}$ kann beliebig durch weitere Verlustkomponenten wie z. B. die der Nebenaggregate erweitert werden. Diese kombinierte Simulationsmethode liefert Modelle, die sich an der Physik orientieren und unter Einbindung von datengetriebenen Teilmodellen die Echtzeitanforderungen erfüllen können. Die nachfolgenden Kapitel widmen sich unter dieser Prämisse der detaillierten Nachbildung der Niederdruckkomponente des Ladungswechselverlustes und tribologischer Systeme im Verbrennungsmotor.

3. Verlustbetrachtung des Ladungswechsels

Bei der analytischen Betrachtung des Verbrennungsmotors ist es von Interesse, welche Verluste beim Motor auftreten und mit welchem Wirkungsgrad die durch die Verbrennung freigesetzte Brennstoffwärme im Idealfall in nutzbare Arbeit umgewandelt werden kann. Um die komplexen Verhältnisse des Verbrennungsmotors zu beschreiben, ist die Definition des vollkommenen Motors [PKS02] hilfreich. Der thermodynamische Wirkungsgrad des vollkommenen Motors

$$\eta_v = \frac{W_v}{Q_{Bv}} \quad (3.1)$$

ergibt sich als Quotient aus der abgegebenen Volumenänderungsarbeit des vollkommenen Motors W_v und der zugeführten Brennstoffenergie Q_{Bv} . Der Verbrennungsmotor weist gegenüber dem Idealprozess des vollkommenen Motors eine Reihe von Verlusten auf. Die Reduzierung dieser Verluste durch konstruktive und verfahrenstechnische Maßnahmen kann durch die Einbindung von Prozesssimulationen unterstützt und vereinfacht werden. Eine Darstellung zur Aufteilung und Beschreibung dieser Verluste erfolgt mittels des inneren Wirkungsgrades des Verbrennungsmotors

$$\eta_i = \frac{W_i}{Q_B}, \quad (3.2)$$

wobei W_i die abgegebene innere Arbeit

$$W_i = \oint_{AS} p dV \quad (3.3)$$

in einem Arbeitsspiel (AS) und Q_B die zugeführte Brennstoffwärme darstellt. Der Gütegrad

$$\eta_g = \frac{\eta_i}{\eta_v} \quad (3.4)$$

nach DIN 1940 stellt das Maß für die Annäherung an das Ideal dar und gibt das Verhältnis von innerem Wirkungsgrad zum Wirkungsgrad des vollkommen Motors dar. Damit fungiert er als das relevante Maß, um die Güte eines Motorprozesses relativ zum Idealprozess zu quantifizieren, und enthält alle Verluste, die der wirkliche Arbeitsprozess gegenüber dem vollkommenen Motor aufweist. Um eine Analyse der einzelnen Verluste durchzuführen, wird der Gütegrad in eine Reihe von Verlustkomponenten unterteilt, was eine selektive Beurteilung der jeweiligen Prozesse ermöglicht. Der innere Wirkungsgrad η_i kann somit als Differenz aus dem Wirkungsgrad des vollkommenen Motors η_v und $\Delta\eta_g$ formuliert werden

$$\eta_i = \eta_v - \Delta\eta_g, \quad (3.5)$$

wobei $\Delta\eta_g$ eine additive Kette von Einzelverlusten darstellt

$$\Delta\eta_g = \Delta\eta_{rL} + \Delta\eta_{uV} + \Delta\eta_{rV} + \Delta\eta_{Ww} + \Delta\eta_{Leck} + \Delta\eta_{\dot{U}} + \Delta\eta_{LW}, \quad (3.6)$$

die als Wirkungsgraddifferenzen, also Arbeitsdifferenzen bezogen auf die Brennstoffwärme, dargestellt sind [PKS02]. Die einzelnen Verlustsummanden sind wie folgt deklariert:

- $\Delta\eta_{rL}$, Verlust durch reale Ladung
- $\Delta\eta_{uV}$, Umsetzungsverlust
- $\Delta\eta_{rV}$, Verbrennungsverlust
- $\Delta\eta_{Ww}$, Wandwärmeverlust
- $\Delta\eta_{Leck}$, Leckageverlust
- $\Delta\eta_{\dot{U}}$, Überströmverlust
- $\Delta\eta_{LW}$, Ladungswechselverlust.

Die ersten sechs Summanden in Gleichung 3.6 entsprechen den Verlusten, die ausschließlich im Hochdruckanteil des Arbeitsspiels auftreten. Der letzte Sum-

mand $\Delta\eta_{LW}$ beschreibt die Verluste des realen Ladungswechsels. Bei Saugmotoren benötigt der reale Ladungswechsel gegenüber dem Ladungswechsel des vollkommenen Motors einen Arbeitsaufwand. Der Ladungswechselverlust $\Delta\eta_{LW}$ kann mittels der Differenz zweier Prozesse mit idealem und realem Ladungswechsel wie folgt berechnet werden:

$$\Delta\eta_{LW} = \eta_{i,iLW} - \eta_i = \frac{W_{i,iLW} - W_i}{Q_B}, \quad (3.7)$$

wobei $W_{i,iLW}$ die innere Arbeit bei idealem Ladungswechsel, $\eta_{i,iLW}$ der innere Wirkungsgrad bei idealem Ladungswechsel und W_i die tatsächlich geleistete Arbeit in einem Arbeitsspiel, siehe Gleichung 3.3, darstellt. Bei dem Viertakt-Saugmotor entstehen infolge von Drosselung Verluste beim Ausschieben und Ansaugen. Der sich daraus ergebene Niederdruckverlust $\Delta W_{LW,ND}$ ist bedingt über eine negative Arbeitsschleife vom unteren Totpunkt (UT) bis UT im pV -Diagramm und entspricht bei Viertakt-Saugmotoren dem Betrag der inneren Arbeit im Niederdruckteil $W_{i,ND}$ von UT bis UT. Zur Verbesserung der Füllung wird in der Regel das Auslassventil vor UT geöffnet und das Einlassventil nach UT geschlossen. Hieraus ergibt sich ein Expansionsverlust $W_{LW,Ex}$ am Ende des Hochdruckanteils und ein Kompressionsverlust $W_{LW,Kp}$ zu Beginn der Kompression. Demzufolge lässt sich die Verlustarbeit im Ladungswechsel ΔW_{LW} als additive Reihe von Ladungswechsellarbeitsverlustkomponenten aufteilen:

$$\Delta W_{LW} = W_{i,iLW} - W_i = \Delta W_{LW,Ex} + \Delta W_{LW,Kp} + \Delta W_{LW,ND}. \quad (3.8)$$

Eine Erhöhung der Verlustarbeit im Ladungswechsel ΔW_{LW} entsteht u. a. bei der Lastregelung durch Drosselung. Die Erhöhung ist vor allem auf den Niederdruckverlust $\Delta W_{LW,ND}$ zurückzuführen, der durch die Absenkung des Saugrohrdrucks p_{Saug} unter den Umgebungsdruck p_0 deutlich vergrößert wird.

3.1. Simulation des Ladungswechselverlustes

Es gibt verschiedene Simulationsmethoden, die eine Betrachtung innermotorischer Vorgänge ermöglichen [PKS02]. Die Methoden unterscheiden sich u. a. durch die physikalische Detailtiefe und die damit verbundene Rechenzeit. Weitere Eigenschaften der Simulationsmethoden sind Abbildung 2.1 zu entnehmen.

Zur detaillierten Simulation der Prozesse bieten sich dreidimensionale (3-D) Methoden an. Die mit Abstand detaillierteste und rechenintensivste Methode stellt die Direkte Numerische Simulation (DNS) dar, die eine vollständige Auflösung des Strömungsfeldes ermöglicht. Allerdings ergeben sich heutzutage noch durch den enormen Rechenaufwand Grenzen, die einen Einsatz der DNS zur Beschreibung von innermotorischen Vorgängen verbietet.

Durch Identifizierung der wesentlichen Bereiche des Strömungsfeldes und deren selektive Simulation kann eine numerische Simulation des Gesamtsystems vermieden werden. Zur Simulation des motorischen Arbeitsprozesses kann als selektive Methode die Grobstruktursimulation [Haw99] eingesetzt werden. Der Rechenaufwand gegenüber der DNS wird zwar drastisch reduziert, bleibt aber dennoch auf einem sehr hohen Niveau.

Wird eine statistische Betrachtungsweise durch die direkte Beschreibung der Strömung ersetzt können mit deutlich geringerem Rechenaufwand dreidimensionale Betrachtungen von innermotorischen Vorgängen, unter Einbindung von mathematischen Turbulenzmodellen erfolgen. Diese Berechnungsmethoden liefern örtlich aufgelöste zeitliche Verläufe und werden Computational Fluid Dynamics (CFD) genannt.

Neben den 3-D Methoden gibt es Ansätze, die die Abhängigkeit der Systemvariablen mit weniger als drei Ortskoordinaten explizit beschreiben. So kann z. B. die Rohrströmung im Ein- und Auslasskanal über eine eindimensionale (1-D) Ladungswechselberechnung bestimmt werden.

Kann auf eine örtliche Variabilität der Größen komplett verzichtet werden, können nulldimensionale (0-D) Methoden verwendet werden. Sie basieren auf dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik und können mit wenig Rechenaufwand Prozessrechnungen durchführen.

Eine weitere Vereinfachung der Prozessbeschreibung wird durch Mittelwertmodelle erreicht. Die einzelnen Prozessgrößen werden dabei als representative Werte pro Arbeitsspiel dargestellt. Da die Simulation ohne iterative Berechnungen erfolgen kann, wird in der Regel eine hohe Recheneffizienz gewährleistet. Durch die Kombination einer physikalisch basierten Grundstruktur mit datenbasierten Teilmodellen können Modellstrukturen abgeleitet werden, die neben der Echt-

zeitfähigkeit auch einen gewissen Grad von Allgemeingültigkeit aufweisen. Diese Strukturen können sowohl den Prozess mittels signifikanter Betriebsgrößen als Modelleingangsgrößen beschreiben als auch den Einfluss eines variablen Ventiltriebs auf den Ladungswechselprozess berücksichtigen.

3.2. Echtzeitmodellierung des Niederdruckverlustes

In der echtzeitfähigen Motorprozesssimulation haben sich kombinierte Modellstrukturen ([WTA⁺03], [WAWT04]) etabliert, die durch ihren modularen Aufbau eine detaillierte Betrachtung der Teilprozesse erlauben. Die in Abbildung 3.1 dargestellte kombinierte Modellstruktur basiert auf einer physikalischen Grundstruktur und berechnet in den Teilmodellen die entsprechenden Prozessgrößen, die wiederum anderen Teilmodellen als Eingangsgrößen zur Verfügung gestellt werden. Strukturbedingt wird das innere Moment \tilde{M}_i , incl. der Berücksichtigung

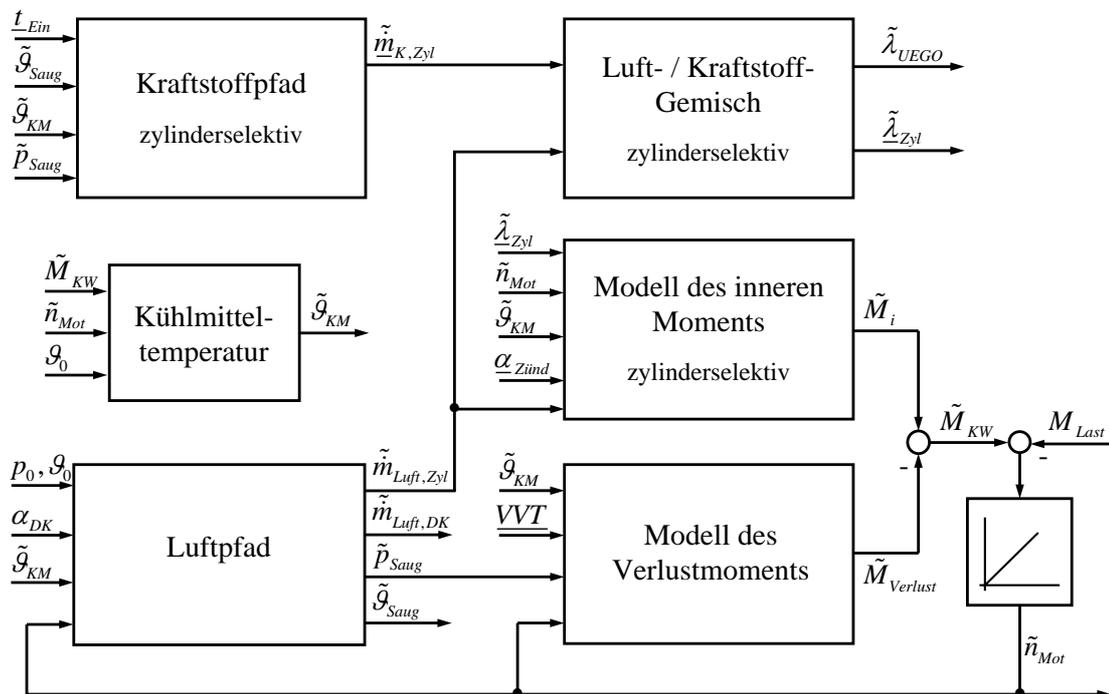


Abbildung 3.1.: Exemplarische Darstellung einer kombinierten echtzeitfähigen Motormodellstruktur zur Nachbildung verbrennungsmotorischer Prozesse

der Verluste im Hochdruckanteile sowie der Expansions- und Kompressionsverluste im Arbeitsspiel, getrennt von dem Verlustmoment $\tilde{M}_{Verlust}$ berechnet,

das neben dem Reibungsmoment M_{Reib} auch das durch den Niederdruckverlust $\Delta W_{LW,ND}$ des Ladungswechsels verursachte Moment $M_{LW,ND}$ enthält. Somit setzt sich das Verlustmoment $\tilde{M}_{Verlust}$ wie folgt zusammen:

$$\tilde{M}_{Verlust} \approx M_{Reib} + |M_{LW,ND}|. \quad (3.9)$$

Das nachgebildete effektiv zur Verfügung stehende Moment an der Kurbelwelle \tilde{M}_{KW} ergibt sich durch die Subtraktion des Verlustmoments $\tilde{M}_{Verlust}$ von dem inneren Moment M_i :

$$\tilde{M}_{KW} = \tilde{M}_i - \tilde{M}_{Verlust}. \quad (3.10)$$

Im Folgenden soll eine detaillierte Modellierung der Niederdruckverlustkomponente $\Delta W_{LW,ND}$ mittels kombinierter Modellstrukturen beschrieben werden. Die gewählte Mittelwertmodellierung bedingt eine Darstellung der Prozessgrößen auf geeignete bzw. repräsentative Werte pro Arbeitsspiel. Da die Modellstruktur datengetriebene Teilmodelle aufweist, müssen die nachzubildenden Verlustgrößen als Prozessmesswerte oder Berechnungswerte zum Abgleich der Modelle vorliegen. Die Extraktion des Niederdruckverlustes wird durch eine messtechnische Erfassung des kurbelwinkelaufgelösten Zylinderinnendruckes p mittels einer Indizierung ermöglicht. Mittels des erfassten Zylinderinnendrucksignals und unter Berücksichtigung des Zylinderhubvolumens V_h ist der innere Mitteldruck p_{mi} eines Arbeitsspieles wie folgt gegeben:

$$p_{mi} = \frac{1}{V_h} \oint_{AS} p dV. \quad (3.11)$$

Wie bereits beschrieben, entspricht bei Viertakt-Saugmotoren der Niederdruckverlust $\Delta W_{LW,ND}$ dem Betrag der inneren Arbeit im Niederdruckteil $W_{i,ND}$ von UT bis UT. Wird die innere Arbeit im Niederdruckteil $W_{i,ND}$ auf das Zylinderhubvolumen bezogen, erhält man den inneren Mitteldruck im Niederdruckanteil

$$p_{mi,ND} = \frac{W_{i,ND}}{V_h}. \quad (3.12)$$

Mittels der messtechnisch erfassten Zylinderdruckverläufe kann mit anschließender Mitteldruckberechnung, unter Berücksichtigung der entsprechenden Integrationsgrenzen für den Niederdruckanteil im Arbeitsspiel, $p_{mi,ND}$ berechnet werden. Als Modellausgangsgröße der Niederdruckverlustmodellierung bietet sich

der aus den Messverläufen berechnete innere Mitteldruck im Niederdruckanteil $p_{mi,ND}$ an und kann in das in Gleichung 3.9 verwendete Verlustmoment $M_{LW,ND}$ umgerechnet werden

$$M_{LW,ND} = \frac{i_{AS} p_{mi,ND} V_h N_Z 10^5}{2 \pi}, \quad (3.13)$$

wobei i_{AS} die Anzahl der Arbeitsspiele pro Umdrehung berücksichtigt, N_Z die Anzahl der Zylinder darstellt und der Faktor¹ 10^5 die Einheit bar vom Mitteldruck in Pa umrechnet. Unter der Voraussetzung, dass es sich um ein Viertakt-Aggregat handelt, und mit der Einbindung des Motorhubvolumens V_H ergibt sich basierend auf Gleichung 3.13 der folgende, vereinfachte Zusammenhang

$$M_{LW,ND} = \frac{p_{mi,ND} V_H 10^5}{4 \pi}, \quad (3.14)$$

der die Verlustgröße $p_{mi,ND}$ in das entsprechende Verlustmoment umrechnet, so dass der Niederdruckverlust in die momentenbasierte Kombistruktur in Abbildung 3.1 integriert werden kann.

3.2.1. Messdatenerfassung und Extraktion

Wie im vorherigen Abschnitt gezeigt, kann die nachzubildene Verlustgröße $p_{mi,ND}$ durch eine Indizierung mit einer anschließenden Mitteldruckberechnung dem Modellabgleichprozess zur Verfügung gestellt werden. Weitere zur Modellbildung notwendige Prozessgrößen für die Niederdruckverlustmodellierung werden durch eine ein- und auslassseitige Niederdruckindizierung zur Verfügung gestellt. Hierdurch stehen dem Modellierungsprozess neben dem Zylinderinnendruck p auch der Saugrohrdruck p_{Saug} am Einlass und der Abgasgedruck p_{Abgas} am Auslass zur Verfügung. Weitere Prozessgrößen können dem Versuchsträger entweder über externe Messeinrichtungen und/oder direkt aus dem Steuergerät entnommen werden.

Die kurbelwinkelaufgelösten messtechnisch erfassten Indizierdaten werden durch die anschließende Mitteldruckberechnung als repräsentative Werte pro AS dargestellt. Nicht selten werden andere zur Modellbildung notwendige Prozessgrößen parallel zur Indizierung zeitsynchron erfasst, so dass eine Synchronisation der gemessenen Prozessgrößen erforderlich wird. Dieser notwendige Synchronisations-

¹ 1 bar = 10^5 Pa

vorgang kann automatisiert bzw. teilautomatisiert erfolgen [Win08]. Findet die Vermessung an einem Motorenprüfstand statt, dann können durch eine geeignete Wahl von Lastschnitten und Fahrprofilen die modelltechnisch nachzubildenen Betriebsbereiche eingefahren werden. Somit entsteht eine statische und dynamische Prozessvermessung, die die Datenbasis zur Modellerstellung und Validierung liefert. Findet dagegen die Vermessung des Prozesses im Fahrversuch statt, dann muss zum Abgleich statischer Modellstrukturen eine Extraktion statischer Betriebspunkte aus den dynamischen Fahrverläufen erfolgen. Exemplarisch ist in Abbildung 3.2 die Extraktion statischer Betriebspunkte gezeigt. Die jeweiligen

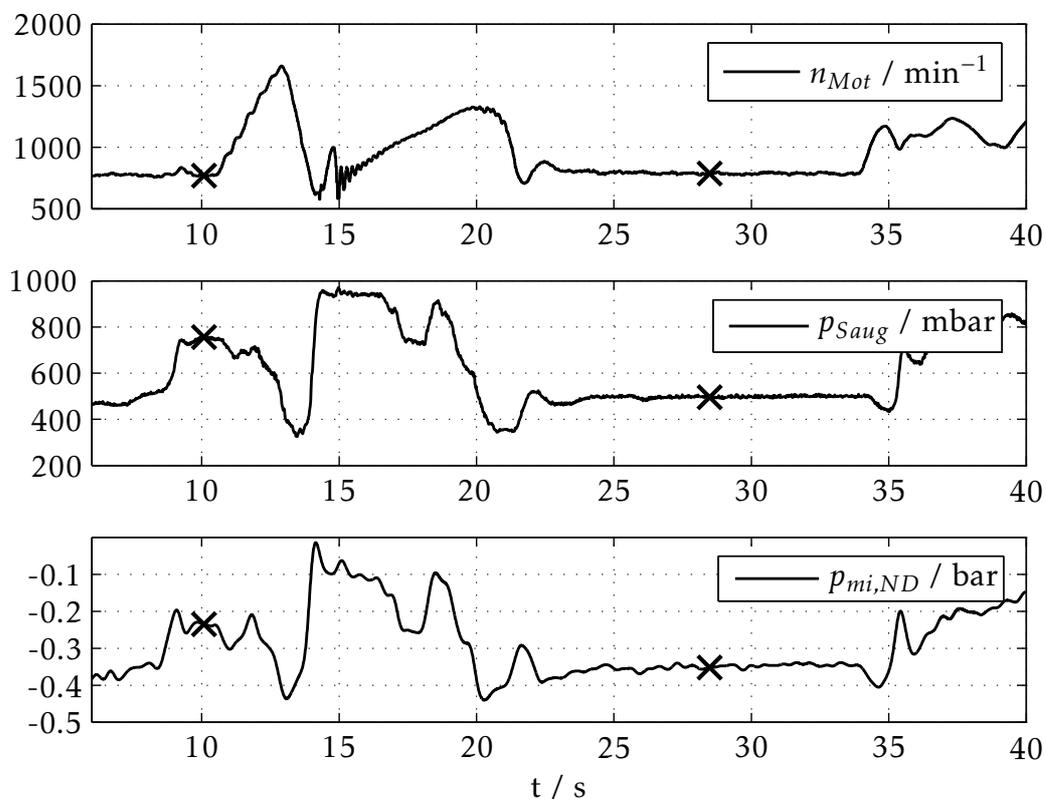


Abbildung 3.2.: Extraktion stationärer Betriebspunkte aus dynamischen Messverläufen zum Modellabgleich statischer Strukturen

untereinander liegenden Kreuze markieren in den dynamischen Messverläufen gemeinsame statische Betriebszustände der aufgeführten Prozessgrößen. Durch eine entsprechende Anzahl von Fahrverläufen und einer hinreichenden Variation der Prozessgrößen in den dynamischen Verläufen können durch die gezeigte Extraktion statische Kennfelder erzeugt werden, die die Datenbasis zum Abgleich statischer Modellstrukturen bilden.

3.2.2. Echtzeitfähige Modellstrukturen zur Nachbildung des Niederdruckverlustes

Die zur Modellierung verwendeten Modellstrukturen ermöglichen eine statische Nachbildung des Niederdruckverlustes. Der Abgleich der einzelnen Modelle erfolgt mit statischen Stützstellen, die aus dynamischen Fahrversuchen extrahiert wurden, siehe Abschnitt 3.2.1. Bei den beiden zur Modellierung herangezogenen Aggregate handelt es sich jeweils um Viertakt-Saugmotoren, wobei das eine Aggregat (6 Zylinder, großvolumig) über einen variablen Ventiltrieb (VVT) verfügt, d. h. mit kontinuierlicher Verstellung der Einlassnockenwelle und variablen Ventilhub der Einlassventile, und das andere Aggregat (6 Zylinder, mittelvolumig) keine Variabilitäten des Ventiltriebs aufweist. Der Einsatz des VVT ermöglicht u. a. die positive Beeinflussung des spezifischen Verbrauchs und des Abgasverhaltens. Des Weiteren werden hohe Drehmomentwerte und maximale Leistungen durch Umschaltung auf große Ventilhub erreicht. Die durch den VVT bedingten zusätzlichen Einstellgrößen erhöhen allerdings erheblich den Kalibrierungsaufwand der ECU.

Echtzeitfähige Modellstrukturen, die explizit den Einfluss des VVT auf die internen Motorprozesse berücksichtigen, können in HiL-Umgebungen die Kalibrierung der ECU unterstützen und somit den Kalibrierungsaufwand erheblich reduzieren ([WAWT04], [WWA⁺07]).

3.2.2.1. Modellstruktur zur Modellierung des Niederdruckverlustes am Beispiel eines Viertakt-Saugmotors

Im Folgenden wird eine statische Modellstruktur vorgestellt, die den Niederdruckverlust eines Viertakt-Saugmotors ohne VVT nachbildet. Die vor allem durch die Drosselung hervorgerufenen Niederdruckverluste können durch den Mitteldruck $p_{mi,ND}$ repräsentativ pro Arbeitsspiel beschrieben werden. Durch Indizierung und nachfolgende Mitteldruckberechnung, siehe Abschnitt 3.2, wird $p_{mi,ND}$ als Sollgröße zum Modellabgleich zur Verfügung gestellt. Als Einfluss- bzw. Modelleingangsgrößen wird die Motordrehzahl und der Saugrohrdruck gewählt, wobei p_{Saug} als direktes Maß für den Grad der Drosselung dient. Die sich ergebende Modellstruktur weist den gleichen Aufbau wie die in Bild 2.4 gezeigte Struktur des Schleppmomentes auf. Allerdings wird in diesem Fall nicht ein global betrachteter Summenverlust, bestehend aus Reibung und Ladungswechselperluste,

im unbefeuerten Zustand des Verbrennungsmotors nachgebildet. Die hier durchgeführte Nachbildung beschreibt gezielt eine Verlustkomponente unter Berücksichtigung der relevanten Einflussgrößen im befeuerten Zustand des Aggregates und ermöglicht damit eine simulationstechnische Betrachtung unter realen Betriebsbedingungen. Funktional lässt sich unter Verwendung eines MLPs die Berechnung des Ausgangs wie folgt formulieren:

$$\tilde{p}_{mi,ND} = f_{MLP}(n_{Mot}, p_{Saug}) \approx p_{mi,ND}. \quad (3.15)$$

Das verwendete dreischichtige MLP wurde mit insgesamt drei Neuronen in der Versteckten-Schicht abgeglichen. Der Gültigkeitsbereich der Simulation ist durch

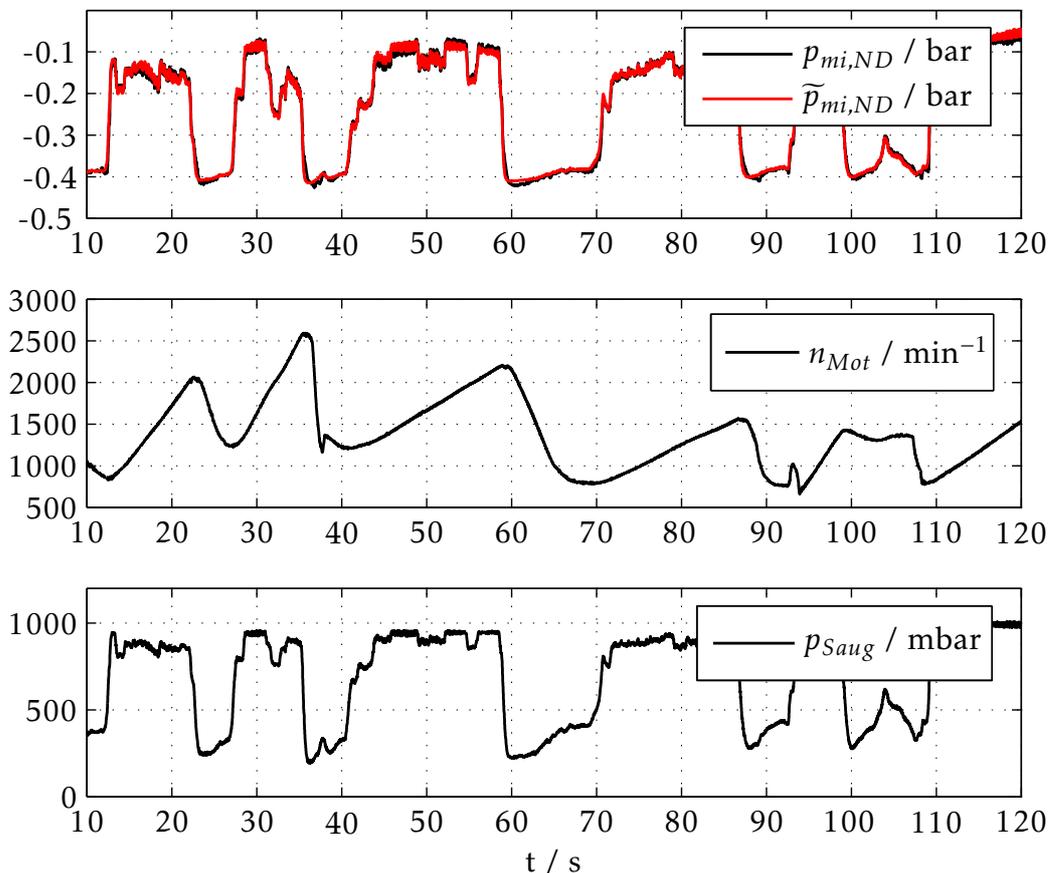


Abbildung 3.3.: Simulationsergebnis des inneren Mitteldrucks des Niederdruckteils $\tilde{p}_{mi,ND}$ mit den Messwertverläufen der verwendeten Prozesseingänge des mittelvolumigen 6-Zylinder Aggregats

den jeweiligen Messbereich der zum Abgleich verwendeten Modelleingänge gegeben und kann aus Tabelle 3.1 entnommen werden. Das Simulationsergebnis $\tilde{p}_{mi,ND}$ sowie die jeweiligen Messverläufe der verwendeten Prozesseingänge sind in Abbildung 3.3 gezeigt. Der ausschließlich mit selektierten statischen Mess-

Tabelle 3.1.: Messbereiche der verwendeten Modelleingänge des Niederdruckverlust Modells

Modelleingang	Messbereich	Einheit
n_{Mot}	$\in [1000; 3000]$	min^{-1}
p_{Saug}	$\in [200; 1000]$	mbar

punkten abgeglichenen neuronale Funktionsapproximator weist über den gesamten dynamischen Fahrverlauf eine hohe Simulationsgüte auf. Der Fahrverlauf beinhaltet sowohl Hoch-, Mittel- als auch Niedriglastbereiche und zeigt damit u. a. das lastabhängige Verhalten der nachzubildenden Sollgröße $p_{mi,ND}$. Die abgeleitete Modellstruktur kann zur echtzeitfähigen Simulation des inneren Mitteldrucks im Niederdruckanteil $p_{mi,ND}$ verwendet werden, z. B. als Teilmodell in einem echtzeitfähigen Modellverbund oder als virtueller Sensor in einer ECU.

3.2.2.2. Modellstruktur zur Modellierung des Niederdruckverlustes am Beispiel eines Viertakt-Saugmotors mit VVT

Nachdem im vorherigen Abschnitt die Modellierung des Niederdruckverlustes eines Viertakt-Saugmotors ohne VVT gezeigt wurde, wird im Folgenden die Modellierung unter Berücksichtigung eines variablen Ventiltriebs vorgestellt. Wie

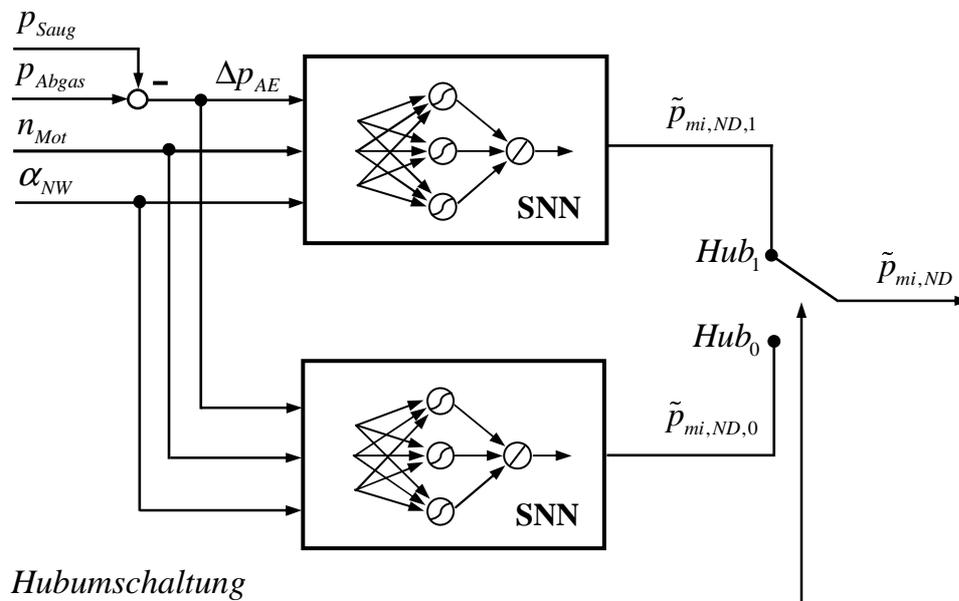


Abbildung 3.4.: Modellstruktur zur Nachbildung des inneren Mitteldrucks im Niederdruckteil $p_{mi,ND}$ unter Berücksichtigung einer kontinuierlichen Verstellung der Einlassnockenwelle und einer Hubumschaltung der Einlassventile

bereits in Abschnitt 3.2.2 beschrieben, handelt es sich um einen variablen Ventiltrieb, der die kontinuierliche Verstellung (0 bis 40 °KW) der Einlassnockenwelle sowie die Umschaltung des Hubes der Einlassventile s_{EV} auf großen oder kleinen Hub ermöglicht. Zur Nachbildung der Sollgröße $p_{mi,ND}$ werden neben den zusätzlichen Ventiltriebgrößen, Phasenwinkel der Einlassnockenwelle α_{NW} und der Hubumschaltung auf großen Hubzustand (Hub_1) oder kleinen Hubzustand (Hub_0) der Einlassventile, die Motordrehzahl n_{Mot} sowie die Druckdifferenz

$$\Delta p_{AE} = p_{Abgas} - p_{Saug} \quad (3.16)$$

zwischen Aus- und Einlass verwendet. Eine Erhöhung bzw. eine Verringerung der ein- und auslassseitigen Drücke hat einen direkten Einfluss auf die geleistete Ausschiebe- und Ansaugarbeit. Die Druckdifferenz Δp_{AE} dient dabei als Einfluss-

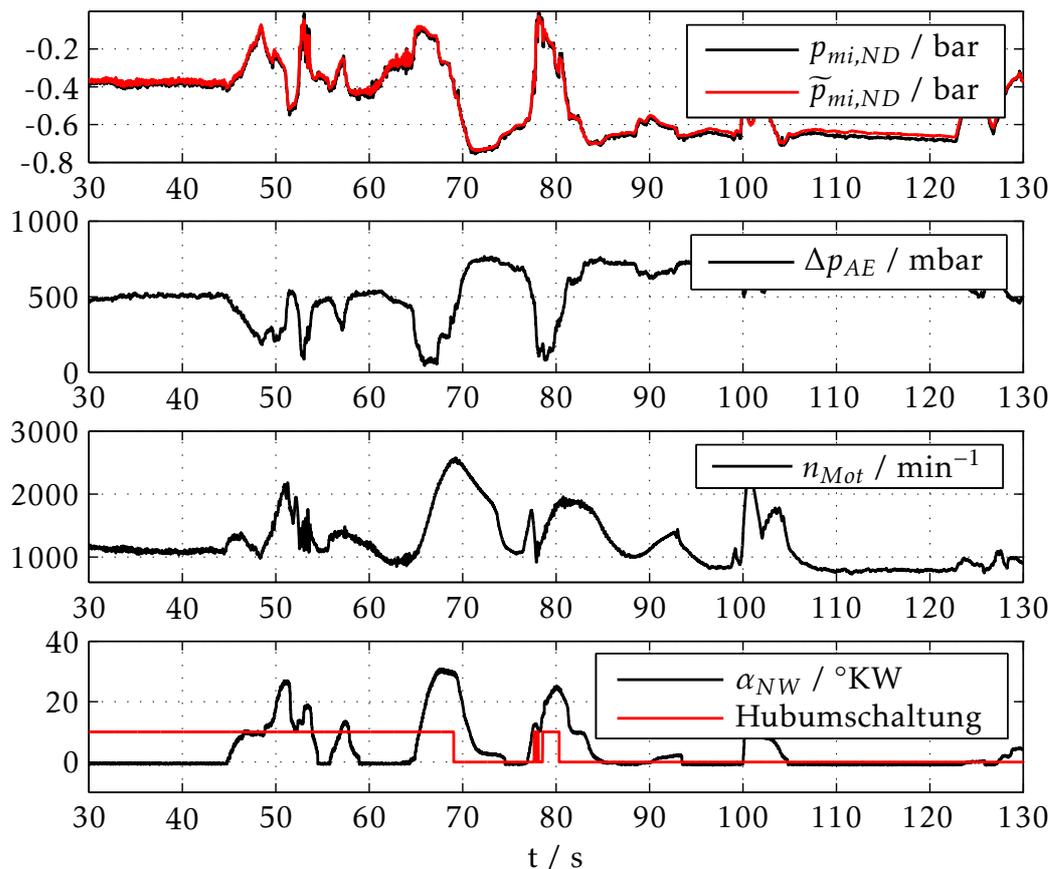


Abbildung 3.5.: Simulationsergebnis des inneren Mitteldrucks des Niederdruckteils $\tilde{p}_{mi,ND}$ mit den Messwertverläufen der verwendeten Prozesseingänge des großvolumigen 6-Zylinder Aggregats

größe zur anteiligen Beschreibung des Niederdruckverlustes [Hey88] und kann daher als Eingangsgröße zur Prozessbeschreibung verwendet werden. Die abgeleitete Modellstruktur ist in Abbildung 3.4 dargestellt. Sie besteht aus zwei neuronalen Teilmodellen, die den inneren Mitteldruck im Niederdruckteil bei großem Ventilhub

$$\tilde{p}_{mi,ND,1} = f_{MLP}(\Delta p_{AE}, n_{Mot}, \alpha_{NW}) \approx p_{mi,ND,1} \quad (3.17)$$

bzw. bei kleinem Ventilhub

$$\tilde{p}_{mi,ND,0} = f_{MLP}(\Delta p_{AE}, n_{Mot}, \alpha_{NW}) \approx p_{mi,ND,0} \quad (3.18)$$

nachbilden. Je nach Hubstellung wird der entsprechende Teilmodellausgang an den Gesamtmodellausgang $\tilde{p}_{mi,ND}$ durchgeschaltet. Bei den verwendeten dreischichtigen neuronalen Approximatoren wurden jeweils vier Neuronen in der Versteckten-Schicht verwendet und weisen somit keine hohe Strukturkomplexität auf.

Der Gültigkeitsbereich des Gesamtmodells kann aus dem jeweiligen Messbereich der zum Abgleich verwendeten Modell- bzw. Prozesseingängen aus Tabelle 3.2 entnommen werden. Das Simulationsergebnis ist in Abbildung 3.5 dargestellt.

Tabelle 3.2.: Messbereiche und Werte der externen/internen Modelleingänge des Niederdruckverlust Modells mit Berücksichtigung des Einflusses eines VVT

Modelleingang	Messbereich / Werte	Einheit
n_{Mot}	$\in [1000; 3000]$	min^{-1}
p_{Saug}	$\in [300; 1000]$	mbar
p_{Abgas}	$\in [980; 1100]$	mbar
Δp_{AE}	$\in [680; 1000]$	mbar
α_{NW}	$\in [0; 40]$	$^{\circ}\text{KW}$
Hubumschaltung	$\in [0, 10]$	\mathbb{N}_0

Neben der nachgebildeten Größe $\tilde{p}_{mi,ND}$ sind ebenfalls die zum Abgleich verwendeten Prozesseingänge gezeigt. Der verwendete Ventilhub ist durch das Signal Hubumschaltung gegeben, wobei der Signalwert Null den kleinen und der Signalwert 10 den großen Ventilhub der Einlassventile s_{EV} während des Fahrverlaufs repräsentiert. Dem Simulationsverlauf ist eine hohe Approximationsgüte bei hinreichender Variation der Prozesseingangsgrößen über den gesamten Fahrverlauf zu entnehmen. Die erstellte statische Modellstruktur kann daher u. a. in

einer HiL-Umgebung die Kalibrierung einer ECU unter Berücksichtigung der zusätzlichen Einstellgrößen eines variablen Ventiltriebs unterstützen bzw. zu einer deutlichen Reduzierung des Kalibrieraufwandes führen.

4. Mechanische Verluste

Nachdem im vorherigen Kapitel eine Verlustbetrachtung des Ladungswechselprozesses simulationstechnisch erfolgte, richtet sich der Fokus im jetzigen Kapitel auf eine detaillierte Betrachtung der durch Reibung verursachten mechanischen Verluste im Verbrennungsmotor. Die vom Arbeitsgas geleistete innere Arbeit W_i wird in mechanische Arbeit der Kurbelwelle umgewandelt. Die Reibungsarbeit W_r ergibt sich als Differenz

$$W_r = W_i - W_e \quad (4.1)$$

zwischen der am Kolben abgegebenen Arbeit W_i und der an der Kurbelwelle zur Verfügung stehenden effektiven Arbeit W_e . Sie ist notwendig zur Überwindung der mechanischen Reibung und aller zum Antrieb des Aggregates erforderlichen Hilfseinrichtungen bzw. Hilfsaggregate. Bezieht man die Reibungsarbeit auf das Zylinderhubvolumen, erhält man als Maß für die mechanischen Verluste den Reibungsmitteldruck

$$p_{mr} = \frac{W_r}{V_h}, \quad (4.2)$$

der sich wiederum als Differenz vom inneren Mitteldruck p_{mi} und effektivem Mitteldruck p_{me} wie folgt darstellen lässt:

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (4.3)$$

Der Reibungsverlust ergibt sich als Differenz von innerer und effektiver Arbeit bezogen auf die zugeführte Brennstoffwärme

$$\Delta\eta_m = \frac{W_i - W_e}{Q_B} = \eta_i - \eta_e, \quad (4.4)$$

was ein Äquivalent zu der Differenzbildung von innerem und effektivem Wirkungsgrad darstellt.

4.1. Globale echtzeitfähige Modellierung der mechanischen Verluste

Zur globalen simulationstechnischen Beschreibung der mechanischen Verluste bieten sich die in Abbildung 2.1 dargestellten Methoden an. Muss als Randbedingung die Echtzeitfähigkeit gewährleistet sein, dann sind datengetriebene bzw. kombinierte Simulationsmethoden zu wählen. Entsprechende Abgleichdaten für diese Methoden können messtechnisch am Aggregat erfasst werden. Zur Erfassung bestehen etablierte Methoden, die je nach Aufgabenstellung zu wählen sind.

Indizierverfahren Das Indizierverfahren kann bei gefeuerten Motoren an beliebigen Betriebspunkten angewendet werden. Über eine Zylinderdruckindizierung erfolgt die Bestimmung der inneren Arbeit W_i , aus der sich die Reibungsverluste mit Kenntnis der effektiven Arbeit gemäß Formel 4.1 ermitteln lassen. Neben dem erheblichen Messaufwand des Verfahrens sind auch die Unsicherheiten bei der Bestimmung der inneren Arbeit W_i zu nennen, die u. a. durch zyklische Druckschwankungen und eine Ungleichverteilung des Kraftstoffes bedingt sind. Diese Unsicherheiten können durch eine sorgfältig durchgeführte Vollindizierung und entsprechende Mittelung der gemessenen Druckverläufe über eine größere Anzahl von Arbeitsspielen sehr gering gehalten werden. Allerdings bewirken schon prozentuell kleine Fehler in der Bestimmung der inneren Arbeit größere Abweichungen in der Reibungsarbeit W_r , da die mechanischen Verluste nur einen Bruchteil der inneren Arbeit ausmachen.

Schleppversuch Bei dem Schleppversuch wird das Aggregat auf einem Motorenprüfstand entsprechend konditioniert. Mittels der Bremse des Prüfstands kann bei deaktivierter Kraftstoffzufuhr das Aggregat fremdangetrieben werden. Die aufzubringende Schleppleistung wird in Näherung als Reibungsleistung P_r angesehen.

Abschaltversuch Bei Mehrzylindermotoren kann mittels der Abschaltung der Kraftstoffzufuhr eines Zylinders auf die Reibungsleistung geschlossen werden. Der abgeschaltete Zylinder wird während des Versuchs von den arbeitenden Zylindern mitgeschleppt. Aus der effektiven Motorleistung P_e vor und nach der Abschaltung kann somit näherungsweise die Reibungsleistung ermittelt werden.

Auslaufversuch Bei dem Auslaufversuch wird der Motor im Beharrungszustand abgestellt und der Drehzahlgradient ermittelt, welcher unter Berücksichtigung des Massenträgheitsmomentes der bewegten Massen näherungsweise das Reibmoment M_{Reib} ergibt.

Willians-Linien Die Willians-Linien ergeben sich, wenn für verschiedene stationäre Drehzahlen über dem effektiven Mitteldruck auf der Ordinate der stündliche Kraftstoffverbrauch aufgetragen wird und die so gewonnenen Verläufe durch eine Linearextrapolation bis zum Kraftstoffverbrauch null verlängert werden. Auf der negativen Achse des effektiven Mitteldrucks ergeben sich Abschnitte, die näherungsweise als Reibungsmitteldrücke bei der jeweiligen Motordrehzahl angesehen werden können.

Strip-Messung Die Strip-Messung ermöglicht eine Zuordnung der Reibungsverluste zu einzelnen Komponenten bzw. Komponentengruppen des Aggregates. Ausgehend von der Vermessung des Gesamtmotors wird in jedem folgenden Schritt eine Komponente des Motors entfernt. Die sich ergebende Differenz zwischen vorheriger und einer erneuten Vermessung des verbleibenden Motors lässt auf den Reibungsverlust der entfernten Komponente schließen.

Es sei anzumerken, dass der Auslauf-, der Schlepp- und der Abschaltversuch sowie die Willians-Linien nur eine näherungsweise Ermittlung der mechanischen Verluste darstellen. Teilweise entsprechen weder der Verbrennungsdruck noch die Temperaturniveaus den tatsächlichen Betriebsbedingungen. Des Weiteren ist zu beachten, dass beim Schleppen auch Ladungswechsel- bzw. Pumpverluste der Reibung angelastet werden. Die Strip-Messung stellt das einzige Messverfahren dar, das die Reibungsverluste komponentenselektiv zuordnen kann. Durch leistungsfähige Konditionieranlagen können mit guter Annäherung die entsprechenden Temperaturniveaus während des Messvorgangs aufgeprägt werden, allerdings kann der Druck im Brennraum nicht bzw. nur über erheblichen Aufwand berücksichtigt werden.

Globale Modellierung des Reibungsmitteldrucks Im folgenden soll am Beispiel eines mittelvolumigen 6-Zylinder Viertakt-Saugmotors die Nachbildung des Reibungsmitteldrucks p_{mr} erfolgen. Die erforderlichen Abgleichdaten entstammen einer Strip-Messung. Der Datensatz beinhaltet die nominalen Reibungsver-

luste $p_{mr,nom}$ des Aggregates, d. h. ohne anteilige Ladungswechselperluste und Verlustanteile der Hilfsaggregate bei einer konditionierten Kühl- und Schmiermitteltemperatur von 90°C . Zur Approximation des Reibungsmitteldrucks existieren

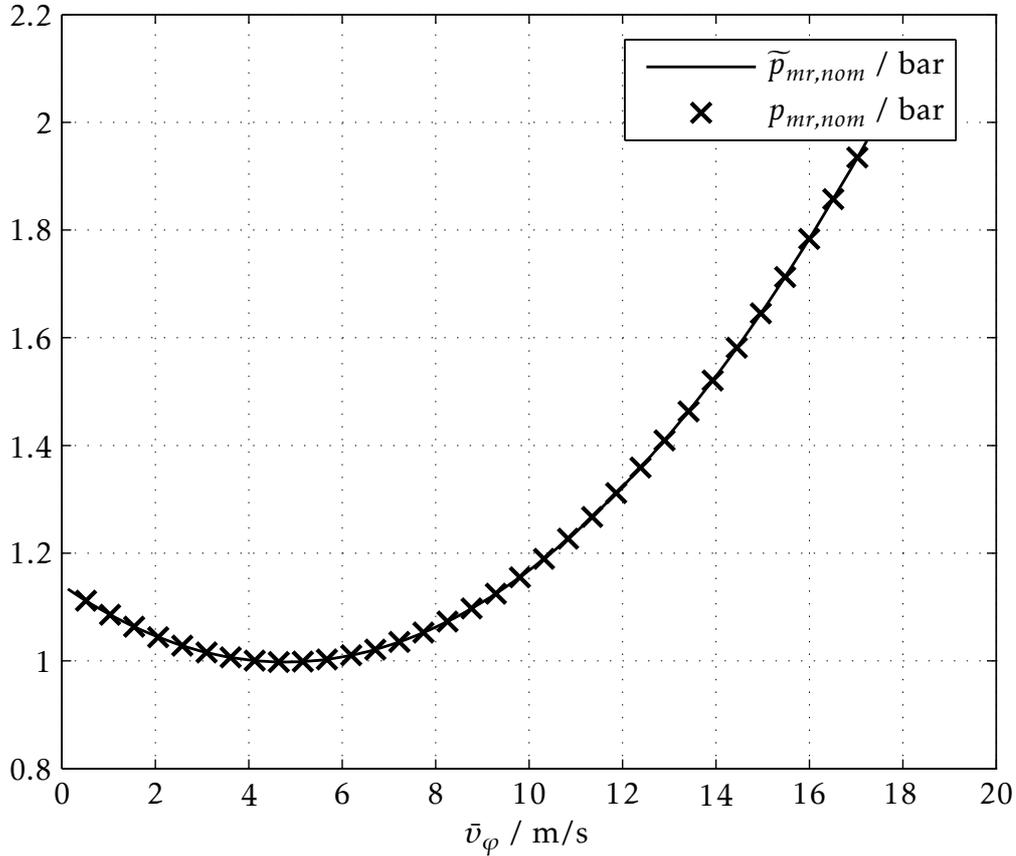


Abbildung 4.1.: Simulationsergebnis des nominalen Reibungsmitteldrucks

verschiedene Polynomansätze wie z. B. der von Winterbone [Hat00]

$$\tilde{p}_{mr} = a_2 n_{Mot} + a_1 \hat{p} + a_0 \approx p_{mr}, \quad (4.5)$$

der neben einem Absolutglied a_0 eine jeweils lineare Abhängigkeit von dem Zylinderspitzenruck \hat{p} und der Motordrehzahl aufweist. Ein weiterer Ansatz existiert von Chenn und Flynn [Hat00]

$$\tilde{p}_{mr} = a_2 \bar{v}_\varphi + a_1 \hat{p} + a_0 \approx p_{mr}, \quad (4.6)$$

der ebenfalls ein Absolutglied a_0 und eine lineare Abhängigkeit von dem Zylinderspitzenruck \hat{p} aufweist. Er unterscheidet sich von dem Winterbone-Ansatz dadurch, dass er statt von der Motordrehzahl von der mittleren Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_φ linear abhängig ist. Steht zur Simulation der Spitzenruck \hat{p} nicht zur

Verfügung, kann der Term in Gleichung 4.6 durch die quadratische mittlere Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_φ^2 ersetzt werden, und man erhält den bereits in Gleichung 2.2 verwendeten funktionalen Zusammenhang

$$\tilde{p}_{mr,nom} = a_2 \bar{v}_\varphi^2 + a_1 \bar{v}_\varphi + a_0 \approx p_{mr,nom} \quad (4.7)$$

zur Beschreibung des nominalen Reibungsmitteldrucks. Da es sich um eine globale Nachbildung handelt, enthält der Reibungsmitteldruck die Summe der Reibanteile der einzelnen berücksichtigten tribologischen Systeme bei einer konstanten Schmier- und Kühlmitteltemperatur von 90°C. Der größte Anteil des nominalen

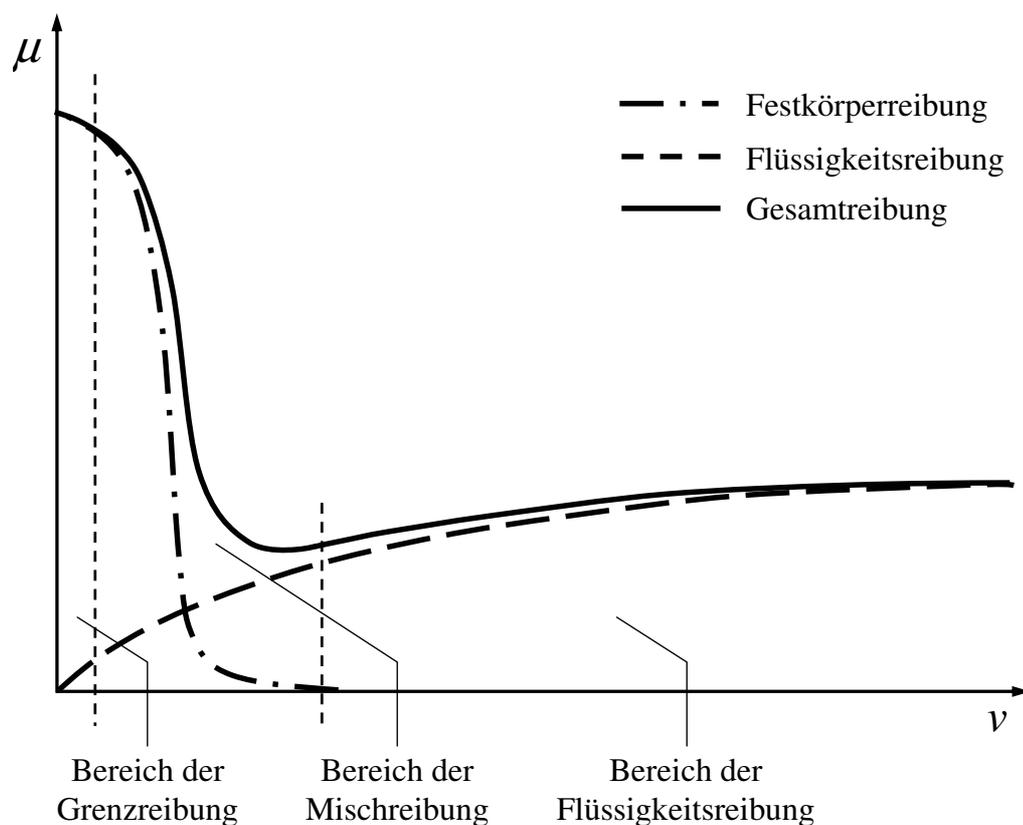


Abbildung 4.2.: Stribeck-Kurve

Reibungsmitteldrucks $p_{mr,nom}$ ist auf die Kolbenringe zurückzuführen und plausibilisiert damit die verwendete lineare und quadratische Abhängigkeit von der mittleren Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_φ des zur Nachbildung verwendeten Polynomsatzes in Gleichung 4.7. In Abbildung 4.1 sind die zum Abgleich verwendeten Messpunkte sowie der mittels des LS-Verfahrens approximierte Funktionsverlauf des Reibungsmitteldrucks dargestellt. Dem Verlauf ist eine quadratische Abhängigkeit von der mittleren Kolbengeschwindigkeit zu entnehmen. Die Zunahme bei höheren mittleren Kolbengeschwindigkeiten ist u. a. auf ein höher

werdendes Schergefälle im Schmierfilm und einer dadurch bedingten Erhöhung der hydrodynamischen Reibanteile einzelner tribologischer Systeme zurückzuführen. Der Anstieg des nominalen Reibungsmitteldrucks bei niedrigen mittleren Kolbengeschwindigkeiten ist durch die Zunahme der Mischreibungsanteile einzelner tribologischer Systeme bedingt. Diese Verhaltenscharakteristika sind der in Abbildung 4.2 gezeigten Stribeck-Kurve zu entnehmen. Die Stribeck-Kurve gibt die Abhängigkeit der Reibungszahl μ von der Drehzahl oder der Gleitgeschwindigkeit für Gleitpaarungen v bei konstanter Temperatur bzw. dynamischer Viskosität $\eta_{öl}$ und konstanter mittlerer Flächenpressung \bar{p} an. Die Gesamtreibung einer geschmierten Gleitpaarung setzt sich aus dem Reibungsanteil der Festkörper- und der Flüssigkeitsreibung zusammen. Beginnend bei der Startreibung ($v = 0$) vollzieht die Gesamtreibung mit steigender Gleitgeschwindigkeit v die Bereiche der Grenzreibung, der Mischreibung bis letztendlich den Bereich der Flüssigkeitsreibung. Die bisher durchgeführte globale simulationstechnische

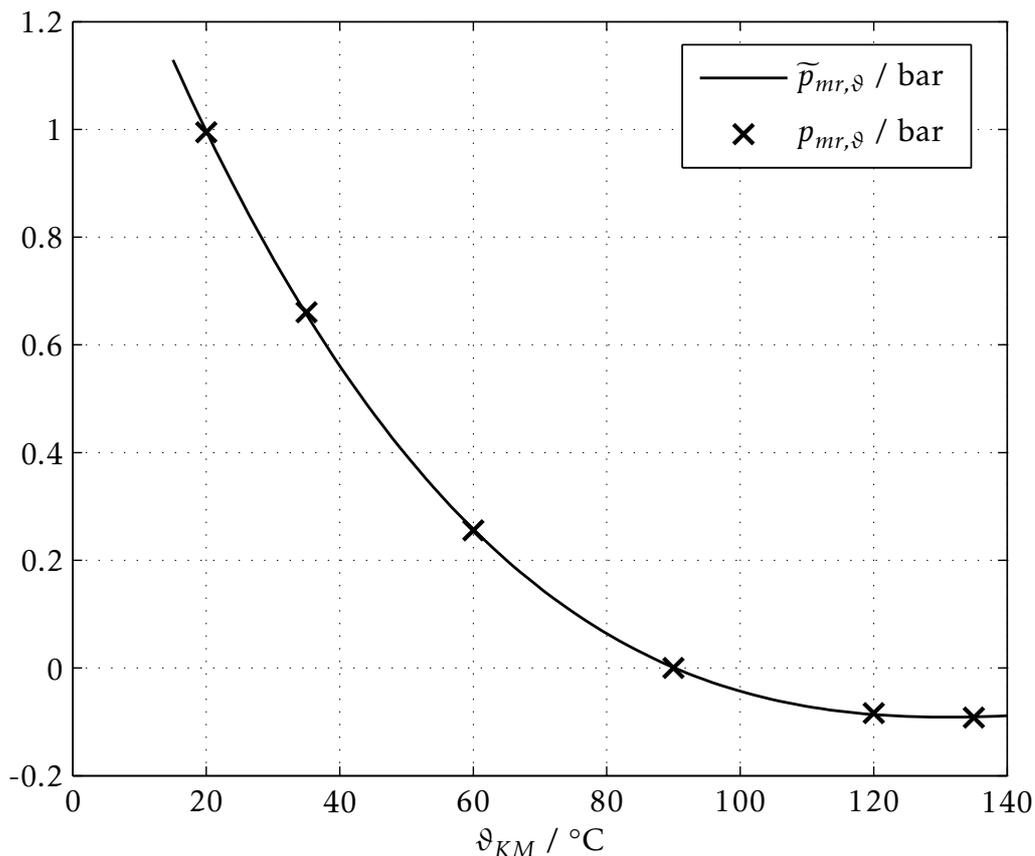


Abbildung 4.3.: Simulationsergebnis des Temperaturkorrekturreibungsmitteldrucks

Betrachtung des Reibungsmitteldrucks liefert keine Aussage über den Temperatureinfluss. Ein Anstieg der Schmierfilmtemperatur $\vartheta_{öl}$ führt zu einer Abnahme

der dynamischen Viskosität $\eta_{\dot{O}l}$ und so zu einer Verringerung des Reibungsmitteldrucks, solange der hydrodynamische Schmierfilmaufbau nicht gestört wird. Der Temperatureinfluss stellt neben der Motordrehzahl bzw. der mittleren Kolbengeschwindigkeit eine der Haupteinflussgrößen auf den Reibungsmitteldruck dar und wird im folgenden explizit der globalen Nachbildung aufgeprägt.

Die Beschreibung des Temperatureinflusses erfolgt mittels eines Polynomansatzes

$$\tilde{p}_{mr,\vartheta} = a_3 \vartheta_{KM}^3 + a_2 \vartheta_{KM}^2 + a_1 \vartheta_{KM} + a_0 \approx p_{mr,\vartheta}, \quad (4.8)$$

der in guter Näherung die Abhängigkeit des Temperaturkorrekturreibungsmitteldrucks von der Kühlmitteltemperatur ϑ_{KM} nachbildet. Wie bereits erwähnt

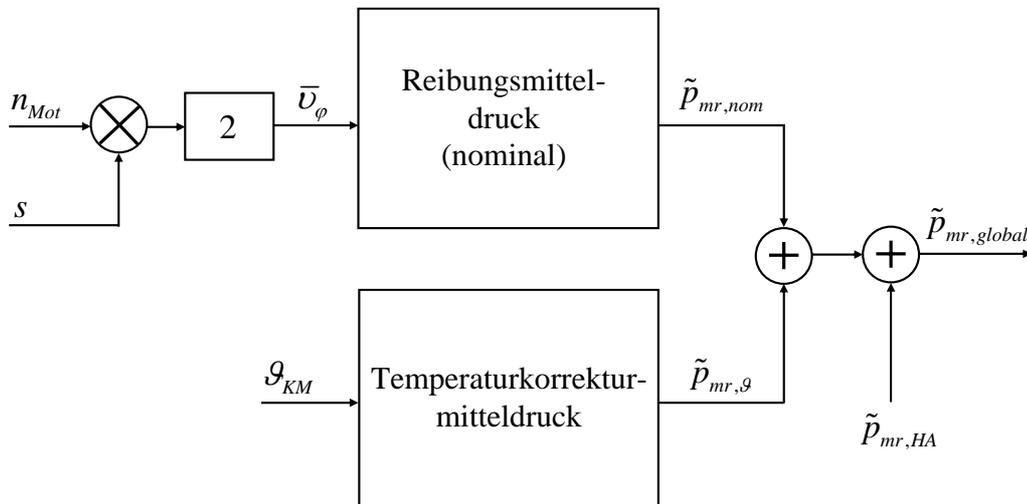


Abbildung 4.4.: Kombinierte Modellstruktur zur globalen Nachbildung des Reibungsmitteldrucks

ist der größte Anteil des nominalen Reibungsmitteldrucks auf die Kolbenringe zurückzuführen. Die Kühlmitteltemperatur hat direkten Einfluss auf die Kolbenringreibung, da sie die Außenseite der Zylinder umspült und somit die Viskosität des Schmierfilms zwischen Kolbenringen und Zylinderwand direkt beeinflusst. Das auf Gleichung 4.8 basierende Simulationsergebnis des Temperaturkorrekturdrukts ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Der den Messwerten zu entnehmende Sättigungseffekt ab 100 °C motiviert eine kubische Polynomapproximation des temperaturabhängigen Verhaltens des Reibungsmitteldrucks. Die zum Abgleich verwendeten Messwerte entstammen konditioniert befeuerten MPST-Versuchen mit demontierten Hilfsaggregaten und einer geeigneten konstant gehaltenen Motordrehzahl, wobei die Sollwerte $p_{mr,\vartheta}$ in Gleichung 4.8 als jeweilige Differenz

zwischen dem entsprechenden temperaturkonditionierten Reibungsmitteldruck und dem Reibungsmitteldruck bei 90°C zu verstehen sind [WAWT04]. Mittels der simulationstechnischen Teilbetrachtungen des nominalen und des Temperaturkorrekturreibungsmitteldrucks kann unter Berücksichtigung der Reibanteile der Hilfsaggregate die in Abbildung 4.4 gezeigte modulare Struktur einer globalen Simulation des Reibungsmitteldrucks erstellt werden. Als Eingangsgröße wird neben der Kühlmitteltemperatur die Motordrehzahl verwendet, die mit dem weiteren Modelleingang Kolbenhub s in die mittlere Kolbengeschwindigkeit \bar{v}_φ umgerechnet wird

$$\bar{v}_\varphi = 2n_{Mot}s. \quad (4.9)$$

Der nachgebildete globale Reibungsmitteldruck $\tilde{p}_{mr,global}$ ergibt sich als additive Kette

$$\tilde{p}_{mr,global} = \tilde{p}_{mr,nom} + \tilde{p}_{mr,\vartheta} + \tilde{p}_{mr,HA} \quad (4.10)$$

der beiden modellinternen Größen $\tilde{p}_{mr,nom}$ und $\tilde{p}_{mr,\vartheta}$ sowie der extern hinzugefügten Nachbildung des Reibungsanteils der Hilfsaggregate $\tilde{p}_{mr,HA}$, der auf Basis von Strip-Messungen modelltechnisch zur Verfügung gestellt werden kann. Der Gültigkeitsbereich des Modells ist Tabelle 4.1 zu entnehmen, wobei zusätzlich die aus der Motordrehzahl berechnete interne Modellgröße \bar{v}_φ mit aufgeführt ist. Die abgeleitete Modellstruktur ermöglicht die Nachbildung des Reibungsmittel-

Tabelle 4.1.: Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten Modelleingänge der globalen Reibungsmitteldruckmodellierung

Modelleingang	Messbereich / Parameter	Einheit
n_{Mot}	$\in [200;7000]$	min^{-1}
\bar{v}_φ	$\in [0.5160;18.06]$	m / s
ϑ_{KM}	$\in [20;135]$	$^\circ\text{C}$
s	0.0774	m

drucks eines Gesamtaggregate unter Verwendung zweier Betriebsgrößen als Modelleingänge, die für die Motorsteuerung erfasst werden und somit standardmäßig Simulations- und Funktionsumgebungen zur Verfügung stehen. Die Aufprägung der Temperaturabhängigkeit über die Kühlmitteltemperatur statt über die Öltemperatur erweist sich hinsichtlich möglicher Einsatzzwecke des Modells zur Untersuchung von Kaltstartphänomenen als vorteilhaft. Zum einen findet die Erwärmung des Kühlmittels schneller als die Wärmezunahme des Schmiermittels

statt und zum anderen findet die Aufnahme der Öltemperatur im Fahrzeug meist über eine im Ölsumpf angebrachte Sensorik statt, die über einbauortbedingte Totzeiten die tatsächliche Öltemperatur ermittelt. Die physikalisch motivierte Grundstruktur und der modulare Aufbau erlauben die Einbindung des Modells in die in Abbildung 2.7 gezeigte kombinierte Modellstruktur, die eine um anteilige Ladungswechselverlustkomponenten erweiterte echtzeitfähige Verlustmodellierung z. B. in einer HiL-Umgebung ermöglicht ([WTA⁺03],[WAWT04]).

4.2. Eine Methodik zur Erstellung skalierbarer Echtzeitreibungsmodelle

Im vorherigen Abschnitt wurde eine globale Modellierung des Reibungsmittel-drucks durchgeführt. Zusammenfassend konnten die nominalen Reibungsverluste separat von denen der Hilfsaggregate simulationstechnisch betrachtet werden. Eine weitere Separierung der Reibungsanteile einzelner Komponentengruppen (Lager, Kolbengruppe, etc.) kann mit der im Folgenden ausführlich vorgestellten Methodik erzielt werden. Die Methodik erlaubt die Verwendung von kon-

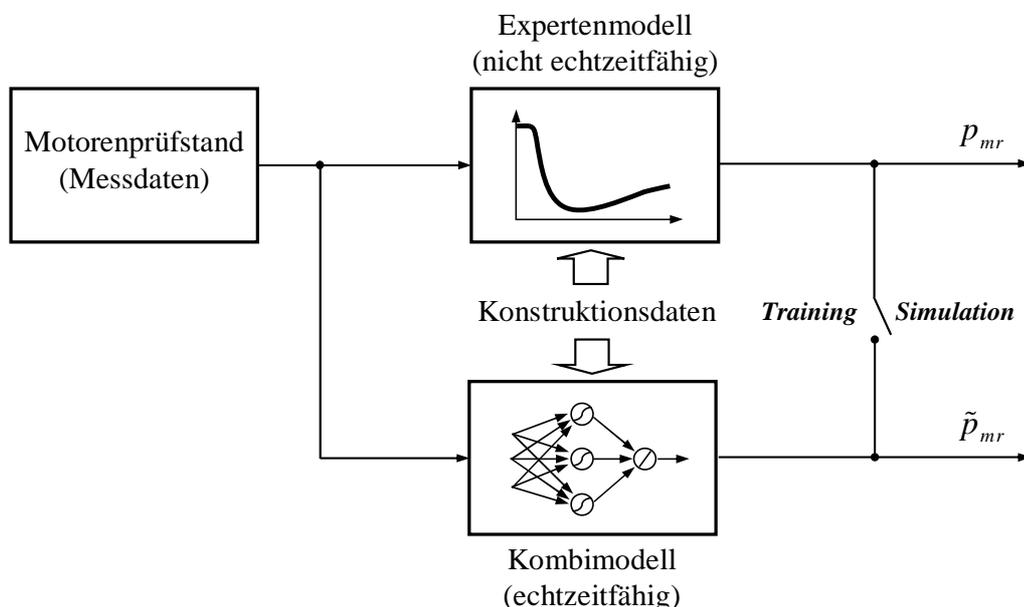


Abbildung 4.5.: Darstellung der Methodik zur komponentenselektiven und skalierbaren Echtzeitmodellierung der mechanischen Verluste

struktionsgrößenbasierten Modelleingängen, die eine Skalierung der erstellten Modelle auf ähnliche Aggregate ermöglicht. Erreicht wird dies durch eine Schnitt-

stelle zwischen Expertensystem und echtzeitfähiger, kombinierter Modellerstellung. In Abbildung 4.5 ist schematisch die Struktur der Methodik dargestellt. Der Funktionsblock Expertenmodell beinhaltet ein physikalisches, nicht echtzeitfähiges Prozessmodell eines tribologischen Systems im Verbrennungsmotor, das mittels Strip-Messungen oder Messungen an Komponentenprüfständen verifiziert und validiert wurde. Dieses Modell wird mittels Konstruktionsdaten parametrisiert und berechnet kurbelwinkelaufgelöst das Prozessverhalten in Abhängigkeit entsprechender Betriebs- und Konstruktionsgrößen als Modelleingänge. An diesem Modell können mittels Parameterstudien prozessrelevante Einflüsse identifiziert werden, die die Findung einer geeigneten echtzeitfähigen Kombistruktur zur Beschreibung des jeweiligen Prozesses unterstützt. Die Expertenmodellierung ermöglicht Betriebs- und Konstruktionsgrößenvariationen, die am Motorenprüfstand gar nicht bzw. nur unter erheblichem Aufwand durchgeführt werden könnten. Des Weiteren erschließen sich simulationstechnische Betrachtungen nicht messbarer Prozesszusammenhänge wie z. B. die Aufteilung der Gesamtreibung in hydrodynamische und Festkörperkontaktanteile. Die durch die Expertenmodellierung errechneten kurbelwinkelaufgelösten Sollwerte p_{mr} stellen über ein AS gemittelt während der Trainingsphase die Datenbasis zum Abgleich der datengetriebenen Anteile der Echtzeitmodelle dar. Der echtzeitfähige Simulationsprozess findet letztendlich vollständig entkoppelt von dem Expertenmodell statt.

4.2.1. Systemanalyse tribologischer Zusammenhänge im Verbrennungsmotor

Die Reibungsverluste im Verbrennungsmotor können in einzelne tribologische Systeme unterteilt werden. Eine Systemanalyse bzw. eine physikalische Beschreibung der Reibung kann somit komponentenselektiv erfolgen und in entsprechenden Expertenmodellen formuliert werden. Im Folgenden soll der Fokus auf die Betrachtung der mechanischen Reibung im Triebwerk gelegt werden, die sich annähernd auf folgende Komponentengruppen aufteilen lässt:

- Grund- und Pleuellager,
- Kolben,
- Kolbenbolzen,
- Kolbenringe und

- Ventiltrieb.

Eine modelltechnische Beschreibung der realen physikalischen Gesetzmäßigkeiten dieser Teilsysteme kann mittels mehrkörperdynamischer Komplex- bzw. Expertenmodelle erfolgen, wobei die dabei auftretenden Teilprobleme

- Hydrodynamik/Festkörperkontakt in der Lagerung
- Strukturdynamik der Einzelkomponenten
- Mehrkörperdynamik des Gesamtsystems

zu koppeln und letztendlich zu lösen sind ([KLG94], [PKLG92], [KLS02], [KLG94] [KLR95]). Auf Basis der Theorien, siehe Anhang A, zur Lösung der aufgelisteten Teilprobleme lassen sich Expertenmodelle zur Simulation tribologischer Systeme im Verbrennungsmotor erstellen, die in der in Abbildung 4.5 gezeigten Methodik verwendet werden können. Durch den Tausch des Expertenmodells in der in Abbildung 4.5 gezeigten Anordnung können je nach Aufgabenstellung Kombimodelle erstellt werden, die die geforderten Prozesssimulationen in Echtzeit liefern. In dieser Arbeit werden in den folgenden Abschnitten echtzeitfähige, skalierbare Kombimodelle von ausgewählten tribologischen Systemen eines großvolumigen, direkteinspritzenden 6-Zylinder Ottomotors unter Verwendung der beschriebenen Methodik erstellt. Der jeweiligen Kombimodellerstellung geht eine ausführliche komponentenselektive Systemanalyse voraus, die die relevanten Einflussgrößen des nachzubildenden Prozesses identifiziert. Mittels der extrahierten Einflussgrößen kann nun eine Echtzeitstruktur abgeleitet werden, die zum Abgleich entsprechende Sollwerte über die Expertenschnittstelle erhält. Die vom Expertensystem gelieferte Datenbasis muss eine geeignete Variation der Einflussgrößen beinhalten, um die funktionalen Abhängigkeiten der Eingangsgrößen sowohl untereinander als auch auf den nachzubildenden Modellausgang approximativ darstellen zu können. Um die Anzahl der notwendigen Expertenmodellrechnungen gering zu halten, werden zur Erstellung der Datenbasis Design of Experiments (DoE) basierte Versuchspläne erstellt, die den erforderlichen Informationsgehalt der Datenbasis mit möglichst wenigen Sollwertberechnungen gewährleisten.

4.2.2. Echtzeitmodellierung der Grundlagerreibung

Hydrodynamisch geschmierte Gleitlager dienen zur Aufnahme von Kräften zwischen sich relativ zueinander bewegenden Bauteilen. Im Verbrennungsmotor be-

steht ihr Haupteinsatzzweck in der Lagerung der Kurbelwelle im Kurbelgehäuse (Grundlager) und der Lagerung des großen Pleuelauges (Pleuellager) an der Kurbelwelle. Das primäre Ziel bei der Auslegung der Lager liegt in der Gewährleistung der Betriebssicherheit, was eine Vermeidung einer unzulässigen Erwärmung sowie eines unzulässigen Verschleißes mit einbezieht. Als sekundäres Ziel bei der Auslegung der Lagerung ist ein möglichst niedriger Reibverlust zu nennen. Im Folgenden wird eine Modellstruktur unter Verwendung der in Abschnitt 4.2 beschriebenen Methodik abgeleitet, die eine echtzeitfähige Betrachtung des verlustbehafteten Prozessverhaltens des tribologischen Systems der Grundlager ermöglicht. Die Solldaten zur Simulation der Grundlagerreibung wurden mittels des Programmsystems TOWER¹ zur Verfügung gestellt, das je nach gewünschter Modellkomplexität drei unterschiedliche Berechnungsmethoden (Kennfeld-Lösung, Online-FE-Methode, EHD-Methode) zur Erzeugung der Abgleichdatenbasis verwenden kann.

4.2.2.1. Systemanalyse zur Auswahl geeigneter Eingangsgrößen

Neben Betriebsgrößen soll die Modellstruktur zur Nachbildung der Grundlagerreibung auch Konstruktionsgrößen als Modelleingänge aufweisen, um durch eine Variation bzw. Anpassung dieser Eingangsgrößen eine Skalierbarkeit der Modellstruktur auf ähnliche Aggregate bzw. Systeme zu ermöglichen. Im Folgenden werden einige potentielle Einflussgrößen zur Nachbildung des Prozessverhaltens der Grundlagerreibung näher beschrieben.

Motordrehzahleinfluss Der Motordrehzahleinfluss stellt eine der Haupteinflussgrößen eines hydrodynamischen Radialgleitlagers dar. Wie aus der Stribeck-Kurve in Abbildung 4.2 zu entnehmen ist, erhöht sich die hydrodynamische Reibung mit zunehmender Drehzahl. Dieser kontinuierliche Anstieg ist auf ein höher werdendes Schergefälle im Schmierfilm zurückzuführen.

Einfluss der dynamischen Viskosität Die temperaturabhängige dynamische Viskosität η_{0l} enthält die Eigenschaften des verwendeten Schmiermittels. Mittels

¹TOWER ist ein vom Institut für Maschinenelemente und Konstruktionstechnik (IMK) der Universität Kassel und der IST Ingenieurgesellschaft für Strukturanalyse und Tribologie mbH entwickeltes Programmsystem zur Berechnung von hydrodynamischen Radialgleitlagern

des Newtonschen Schubspannungsgesetzes

$$\tau = \eta_{öl} \dot{\gamma}, \quad (4.11)$$

wobei die Schubspannung τ im Schmierfilm sowohl proportional zur dynamischen Viskosität $\eta_{öl}$ wie auch zum Schergefälle $\dot{\gamma}$ (Geschwindigkeitsgradient senkrecht zur Relativgeschwindigkeit) ist, kann ein proportionaler Zusammenhang zwischen der Reibung und der dynamischen Viskosität abgeleitet werden. D. h. mit abnehmender dynamischer Viskosität ist auch eine Abnahme der Reibung verbunden. Allerdings ist zu beachten, dass dieses Verhalten nur in dem Bereich der hydrodynamischen Reibung gilt. Eine zu niedrige dynamischen Viskosität in Kombination mit einer Erhöhung der in der Lagerkraft enthaltenen Massenkräfte, die quadratisch mit der Winkelgeschwindigkeit zunehmen, kann zu einer kritischen Abnahme der Schmierfilmdicke h führen und somit die Betriebssicherheit gefährden. In diesem Fall kann es zum Auftreten von erhöhten Mischreibungsanteilen kommen, die die Reibung deutlich ansteigen lassen würden.

Einfluss des relativen Lagerspiels Dem relativen Lagerspiel ist unter den konstruktionsgrößenbasierten Einflüssen ein besonders großer Stellenwert zuzuschreiben. Zum einen handelt es sich um eine Größe, die sich trotz der stark beschränkten Auslegungskriterien der Gleitlager im Aggregat (Abmessungen des Lagersystems sind im wesentlichen durch die Kurbelwelle und den Zylinderabstand vorgegeben) ausreichend variieren lässt, zum anderen hat sie einen entscheidenden Einfluss auf das Reibverhalten des tribologischen Teilsystems der hydrodynamisch geschmierten Gleitlager. Das relative Lagerspiel ist definiert als

$$\Psi = \frac{D_L - D_W}{D_L}, \quad (4.12)$$

wobei D_L den Lagerdurchmesser und D_W den Wellendurchmesser darstellen. Bei der Zunahme des relativen Lagerspiels kommt es zu einer Abnahme des Schergefälles und somit zu einer Reduzierung der Reibung, allerdings darf nicht vernachlässigt werden, dass damit auch die Tragfähigkeit des Lagers abnimmt. Daher müssen bei der Wahl des Lagerspiels Ψ sowohl die zur Betriebssicherheit relevante Tragfähigkeit als auch die Verluste durch Reibung entsprechend berücksichtigt werden.

Einfluss der Lagerbreite Eine Verringerung der Lagerbreite ist mit einer Reibungsabnahme verbunden. Durch die Abnahme der Lagerbreite reduziert sich sowohl die Tragfähigkeit als auch die minimale Schmierfilmdicke h_{0min} . Somit muss

eine Reduzierung der Reibung mittels der Verringerung der Lagerbreite immer unter Einhaltung der Betriebssicherheit vollzogen werden.

Anzahl der Lager Durch eine Verringerung der Anzahl der Lager wird eine Reduzierung der Reibung erreicht. Dabei ist ebenfalls zu berücksichtigen, dass die Betriebssicherheit des Systems zu gewährleisten ist.

Auf eine Berücksichtigung des Lasteinflusses z. B. in Form des Zylinderspitzen-drucks wurde verzichtet, da der Einfluss gegenüber den eben analysierten Prozessgrößen eine eher untergeordnete Rolle spielt. Durch eine entsprechende Lastvariation ist zwar eine Veränderung der Wellenverlagerungsbahn zu verzeichnen, allerdings sind keine signifikanten Auswirkungen auf die Reibung festzustellen, solange dadurch der hydrodynamische Schmierfilmaufbau nicht gestört wird.

4.2.2.2. Ableitung einer skalierbaren Modellstruktur

Aus der Systemanalyse der Einflussgrößen für das tribologische System der Grundlager wurde die in Abbildung 4.6 gezeigte Struktur abgeleitet. Als externe Eingänge der Struktur werden somit die Größen

- Motordrehzahl n_{Mot} ,
- Schmierfilmtemperatur $\vartheta_{\text{Öl}}$,
- relatives Lagerspiel der Grundlager Ψ_{GL} ,
- Lagerbreite der Grundlager B_{GL} ,
- Vogelsche Koeffizienten \underline{a}_{Vogel} und
- Anzahl der Grundlager N_{GL}

verwendet. Die dynamische Viskosität $\eta_{\text{Öl}}$ stellt eine modellinterne Größe dar, die in einem in der Struktur integrierten Teilmodell in Abhängigkeit der Öltemperatur und unter Verwendung der schmierstoffspezifischen Vogelschen Koeffizienten

$$\underline{a}_{Vogel} = [a_V, b_V, c_V] \quad (4.13)$$

berechnet wird. Die Approximation der dynamischen Viskosität $\tilde{\eta}_{\ddot{O}l}$ erfolgt mit einem Exponentialansatz der Form

$$\tilde{\eta}_{\ddot{O}l} = a_V \exp\left(\frac{b_V}{\vartheta_{\ddot{O}l} + c_V}\right) \approx \eta_{\ddot{O}l}, \tag{4.14}$$

der eine dimensionsbehaftete Zahlenwertgleichung darstellt. Mit den entsprechenden Zahlenwerten der drei Koeffizienten, die Tabellenbüchern für SAE Motorschmierölen zu entnehmen sind, kann unter Berücksichtigung der Schmiermitteltemperatur in °C die dynamische Viskosität in kps/cm² ermittelt werden. Durch eine entsprechende faktorielle Wichtung² lässt sich die dynamische Viskosität in die Einheit Ns/m² umrechnen, die dem internationalen Maßsystem entspricht. Die modellintern berechnete dynamische Viskosität stellt mit der Be-

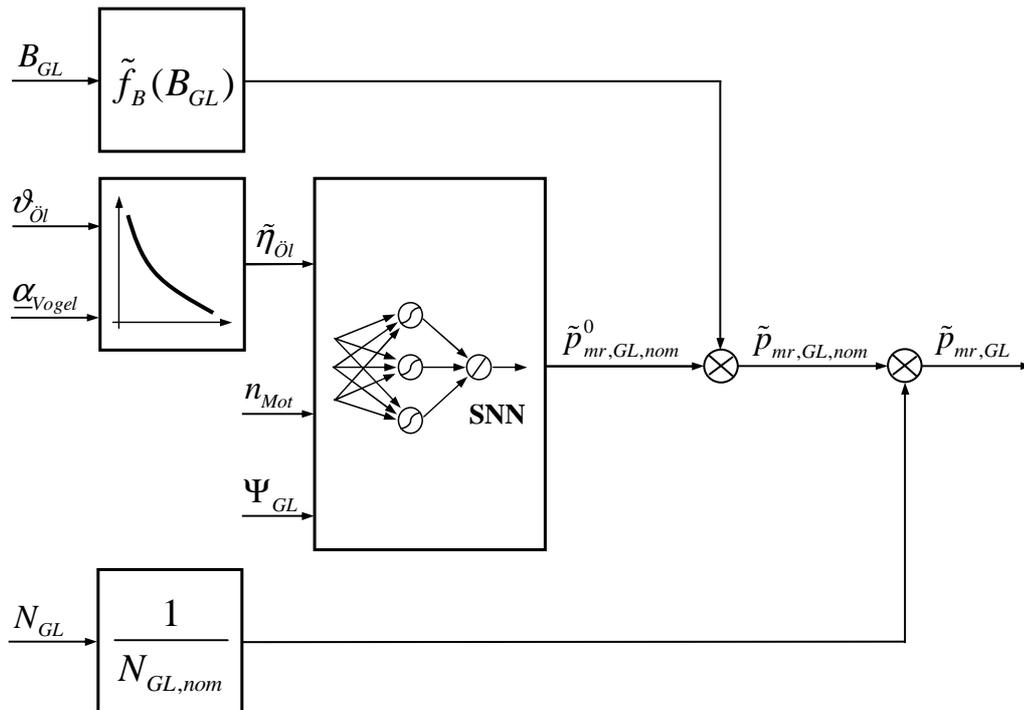


Abbildung 4.6.: Kombinierte Modellstruktur zur echtzeitfähigen Simulation des Reibungsmitteldrucks der Grundlagen

triebsgröße Motordrehzahl und der Konstruktionsgröße Lagerspiel die Eingänge des neuronalen Approximators in Abbildung 4.6 dar, dessen nominaler Ausgang sich wie folgt formulieren lässt:

$$\tilde{p}_{mr,GL,nom}^0 = f_{MLP}(n_{Mot}, \tilde{\eta}_{\ddot{O}l}, \Psi_{GL}) \approx p_{mr,GL,nom}^0. \tag{4.15}$$

²Die Umrechnung von kps/cm³ in Ns/m² erfolgt mittels des Faktors 9.80665 · 10⁴

Der Modellausgang stellt den nachgebildeten nominalen Reibungsmitteldruck $\tilde{p}_{mr,GL,nom}^0$ aller Grundlager dar, d. h. ohne Berücksichtigung einer variablen Lagerbreite B_{GL} und Lageranzahl N_{GL} . Aus der Datenbasis der Grundlager ist ein proportionaler Zusammenhang des Reibungsmitteldrucks der Grundlager von der Lagerbreite zu extrahieren

$$\tilde{p}_{mr,GL,nom} \sim \frac{B_{GL}}{B_{GL,nom}}, \quad (4.16)$$

der eine externe multiplikative Aufprägung des Einflusses der Lagerbreite B_{GL} motiviert, wobei $B_{GL,nom}$ die zum Abgleich des Approximators in Gleichung 4.15 verwendete nominale Breite der Grundlager darstellt. Die Koeffizienten a_1 und a_2 der zur Aufprägung des Einflusses der Lagerbreite verwendeten linearen Funktion

$$\tilde{f}_B = a_1 \frac{B_{GL}}{B_{GL,nom}} + a_0 \quad (4.17)$$

können mittels der Least Square Methode geeignet bestimmt werden, so dass sich die modellinterne Größe $\tilde{p}_{mr,GL,nom}$ aus der multiplikativen Verknüpfung des neuronalen Approximators aus Gleichung 4.15 und der Funktion \tilde{f}_B aus Gleichung 4.17 wie folgt ergibt

$$\tilde{p}_{mr,GL,nom} = f_{MLP}(n_{Mot}, \tilde{\eta}_{\dot{O}l}, \Psi_{GL}) \tilde{f}_B(B_{GL}). \quad (4.18)$$

Die externe multiplikative Aufprägung der Grundlageranzahl N_{GL} ermöglicht die Nachbildung des Reibungsmitteldrucks $\tilde{p}_{mr,GL}$ für eine vorgegebene Anzahl der Lager. Bei dieser Aufprägung wird vereinfacht angenommen, dass alle Grundlager ein identisches Reibungsverhalten aufweisen, so dass der linear proportionale Zusammenhang

$$\tilde{p}_{mr,GL} \sim \frac{N_{GL}}{N_{GL,nom}} \quad (4.19)$$

zugrunde gelegt werden kann, wobei $N_{GL,nom}$ die zum Abgleich des Approximators in Gleichung 4.15 verwendete nominale Anzahl der Grundlager darstellt. Die jeweiligen Gültigkeitsbereiche der verwendeten externen und modellinterne Eingänge der in Abbildung 4.6 gezeigten Struktur sind in Tabelle 4.2 aufgelistet, wobei die Vogelschen Koeffizienten \underline{a}_{Vogel} das in Gleichung 4.14 formulierte Temperatur-/Viskositätsverhalten des Schmiermittels SAE 0W-30 parametrieren. Die simulationstechnische Variation der Betriebsgrößen Motordrehzahl

Tabelle 4.2.: Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten externen/internen Modelleingänge zur Nachbildung der Grundlagerreibung

Modelleingang	Messbereich / Parameter	Einheit
n_{Mot}	$\in [1000;7000]$	min^{-1}
$\vartheta_{\text{Öl}}$	$\in [80;140]$	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl}}$	$\in [0.0122;0.0037]$	Ns/m^2
Ψ_{GL}	$\in [0.38462;0.84615]$	‰
B_{GL}	$\in [0.017;0.02]$	m
N_{GL}	$\in [1;4]$	\mathbb{N}
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

und dynamische Viskosität erlauben die Simulation von Betriebspunkten bzw. Betriebsbereichen, die nur unter sehr viel Aufwand im Prüfstandsbetrieb möglich wären. Durch die zusätzliche Variationsmöglichkeit der vorgestellten Konstruktionsgrößen lassen sich simulationstechnische Betrachtungen erschließen, die zum einen am bestehenden Aggregat gar nicht möglich wären und zum anderen eine Skalierung der Modellstruktur auf ähnliche Aggregate bzw. Systeme ermöglichen.

4.2.2.3. Modellgestützte Ableitung des Systemverhaltens der Grundlagerreibung

Nachdem in Abschnitt 4.2.3.2 eine echtzeitfähige Modellstruktur zur Simulation der Grundlagerreibung erstellt wurde, soll im Folgenden das Systemverhalten in Abhängigkeit der verwendeten Eingangsgrößen analysiert werden. Hierzu wird der Modellausgang $\tilde{p}_{mr,GL}$ in Abhängigkeit einer Eingangsgröße berechnet, wobei die restlichen Eingangsgrößen während der Simulation konstant gehalten werden. Diese Vorgehensweise erlaubt die Extraktion des Einflusses der gewählten Eingangsgröße auf den Modellausgang. Dabei kann der Einfluss der Eingangsgröße unabhängig von Wechselwirkungen innerhalb des Eingangsgrößenraumes betrachtet werden.

Analyse des Motordrehzahleinflusses In Abbildung 4.7 ist der Motordrehzahleinfluss des Reibungsmitteldrucks der Grundlager unter den in Tabelle 4.3 aufgelisteten Randbedingungen dargestellt. Dem Verlauf ist ein über die Motordrehzahl linearer Zusammenhang zu entnehmen. Der lineare Zuwachs des Reibungsmitteldrucks ist durch das mit der Motordrehzahl größer werdende Schergefälle $\dot{\gamma}$ im Schmierfilm zu erklären. Aus dem dargestellten Verhalten lässt sich

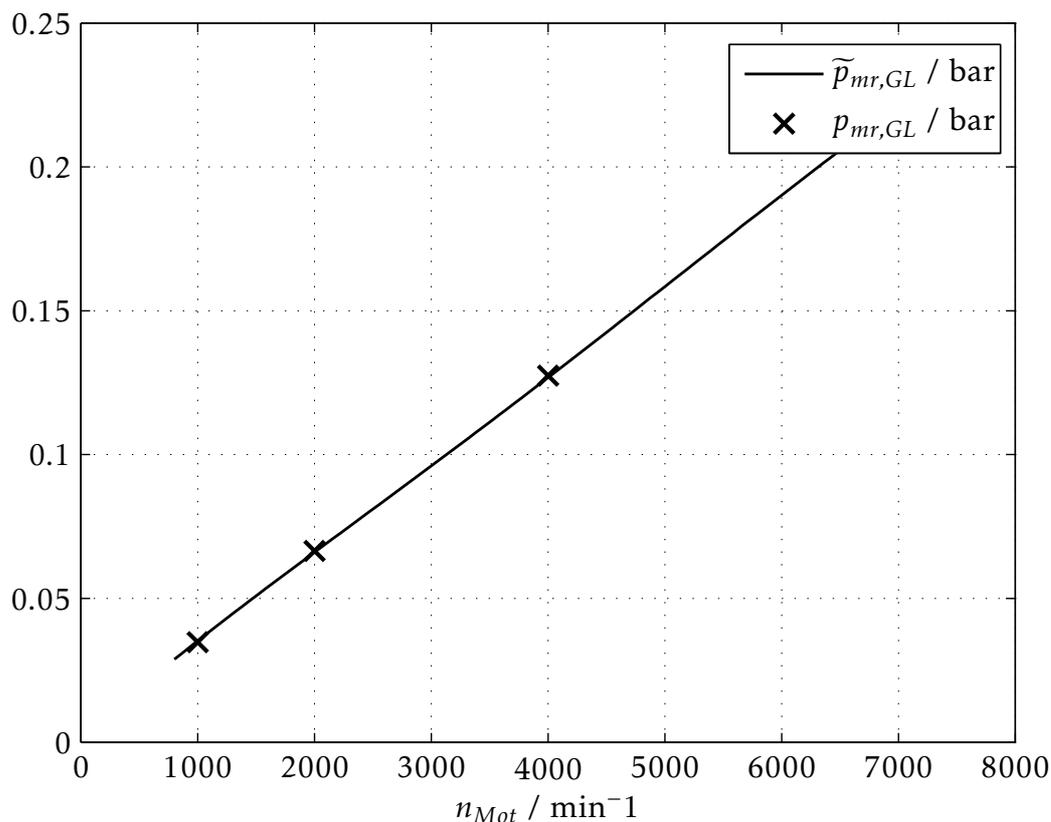


Abbildung 4.7.: Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Motordrehzahl

somit ein linear proportionaler Zusammenhang

$$\bar{p}_{mr,GL} \sim n_{Mot} \quad (4.20)$$

zwischen dem Reibungsmitteldruck der Grundlager und der Motordrehzahl formulieren. Der in Gleichung 4.20 dargestellte Zusammenhang konnte am erstell-

Tabelle 4.3.: Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Motordrehzahl

Modelleingang	Wertebereich / Wert	Einheit
n_{Mot}	$\in [800;7200]$	min^{-1}
$\vartheta_{\text{Öl}}$	110	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl}}$	0.006200	Ns/m^2
Ψ_{GL}	0.615	‰
B_{GL}	0.0185	m
N_{GL}	4	N
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

ten Echtzeitmodell für variierte Schmierfilmtemperaturen, Lagerspiele, Motordrehzahlen sowie Lagerbreiten verifiziert werden.

Analyse des Temperatureinflusses Der Einfluss der Schmierfilmtemperatur bzw. der dynamischen Viskosität auf den Reibungsmitteldruck der Grundlager ist in Abbildung 4.8 gezeigt. Die während der Simulation eingehaltenen Randbedingungen sind der Tabelle 4.4 zu entnehmen. Bei steigender Schmierfilmtem-

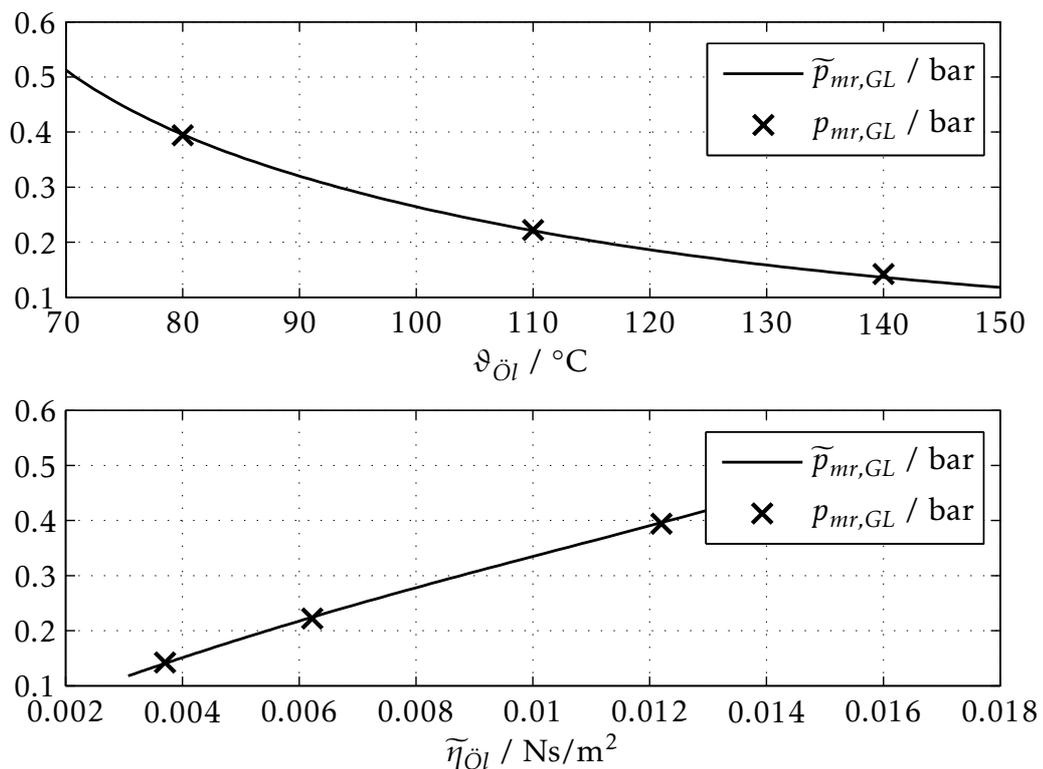


Abbildung 4.8.: Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Schmierfilmtemperatur bzw. der dynamischen Viskosität im Schmierfilm

peratur ist dem Verlauf in Abbildung 4.8 eine nichtlineare Abnahme des Reibungsmitteldrucks der Grundlager zu entnehmen. In Abhängigkeit der dynamischen Viskosität im Schmierfilm weist der Reibungsmitteldruck einen annähernd linearen Zusammenhang in dem untersuchten Bereich auf, der sich mit einer Zunahme des Reibungsmitteldrucks bei steigender dynamischer Viskosität darstellt. Dieses konträre Verhalten des Reibungsmitteldrucks in Abhängigkeiten der beiden Einflussgrößen ist auf den funktionalen Zusammenhang in Gleichung 4.14 zwischen der Schmierfilmtemperatur und der dynamischen Viskosität zurückzuführen. Die Verringerung des Reibungsmitteldrucks im Bereich der hydrodynamischen Schmierung ist mit der Abnahme der dynamischen Viskosität durch eine

Tabelle 4.4.: Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Schmierfilmtemperatur bzw. dynamischer Schmierfilmviskosität

Modelleingang	Wertebereich / Wert	Einheit
$\vartheta_{\text{Öl}}$	$\in [70;150]$	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl}}$	$\in [0.0031;0.0161]$	Ns/m^2
n_{Mot}	7000	min^{-1}
Ψ_{GL}	0.615	‰
B_{GL}	0.0185	m
N_{GL}	4	\mathbb{N}
$\underline{a}_{\text{Vogel}}$	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

Reduzierung der Schubspannungen τ im Schmierfilm begründet und als funktionaler Zusammenhang in Gleichung 4.11 formuliert.

Analyse des Lagerspieleinflusses In Abbildung 4.9 ist der Reibungsmitteldruck der Grundlager in Abhängigkeit des relativen Lagerspiels dargestellt, wobei die in Tabelle 4.5 aufgelisteten Randbedingungen während der Simulation eingehalten wurden. Dem simulierten Verlauf ist eine nichtlineare Abnahme des

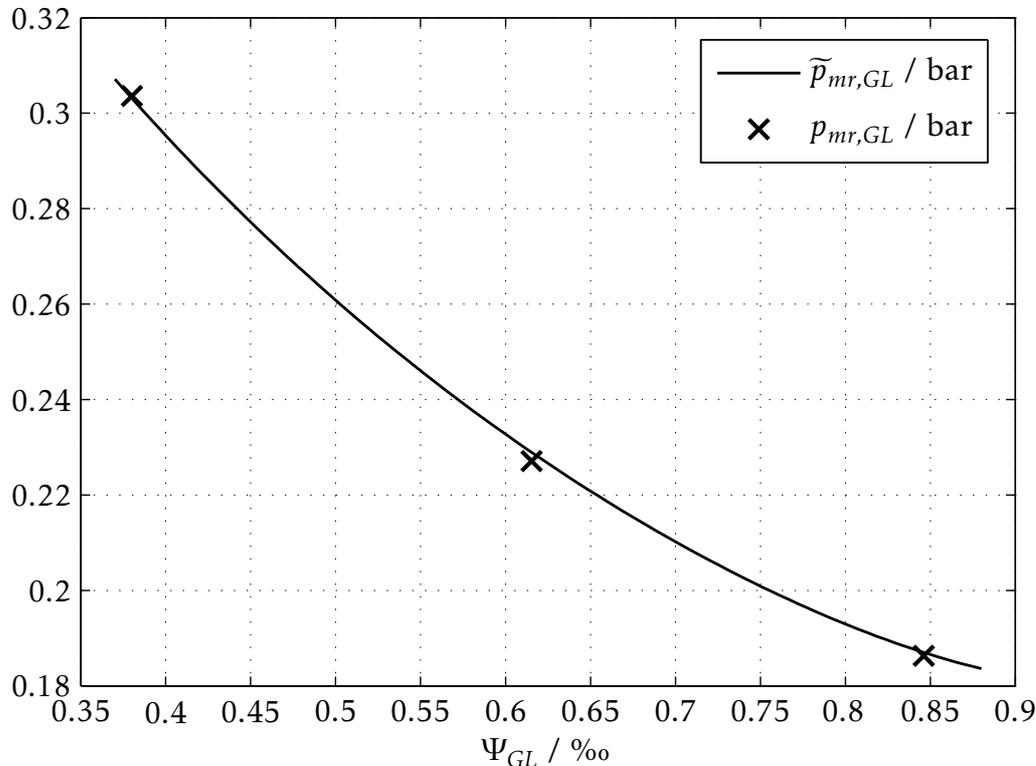


Abbildung 4.9.: Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit des relativen Lagerspiels

Reibungsmitteldrucks mit steigendem relativen Lagerspiel zu entnehmen. Dieses

Verhalten ist u. a. auf eine Abnahme des Schergefälles im Schmierfilm γ zurückzuführen. Bei der Auslegung des relativen Lagerspiels ist somit ein großes relatives Lagerspiel zu wählen, um eine möglichst hohe Reduzierung der Reibung zu erreichen. Allerdings darf die Erhöhung des relativen Lagerspiels nur unter

Tabelle 4.5.: Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variablen relativen Lagerspiel

Modelleingang	Wertebereich / Wert	Einheit
$\vartheta_{\text{Öl}}$	80	°C
$\tilde{\eta}_{\text{Öl}}$	0.0122	Ns/m ²
n_{Mot}	4000	min ⁻¹
Ψ_{GL}	∈ [0.37;0.88]	‰
B_{GL}	0.0185	m
N_{GL}	4	N
$\underline{a}_{\text{Vogel}}$	[5.17 · 10 ⁻⁵ ,1133,127.44]	ℝ

Einhaltung von Randbedingungen wie z. B. der Gewährleistung der Tragfähigkeit des Lagersystems erfolgen, um eine uneingeschränkte Betriebssicherheit des Tribosystems sicherstellen zu können.

Analyse des Einflusses der Lagerbreite Der Reibungsmitteldruck der Grundlager in Abhängigkeit der Grundlagerbreite ist in Abbildung 4.10 gezeigt. Der Einfluss der Lagerbreite wird in der kombinierten Modellstruktur in Abbildung 4.6 mittels einer linearen Funktion multiplikativ aufgeprägt. Somit kumuliert der Approximationsfehler des neuronalen Approximators mit dem Fehler der linearen Approximation des aufgeprägten Verhaltens der Grundlagerbreite. Trotz die-

Tabelle 4.6.: Randbedingungen der Grundlagersimulation mit variabler Lagerbreite

Modelleingang	Wertebereich / Wert	Einheit
$\vartheta_{\text{Öl}}$	80	°C
$\tilde{\eta}_{\text{Öl}}$	0.0122	Ns/m ²
n_{Mot}	4000	min ⁻¹
Ψ_{GL}	0.84615	‰
B_{GL}	∈ [0.01625;0.02025]	m
N_{GL}	4	N
$\underline{a}_{\text{Vogel}}$	[5.17 · 10 ⁻⁵ ,1133,127.44]	ℝ

ser Fehlerkumulation kann, wie in Abbildung 4.10 ersichtlich, eine ausreichende

Approximationsgüte des Einflusses der Lagerbreite erreicht werden. Dem Simulationsverlauf ist eine lineare Zunahme des Reibungsmitteldrucks bei größer werdender Lagerbreite unter den in Tabelle 4.6 aufgelisteten Randbedingungen zu entnehmen. Daraus ergibt sich, dass eine Verringerung der Lagerabmessung, in

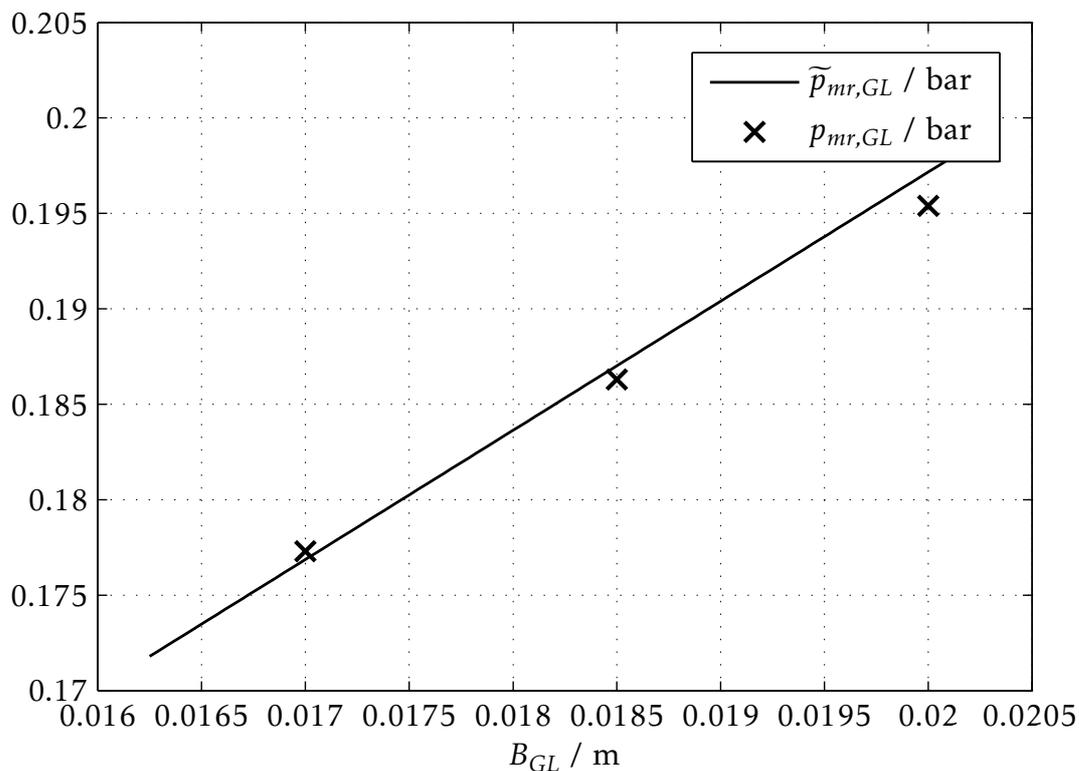


Abbildung 4.10.: Simulationsergebnis des Reibungsmitteldrucks der Grundlager in Abhängigkeit der Grundlagerbreite

diesem Fall eine Verringerung der Lagerbreite, zu einer Reduzierung der Reibung führt. Bei der letztendlich ausgewählten Lagerbreite ist neben einer Minimierung der Reibung vor allem eine uneingeschränkte Einhaltung der Betriebssicherheit zu gewährleisten.

Bei den getroffenen Aussagen zur Beurteilung des Reibungsverhaltens der Grundlager in Abhängigkeit der entsprechenden variierten bzw. festgehaltenen Größen wird von rein hydrodynamischer Reibung im Tribosystem der Grundlager ausgegangen. Sollten durch entsprechende Randbedingungen Mischreibungsanteile auftreten, so sind diese Effekte durch zusätzliche funktionale Beschreibungen bei der Modellierung geeignet zu berücksichtigen.

4.2.3. Echtzeitmodellierung der Kolbenringreibung

Die Kolbenringe gehören neben dem Kolben und den Kolbenbolzen zu der Kolbengruppe, die zusammen mit der Zylinderbuchse ein weiteres tribologisches System im Verbrennungsmotor bilden. Die einzelnen Kolbenringe unterscheiden sich in der Form und ihrer Funktionsweise und können in Ölabstreifringe und Kompressionsringe unterschieden bzw. eingeteilt werden. Das Ringpaket hat unter anderem die Aufgabe, eine Abdichtung zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse zu bewirken. Die Abdichtwirkung muss dabei so erfolgen, dass eine ausreichende Schmierung aller Ringe durch einen entsprechenden Öldurchtritt am Ölabstreifring gewährleistet ist. Durch geeignete Anpassung der Ringe wird eine Regulierung des Schmierfilmhaushaltes und eine notwendige Abführung der Wärme vom Kolben an die Zylinderwand erreicht.

Im Folgenden soll das Reibungsverhalten der Kolbenringe nachgebildet werden und in eine echtzeitfähige Modellstruktur überführt werden. Die Modellerstellung erfolgt ebenfalls mit der in Abschnitt 4.2 vorgestellten Methodik, wobei die zum Abgleich notwendigen Abgleich- bzw. Solldaten mittels des Softwaretools KORI3D³ zur Verfügung gestellt wurden. Das zur Simulation verwendete 3D-Ringmodell basiert auf FE-Balkenelementen, wodurch in Umfangsrichtung veränderliche Geometrieparameter abgebildet werden können. Basierend auf der Reynoldsschen Differentialgleichung werden in dem Programmsystem die hydrodynamischen Wechselwirkungen zwischen den Tribokontakten Ringlauffläche-Zylinderwand sowie Ringflanken-Kolbennutflanken beschrieben. Da die Kolbenringe in einem weiten Bereich der Mischreibung betrieben werden, kommt einer zusätzlichen simulationstechnischen Einbeziehung der Festkörperreibungsteile eine besondere Bedeutung zu.

4.2.3.1. Systemanalyse zur Auswahl geeigneter Eingangsgrößen für die Simulation der Kolbenringreibung

Die in Abschnitt 4.2 vorgestellte Methodik erlaubt die Erstellung von Modellen, die neben Betriebsgrößen auch Konstruktionsgrößen aufweisen. Somit kön-

³KORI3D ist ein im Rahmen der FVV/AiF geförderter Drittmittelforschung entwickeltes Simulationsprogramm zur Analyse des Reibungs- und Bewegungsverhaltens von einzelnen Kolbenringen und Ringpaketen

nen Prozessmodelle erstellt werden, die sich durch Variation bzw. Anpassung der Konstruktionsgrößen auf ähnliche Aggregate skalieren lassen. Wie bereits erwähnt, treten bei der Tribopaarung Kolbenringe/Zylinderwand auch Mischreibunganteile auf, sodass in der folgenden Systemanalyse zur geeigneten Auswahl von Eingangsgrößen neben der Betrachtung von hydrodynamischen Reibungsprozessen auch Prozesse mit Festkörperreibunganteilen berücksichtigt werden müssen. Durch die getrennte Betrachtung der hydrodynamischen Reibung von der Festkörperkontaktreibung lassen sich somit echtzeitfähige Modellstrukturen ableiten, die eine separate Modellierung der auftretenden Reibungsarten im tribologischen System der Kolbenringe ermöglichen.

Motordrehzahleinfluss Der Motordrehzahleinfluss stellt wie bei den Lagern eine der Haupteinflussgrößen dar. Im Tribosystem der Kolbenringe bietet sich aufgrund der vorliegenden Mischreibungsverhältnisse eine Unterscheidung des Motordrehzahleinflusses zwischen hydrodynamischer Reibung und Festkörperkontaktreibung an. Wie dem Stribeck-Diagramm in Abbildung 4.2 zu entnehmen ist, nimmt die hydrodynamische Reibung aufgrund eines höher werdenden Schergefälles im Schmierfilm mit steigender Drehzahl bzw. Gleitgeschwindigkeit zu. Bei der Festkörperreibung ist dagegen eine Abnahme mit steigender Drehzahl zu verzeichnen. Die Abnahme ist auf einen höheren Druck im Schmierfilm zurückzuführen, der zu weniger Kontakt der Reibungsflächen führt.

Einfluss der dynamischen Viskosität Die temperaturabhängige dynamische Viskosität besitzt auch im Tribosystem der Kolbenringe einen entscheidenden Einfluss. Im Bereich der hydrodynamischen Reibung ist mittels des in Gleichung 4.11 formulierten Newtonschen Schubspannungsgesetzes ein proportionaler Zusammenhang zwischen Reibung und dynamischer Viskosität gegeben. Eine Abnahme der dynamischen Viskosität bewirkt somit eine Reduzierung der hydrodynamischen Reibung, solange die Randbedingungen der hydrodynamischen Schmierung aufrechterhalten werden. Wie bereits erwähnt, treten in der Tribopaarung Kolbenringe/Zylinderwand neben der hydrodynamischen Reibung auch Festkörperkontaktreibungsanteile auf. Diese Reibungsanteile weisen gegenüber den hydrodynamischen Anteilen ein konträres Verhalten bzgl. der dynamischen Viskosität auf. Mit abnehmender Viskosität kommt es zu mehr Kontakt zwischen den Oberflächen der Reibungspartner, was zu einer Erhöhung der Festkörperkontaktreibung führt.

Lasteinfluss Der Lasteinfluss wirkt sich vor allem auf den Anpressdruck der Kompressionsringe im Kolbenringpaket aus. Bei hohen Lasten bzw. Zylinderspitzen drücken \hat{p} werden die Ringe stärker an die Zylinderwand gepresst und führen dadurch zu einer höheren Reibung. Bei der Analyse des Lasteinflusses in dem System der Kolbenringe ist es für eine detaillierte Untersuchung erforderlich, eine selektive Betrachtung des Lasteinflusses auf die hydrodynamischen und die Festkörperkontaktreibanteile vorzunehmen. In Abbildung 4.11 sind bei einer konstant gehaltenen Motordrehzahl die hydrodynamischen Reibungsmitteldrücke $p_{mr,KR,hyd}$ und die Festkörperkontaktreibmittle drücke $p_{mr,KR,kon}$ über die dynamische Viskosität im oberen Totpunkt (OT) $\eta_{\text{öl,OT}}$ aufgetragen. Des Weiteren

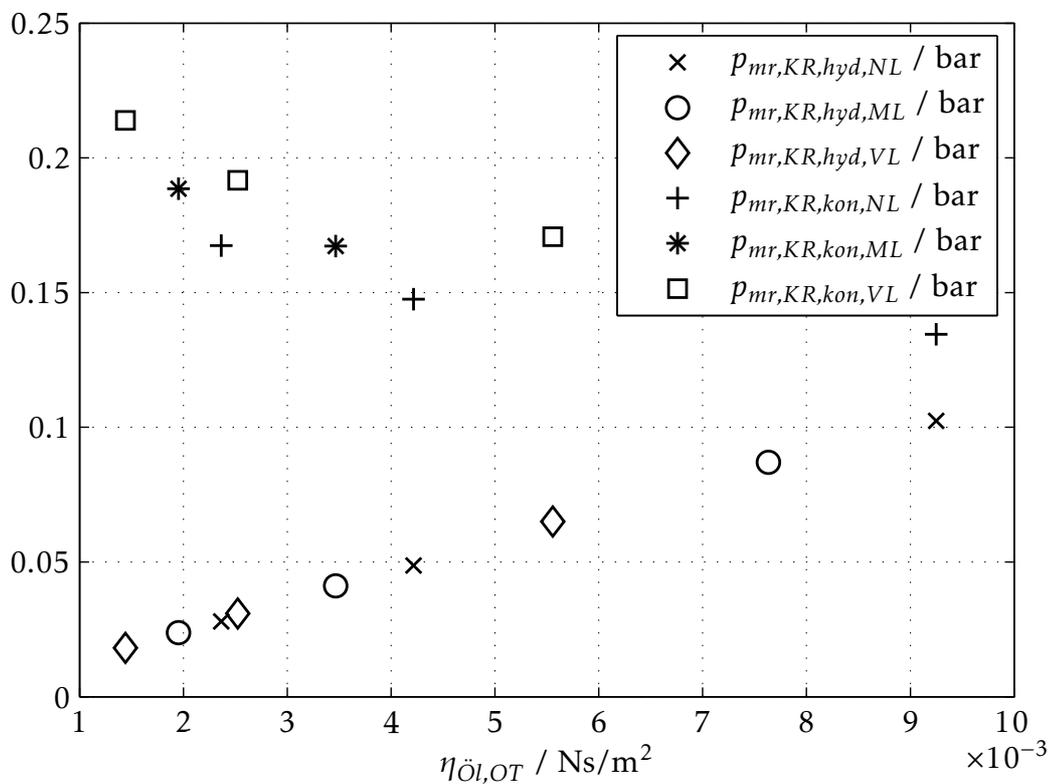


Abbildung 4.11.: Einfluss der Last auf die hydrodynamischen und Festkörperkontaktreibanteile im tribologischen System der Kolbenringe

wurde eine Lastvariation von Niedriglast (NL) über Mittellast (ML) bis Volllast (VL) in den einzelnen Betriebspunkten durchgeführt. Die Reibungsmitteldrücke der Kolbenringe in den entsprechenden Lastbereichen sind mittels der Lastindizes NL, ML und VL gekennzeichnet. In der Abbildung 4.11 fügen sich die hydrodynamischen Reibungsmitteldrücke bei unterschiedlichen Lasten in einen annähernd mit der dynamischen Viskosität im OT linear ansteigenden funktionalen Zusammenhang. Hieraus ist abzuleiten, dass der Lasteinfluss gar keinen bzw.

einen vernachlässigbar kleinen Einfluss auf die hydrodynamische Reibung im Tribosystem der Kolbenringe hat und daher in der Modellstruktur keine Berücksichtigung finden wird. Den Festkörperkontaktanteilen ist allerdings ein Lasteinfluss aus Abbildung 4.11 zu entnehmen und daher muss dieser in der Modellstruktur entsprechend berücksichtigt werden.

Einfluss der Tangentialkraft Die Tangentialkraft F_t , oder auch tangentiale Vorspannkraft, preßt die Kolbenringe an die Zylinderlauffläche und erzielt dabei eine Dichtwirkung, die von dem Zylinderdruck unterstützt wird. Nach Definition ist F_t die Kraft, die tangential angelegt werden muss, um den entsprechenden Ring auf Stoßspiel zusammenzuziehen. Für die Dichtfunktion ist der Anpressdruck p_{KR} des Kolbenrings die entscheidene Größe und steht im folgenden funktionalen Zusammenhang mit der Tangentialkraft

$$p_{KR} = \frac{2 F_t}{D_{KR} h_{KR}}, \quad (4.21)$$

wobei D_{KR} den Durchmesser und h_{KR} die Höhe des Kolbenrings darstellt. Durch eine Variation der Tangentialkraft kann somit direkter Einfluss auf den Anpressdruck und auf das Reibverhalten der Kolbenringe genommen werden. Grundsätzlich entsteht eine geringere Reibung sowohl in dem hydrodynamischen als auch in dem Festkörperreibungsanteil, wenn der Anpressdruck der Ringe erniedrigt wird. Dies ist unter anderem auf ein geringer werdendes Schergefälle im hydrodynamischen Reibungsbereich und weniger Kontakt der Oberflächenrauheitsspitzen im Festkörperreibungsbereich zu erklären. Bei einer reibungsmindernden Auslegung der Tangentialkräfte ist eine ausreichende Abdichtwirkung zwischen Brennraum und Kurbelgehäuse sowie eine entsprechende Einhaltung anderer betriebsbedingter Randbedingungen zu gewährleisten. Da auf den Ölabstreifring der größte Anteil der gesamten Reibung des Kolbenringpakets abfällt, bietet sich die Tangentialkraft des Ölabstreifrings $F_{t,\text{ÖI}}$ als Eingangsgröße der Modellstruktur zur Simulation der Kolbenringreibung an. Die Tangentialkraft stellt eine Konstruktionsgröße dar, mit dessen Einbindung in die echtzeitfähige Modellstruktur eine Skalierbarkeit auf ähnliche Tribosysteme ermöglicht wird.

4.2.3.2. Ableitung einer skalierbaren Modellstruktur

Die in Abschnitt 4.2.3.1 durchgeführte Systemanalyse der Einflussgrößen motiviert die Verwendung der Größen

- Motordrehzahl n_{Mot} ,
- Schmierfilmtemperatur in OT Lage $\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$,
- Zylinderspitzendruck \hat{p} ,
- Tangentialkraft des Ölabstreifrings $F_{t,\ddot{O}l}$ und
- Vogelsche Koeffizienten \underline{a}_{Vogel}

als externe Modelleingänge zur Simulation der Kolbenringreibung. Um bei der Modellierung der Kolbenringreibung die Realitätsnähe nicht zu verlieren, muss die motordrehzahl- und lastabhängige Öltemperatur im Schmierfilm in OT Lage $\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$ in plausiblen Variationsbereichen der Simulation als Eingangsgröße zur Verfügung gestellt werden. Dies wird durch ein Teilmodell erreicht, das für einen vorgegebenen Motordrehzahl-/Lastfall eine plausible Schmierfilmtemperatur in OT Lage errechnet. Die Datenbasis für das Teilmodell wird durch die in Tabelle 4.7 aufgelisteten gemessenen Betriebspunkte repräsentiert, die für die jeweiligen Kombinationen aus Zylinderspitzendruck \hat{p} und Motordrehzahl n_{Mot} die entsprechende Schmierfilmtemperatur in OT Lage $\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$ darstellen. Die Auswahl der Be-

Tabelle 4.7.: Datenbasis zur Modellierung der Betriebspunktabhängigen Schmierfilmtemperaturen in OT Lage

Motordrehzahl / min ⁻¹		1000	2000	4000	7000				
\hat{p}_{NL} / bar	$\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$ / °C	15.2	112	16.2	130	17.6	137	22.1	183
\hat{p}_{ML} / bar	$\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$ / °C	39	125	37.2	142	39.3	160	43.2	206
\hat{p}_{VL} / bar	$\vartheta_{\ddot{O}l,OT}$ / °C	39.9	138	60.6	164	67.1	170	67.6	227

triebspunkte erfolgte auf Basis eines Lastschnittes des Versuchsaggregats, wobei bei vier festgehaltenen Motordrehzahlstufen eine Lastvariation von Niedriglast über Mittellast bis Vollast durchgeführt wurde. Als repräsentative Einflussgröße der Last ist der Zylinderspitzendruck \hat{p} gewählt, der durch einen entsprechenden Lastbereichsindex (NL, ML, VL) den jeweiligen Lastbereich der Betriebspunkte in Tabelle 4.7 anzeigt. Mittels der in Tabelle 4.7 gezeigten Sollwerte wurde ein neuronaler Approximator abgeglichen, der die interne Modellgröße $\tilde{\vartheta}_{\ddot{O}l,OT}$ in der in Abbildung 4.12 dargestellten Teilmodellstruktur mittels des funktionalen Zusammenhangs

$$\tilde{\vartheta}_{\ddot{O}l,OT} = f_{MLP}(n_{Mot}, \hat{p}) \approx \vartheta_{\ddot{O}l,OT} \tag{4.22}$$

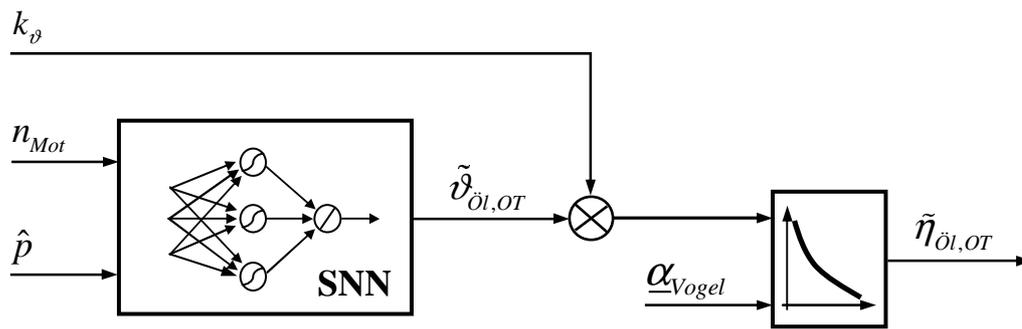


Abbildung 4.12.: Teilmodell zur echtzeitfähigen Simulation der dynamischen Schmierfilmviskosität in OT Lage

nachbildet. Das Simulationsergebnis der Schmierfilmtemperatur in OT Lage des in Gleichung 4.22 formulierten neuronalen Approximators ist in Abbildung 4.13 dargestellt. Die hohe Approximationsgüte der Schmierfilmtemperatur in OT Lage $\vartheta_{\text{öl,OT}}$ wird durch eine Nichtüberschreitung des Approximationsfehlerbereichs $ApproxErr$ von ± 1 °C durch die nachgebildeten Werte $\tilde{\vartheta}_{\text{öl,OT}}$ gezeigt. Wie in

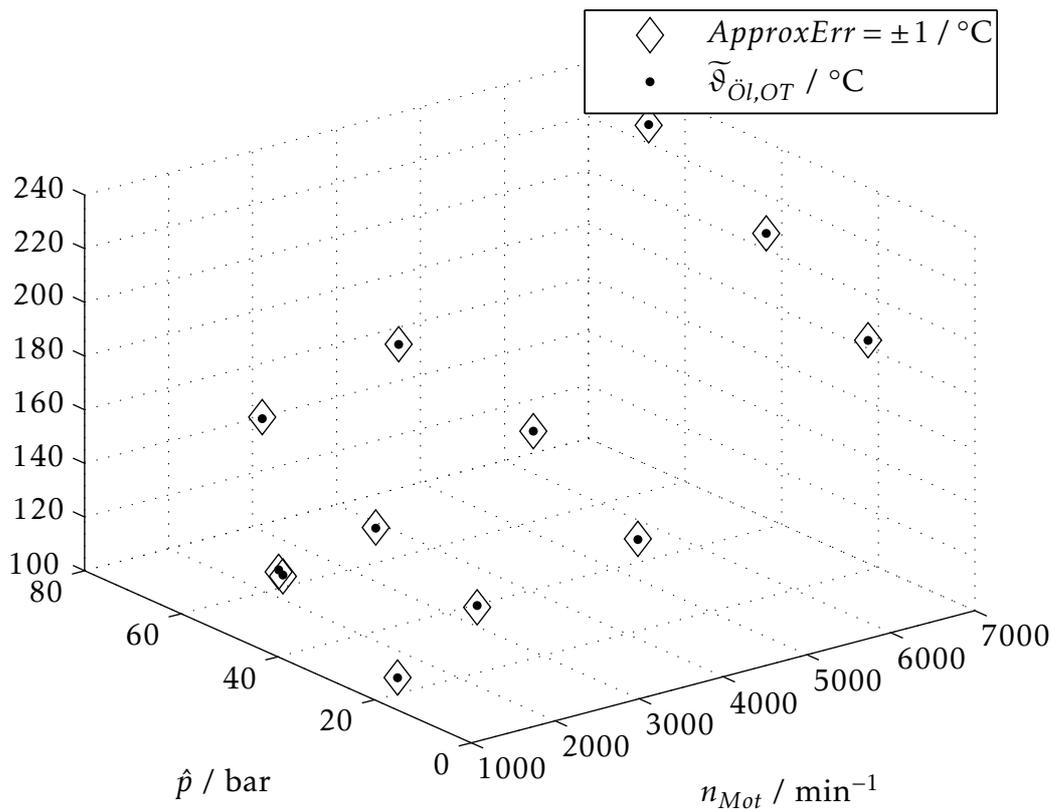


Abbildung 4.13.: Simulationsergebnis der internen Teilmodellgröße Schmierfilmtemperatur in OT Lage

Abbildung 4.13 ersichtlich, wird die modellinterne Größe $\tilde{\vartheta}_{\text{öl,OT}}$ mit dem Faktor k_φ versehen. Durch diese faktorielle Aufprägung ist es möglich, die sich aus

dem entsprechenden Motordrehzahl/Lastbereich ergebende plausible Schmierfilmtemperatur in OT Lage zu variieren. Die gewichtete Schmierfilmtemperatur in OT Lage wird mittels der schmierstoffspezifischen Vogelschen Koeffizienten \underline{a}_{Vogel} , siehe Gleichung 4.13, und mit der Approximation

$$\tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT} = a_V \exp\left(\frac{b_V}{\tilde{\vartheta}_{\dot{O}l,OT} + c_V}\right) \approx \eta_{\dot{O}l,OT} \quad (4.23)$$

in die dynamische Viskosität in OT Lage $\tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}$ umgerechnet und stellt die modellinterne Ausgangsgröße des in Abbildung 4.12 gezeigten Teilmodells dar. Dieses Teilmodell stellt in Kombination mit dem in Abbildung 4.14 gezeigten Kernmodell das Gesamtmodell zur Simulation der Kolbenringreibung dar. Das Kern-

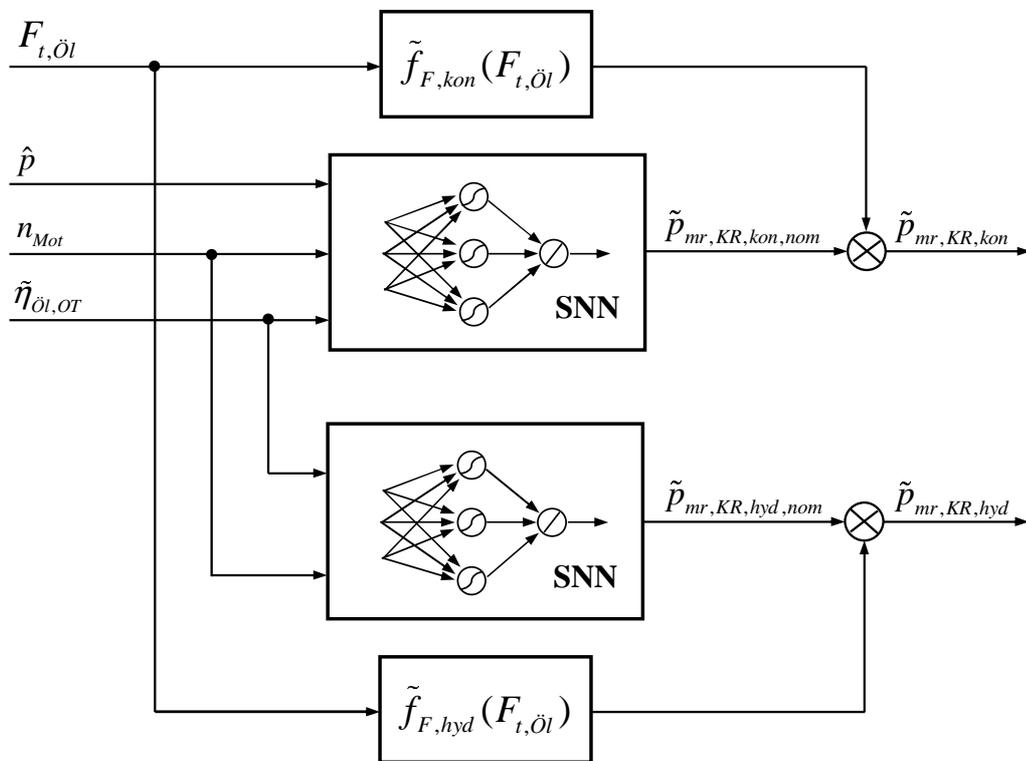


Abbildung 4.14.: Kernmodellstruktur zur echtzeitfähigen Simulation der Kolbenringreibung

modell besteht unter anderem aus zwei neuronalen Approximatoren, die als Ausgänge den nominalen Festkörperkontaktreibungsmittel­druck $p_{mr,KR,kon,nom}$ bzw. den nominalen hydrodynamischen Reibungsmittel­druck $p_{mr,KR,hyd,nom}$ der Kolbenringe liefern. Die Approximation des nominalen Festkörperkontakt­reibungs­mittel­drucks erfolgt mittels der betriebsgrößenbasierten Eingängen Motordrehzahl n_{Mot} , Zylinderspitzen­druck \hat{p} sowie der von dem Teilmodell in Abbildung 4.12 simulierten dynamischen Viskosität in OT Lage $\tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}$ und lässt sich funktional

wie folgt formulieren:

$$\tilde{p}_{mr,KR,kon,nom} = f_{MLP}(n_{Mot}, \hat{p}, \tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}) \approx p_{mr,KR,kon,nom}. \quad (4.24)$$

Der Modellausgang stellt den nachgebildeten nominalen Festkörperkontaktreibungsmitteldruck der Kolbenringe ohne Berücksichtigung einer variablen Tangentialkraft des Ölabbstreifrings $F_{t,\dot{O}l}$ dar. Eine Analyse der Datenbasis ergibt eine linear proportionale Abhängigkeit der nominalen Größe $\tilde{p}_{mr,KR,kon,nom}$ von der Tangentialkraft des Ölabbstreifrings

$$\tilde{p}_{mr,KR,kon,nom} \sim \frac{F_{t,\dot{O}l}}{F_{t,\dot{O}l,nom}}, \quad (4.25)$$

was eine externe multiplikative Aufprägung des Einflusses der Tangentialkraft des Ölabbstreifrings motiviert, wobei $F_{t,\dot{O}l,nom}$ die nominale Tangentialkraft des Ölabbstreifrings darstellt, die zum Abgleich des neuronalen Approximators in Gleichung 4.24 verwendet wurde. Die externe multiplikative Aufprägung des linearen Einflusses wird durch die Funktion

$$\tilde{f}_{F,kon} = a_1 \frac{F_{t,\dot{O}l}}{F_{t,\dot{O}l,nom}} + a_0 \quad (4.26)$$

realisiert, wobei die Koeffizienten a_1 und a_2 mittels der Least Square Methode geeignet bestimmt werden. Durch die multiplikative Verknüpfung der parametrisierten Funktion 4.26 mit dem nominalen Teilmodell in Gleichung 4.24 ergibt sich der Modellausgang des Festkörperkontaktreibungsmitteldrucks

$$\tilde{p}_{mr,KR,kon} = f_{MLP}(n_{Mot}, \hat{p}, \tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}) \tilde{f}_{F,kon}(F_{t,\dot{O}l}), \quad (4.27)$$

der in Abhängigkeit der genannten Betriebsgrößen und der Konstruktionsgröße $F_{t,\dot{O}l}$ simuliert wird.

Der zweite neuronale Approximator in der Kernmodellstruktur in Abbildung 4.14 bildet in Abhängigkeit der internen Modellgröße dynamische Viskosität in OT Lage $\tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}$ und der Motordrehzahl n_{Mot} den nominalen hydrodynamischen Reibungsmitteldruck $p_{mr,KR,hyd,nom}$ der Kolbenringe nach und ist funktional wie folgt gegeben:

$$\tilde{p}_{mr,KR,hyd,nom} = f_{MLP}(n_{Mot}, \tilde{\eta}_{\dot{O}l,OT}) \approx p_{mr,KR,hyd,nom}. \quad (4.28)$$

Wie in Abschnitt 4.2.3.1 erörtert und in Abbildung 4.11 gezeigt, kann auf eine Berücksichtigung des Zylinderspitzenendrucks \hat{p} bei der Simulation des hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks verzichtet werden, da der Lasteinfluss einen vernachlässigbar geringen Einfluss auf die hydrodynamischen Reibungsanteile der Kolbenringe hat. Der hydrodynamische Reibungsmitteldruck weist ebenfalls eine der Datenbasis zu entnehmende linear proportionale Abhängigkeit von der Tangentialkraft des Ölabstreifrings auf. Die Berücksichtigung dieses Einflusses erfolgt in der Modellstruktur in Abbildung 4.14 auf analoge Weise wie bei dem Festkörperkontaktreibungsdruck und wird mittels der Funktion

$$\tilde{f}_{F,hyd} = a_1 \frac{F_{t,\ddot{O}l}}{F_{t,\ddot{O}l,nom}} + a_0, \tag{4.29}$$

dem nominalen hydrodynamischen Reibungsmitteldruck multiplikativ aufgeprägt. Der Modellausgang des hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks ergibt sich durch die Multiplikation der mittels der Least Square Methode parametrisierten Funktion in Gleichung 4.29 mit dem nominalen Teilmodell in Gleichung 4.28

$$\tilde{p}_{mr,KR,hyd} = f_{MLP}(n_{Mot}, \tilde{\eta}_{\ddot{O}l,OT}) \tilde{f}_{F,hyd}(F_{t,\ddot{O}l}). \tag{4.30}$$

Die jeweiligen Gültigkeitsbereiche der externen und internen Modelleingänge der Gesamtstruktur zur echtzeitfähigen Modellierung der Kolbenringreibung sind in Tabelle 4.8 dargestellt. Die Variation der Betriebsgrößen Motordrehzahl n_{Mot} ,

Tabelle 4.8.: Messbereiche bzw. Parameter der verwendeten Modelleingänge zur Nachbildung der Kolbenringreibung

Modelleingang	Messbereich / Parameter	Einheit
n_{Mot}	$\in [1000;7000]$	min^{-1}
$\tilde{\vartheta}_{\ddot{O}l,OT}$	Betriebspunkt spezifisch, siehe Tabelle 4.7	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\ddot{O}l,OT}$	Betriebspunkt spezifisch, siehe Tabelle 4.7	Ns/m^2
\hat{p}	Betriebspunkt spezifisch, siehe Tabelle 4.7	bar
$F_{t,\ddot{O}l}$	$\in [15.3;35.7]$	N
k_{ϑ}	$\in [0.7;1.3]$	\mathbb{R}
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

Zylinderspitzenendruck \hat{p} , die nachgebildete Schmierfilmtemperatur in OT-Lage $\tilde{\vartheta}_{\ddot{O}l,OT}$ und der Konstruktionsgröße Tangentialkraft des Ölabstreifrings $F_{t,\ddot{O}l}$ erlauben simulationstechnische Betrachtungen von Betriebsbereichen bzw. Betriebspunkten, die auf einem Motorenprüfstand nur unter erheblichen Aufwand durchzuführen wären. Des Weiteren ermöglicht die getrennte Simulation von Festkörper-

perkontaktreibung und hydrodynamischer Reibung eine vertiefte Systemanalyse sowie eine selektive Beurteilung des Reibungsverhaltens des tribologischen Systems der Kolbenringe.

4.2.3.3. Modellgestützte Ableitung des Systemverhaltens der Kolbenringreibung

Mittels der in Abschnitt 4.2.3.2 hergeleiteten Modellstruktur wird im Folgenden das Systemverhalten der Kolbenringreibung untersucht. Dabei wird in Abhängigkeit der zur Simulation gewählten Einfluss- bzw. Modelleingangsgrößen der Festkörperkontaktreibungsmitteldruck separat von dem hydrodynamischen Reibungsmitteldruck simuliert und analysiert.

Analyse des Motordrehzahleinflusses Die in Abschnitt 4.2.3.2 erstellte Struktur zur Berechnung der Reibung der Kolbenringe erlaubt die selektive Simulation der Festerkörperreibungsanteile von hydrodynamischen Anteilen und ermöglicht somit eine reibungsartspezifische Analyse bzw. Beurteilung des Systems. Die auftretenden Reibungsarten im Tribosystem Kolbenringe/Zylinderwand sind in Abbildung 4.15 unter den in Tabelle 4.9 aufgelisteten Randbedingungen dargestellt. Die aus den Simulationsrandbedingungen vorgegebene, konstante dyna-

Tabelle 4.9.: Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler Motordrehzahl

Modelleingang	Wertebereich / Werte	Einheit
n_{Mot}	$\in [800;7200]$	min^{-1}
k_{ϑ}	$\in [0.7;1.3]$	\mathbb{R}
$\tilde{\vartheta}_{\text{Öl,OT}}$	142	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl,OT}}$	0.003465	Ns/m^2
\hat{p}	39	bar
$F_{t,\text{Öl}}$	25.5	N
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

mische Viskosität in OT Lage wird mittels einer geeignet gewählten Variation des Faktors k_{ϑ} ermöglicht. Dazu wird die modellintern berechnete motordrehzahl- und zylinderspitzenruckabhängige Schmierfilmtemperatur in OT Lage $\tilde{\vartheta}_{\text{Öl,OT}}$ mit der entsprechenden Variation des Faktors k_{ϑ} auf den zur dynamischen Viskosität in OT Lage $\tilde{\eta}_{\text{Öl,OT}}$ äquivalenten Temperaturwert konstant gehalten. Dem Verlauf des nachgebildeten hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks der Kol-

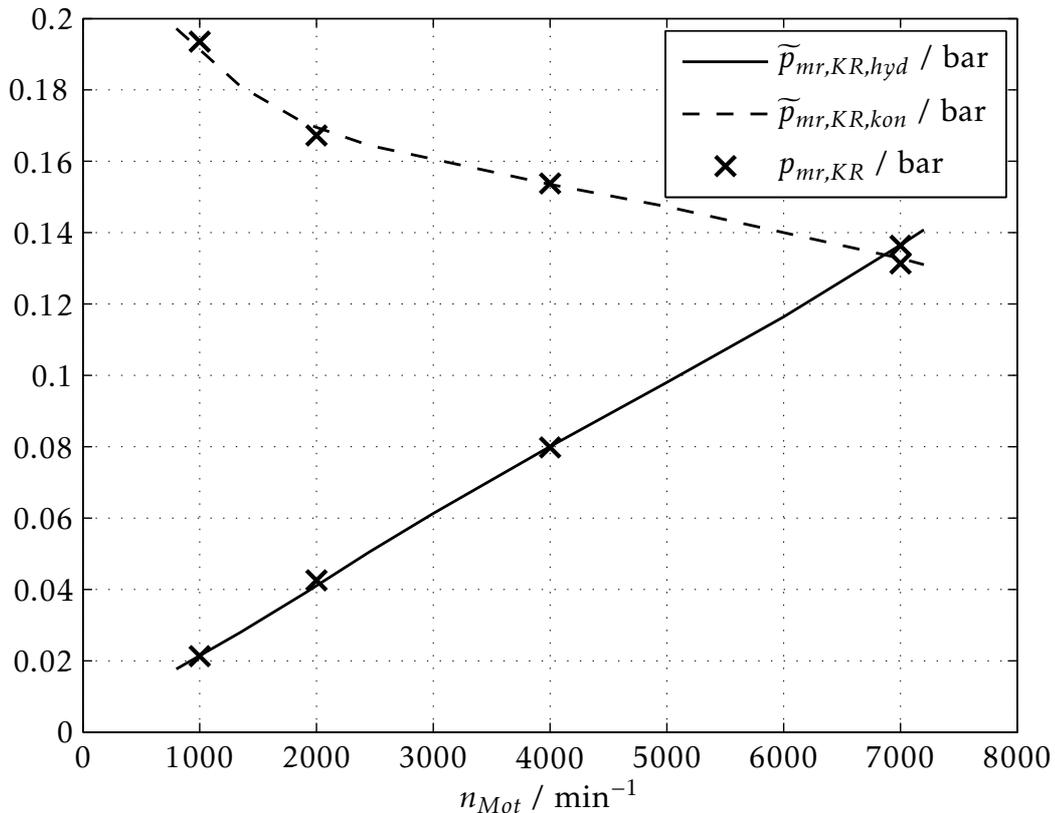


Abbildung 4.15.: Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der Motordrehzahl

benringe $\tilde{p}_{mr,KR,hyd}$ ist ein annähernd mit der Motordrehzahl linear ansteigender funktionaler Zusammenhang zu entnehmen. Dieses Verhalten ist gemäß der hydrodynamischen Schmierfilmtheorie mit einer Zunahme des Schergefälles im Schmierfilm bei größer werdenden Relativgeschwindigkeiten zu erklären und ist in dem hydrodynamischen Reibungsbereich der in Abbildung 4.2 gezeigten Stribeck-Kurve wiederzufinden. Dem Verlauf des nachgebildeten Festkörperkontaktreibungsdruckmitteldrucks $\tilde{p}_{mr,KR,kon}$ in Abbildung 4.15 ist dagegen ein mit der Motordrehzahl nicht linear abfallender Zusammenhang zu entnehmen, der in der Stribeck-Kurve in Abbildung 4.2 ebenfalls wiederzufinden ist. Die Abnahme des Festkörperkontaktmitteldruckanteils ist durch einen höheren Schmierfilmdruck zu erklären, der eine höhere Trennung der Reiboberflächen bewirkt. Durch den mit steigender Motordrehzahl zunehmenden Schmierfilmaufbau kommt es bei großen Motordrehzahlen bzw. mittleren Kolbengeschwindigkeiten zu einem höheren Anteil von hydrodynamischer Reibung gegenüber der Festkörperkontaktreibung. Die Simulation ermöglicht somit die reibungsartspezifische Untersuchung des Tribosystems der Kolbenringe von motordrehzahlabhängigen Phänomenen, die z. B. während eines Motorhochlaufs auftreten bzw. zu beobach-

ten sind. Durch eine entsprechende Vorgabe von Randbedingungen kann somit z. B. eine reibungsartspezifische Beurteilung der Kolbenringe während eines Kaltstarts erfolgen.

Analyse des Einflusses der dynamischen Viskosität In Abbildung 4.16 sind die beiden in dem Tribosystem der Kolbenringe auftretenden Reibungsarten in Form von Reibungsmitteldrücken in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität in OT Lage dargestellt. Gemäß der hydrodynamischen Schmierfilmtheorie ist aus

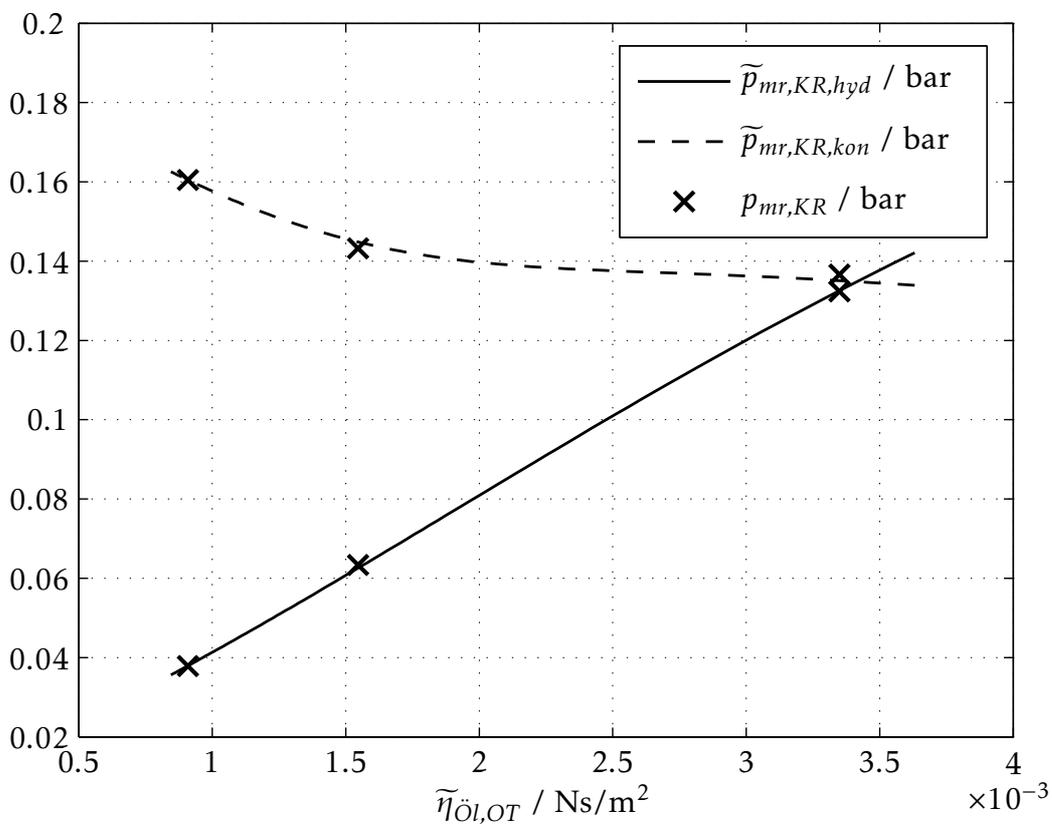


Abbildung 4.16.: Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der dynamischen Viskosität in OT Lage

Abbildung 4.16 ein annähernd linearer Anstieg des nachgebildeten hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks $\tilde{p}_{mr,KR,hyd}$ bei steigender dynamischer Viskosität zu entnehmen. Der funktionale Zusammenhang dieses Verhaltens ist in Gleichung 4.11 formuliert und beinhaltet u. a. die Proportionalität zwischen der Schubspannung τ im Schmierfilm und der dynamischen Viskosität. Dem nachgebildeten Verlauf des Festkörperkontaktreibungsmitteldrucks $\tilde{p}_{mr,KR,kon}$ ist eine nichtlineare Abnahme bei steigender dynamischer Viskosität zu entnehmen. Dieses Verhalten ist darauf zurückzuführen, dass bei den in Tabelle 4.10 aufgelisteten Simu-

lationsrandbedingungen ein hochviskoser Zustand des Schmiermittels zu einer größeren Trennwirkung der Reibungsflächen führt als ein niedrigviskoser Zustand des Schmiermittels. Die erhöhte Trennwirkung bei einer hohen dyna-

Tabelle 4.10.: Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler dynamischer Viskosität

Modelleingang	Wertebereich / Werte	Einheit
n_{Mot}	7000	min^{-1}
$k_{\mathcal{S}}$	$\in [0.675; 1.35]$	\mathbb{R}
$\tilde{\vartheta}_{\text{Öl},OT}$	$\in [139.04; 278.08]$	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl},OT}$	$\in [0.000845; 0.0036]$	Ns/m^2
\hat{p}	43.2	bar
$F_{t,\text{Öl}}$	25.5	N
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

mischen Viskosität führt zu einer Reduzierung von Verschleißerscheinungen im Tribosystem der Kolbenringe, lässt allerdings den hydrodynamischen Reibungsanteil deutlich ansteigen. Für die Auslegung des Tribosystems muss somit ein entsprechendes Optimum gefunden werden, das sich aus der Einhaltung der Betriebssicherheit, systemspezifischen Anforderungen sowie eines möglichst geringen Reibungsverlustes ergibt.

Analyse des Einflusses des Zylinderspitzenendrucks In Abschnitt 4.2.3.1 wurde bereits die vernachlässigbare Abhängigkeit des hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks der Kolbenringe vom Zylinderspitzenendruck erörtert. Hierbei wur-

Tabelle 4.11.: Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variablem Zylinderspitzenendruck

Modelleingang	Wertebereich / Werte	Einheit
n_{Mot}	2000	min^{-1}
$k_{\mathcal{S}}$	1	\mathbb{R}
$\tilde{\vartheta}_{\text{Öl},OT}$	142	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl},OT}$	0.00347	Ns/m^2
\hat{p}	$\in [15.5; 61]$	bar
$F_{t,\text{Öl}}$	25.5	N
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

de aus den in Abbildung 4.11 dargestellten und zu dem Zeitpunkt vorliegenden Prozesswerten geschlossen, dass die hydrodynamischen Reibungsanteile keiner

Lastabhängigkeit unterliegen. Zur Überprüfung dieser Annahme sind in Abbildung 4.17 drei zusätzlich gerechnete Sollwerte $p_{mr,KR}$ gezeigt, die die Annahme der Lastunabhängigkeit des hydrodynamischen Reibungsanteils bestätigen. Die

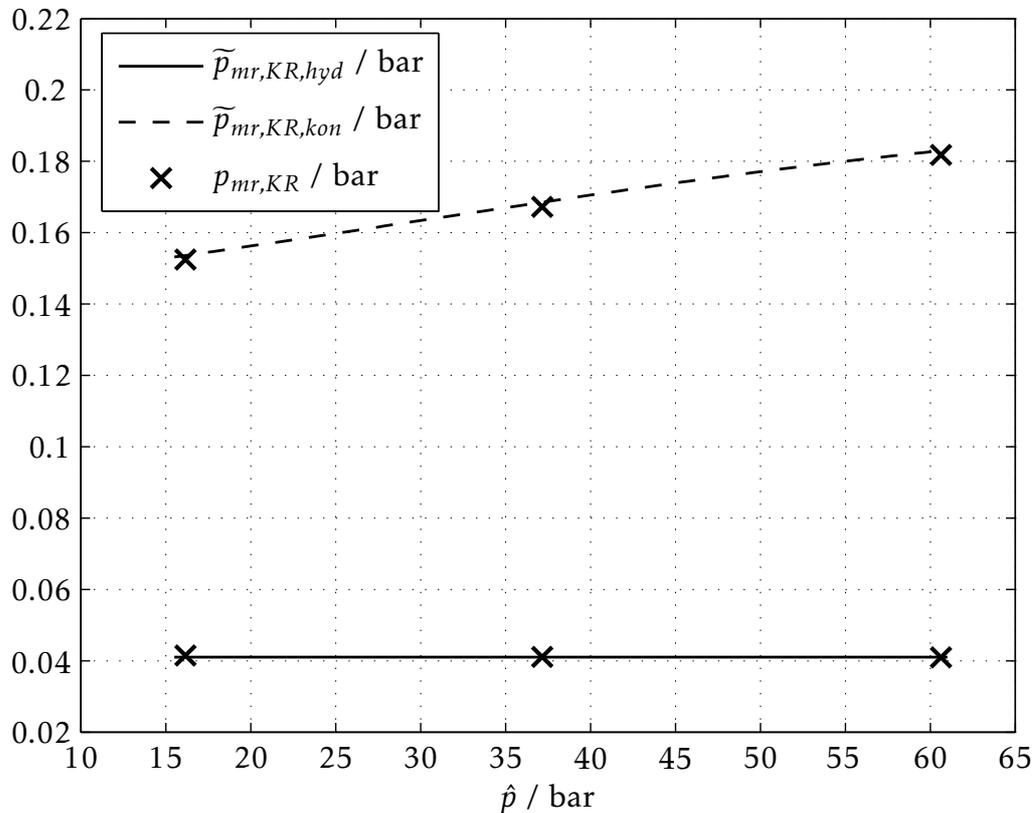


Abbildung 4.17.: Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit des Zylinderspitzenendrucks

drei zusätzlichen Sollwerte wurden unter Vorgabe der in Tabelle 4.7 gezeigten lastspezifischen Zylinderspitzenendrücke (\hat{p}_{NL} , \hat{p}_{ML} , \hat{p}_{VL}) bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} erstellt, wobei die in Tabelle 4.11 aufgelisteten Randbedingungen der Berechnung zugrunde gelegt wurden. Der nachgebildete Verlauf des Festkörperkontaktreibungsmitteldrucks ist in Abbildung 4.17 unter den in Tabelle 4.11 gezeigten Simulationsrandbedingungen dargestellt. Dem Simulationsverlauf ist ein annähernd linearer Zuwachs bei steigendem Zylinderspitzenendruck zu entnehmen. Dieses Verhalten ist auf die größere Anpressung der Ringe an die Zylinderwand zurückzuführen, was wiederum zu einer höheren Kontaktreibung führt.

Analyse des Einflusses der Tangentialkraft des Ölabbstreifrings Die Tangentialkraft des Ölabbstreifrings stellt die zur Skalierung der in Abbildung 4.14 darge-

stellten kombinierten Modellstruktur erforderliche Konstruktionsgröße dar. Das Simulationsergebnis der Reibungsmitteldrücke der Kolbenringe ist in Abhängigkeit der Tangentialkraft des Ölabstreifrings $F_{t,\dot{O}l}$ unter Einhaltung der in Tabelle 4.12 aufgelisteten Randbedingungen in Abbildung 4.18 dargestellt. Der nach-

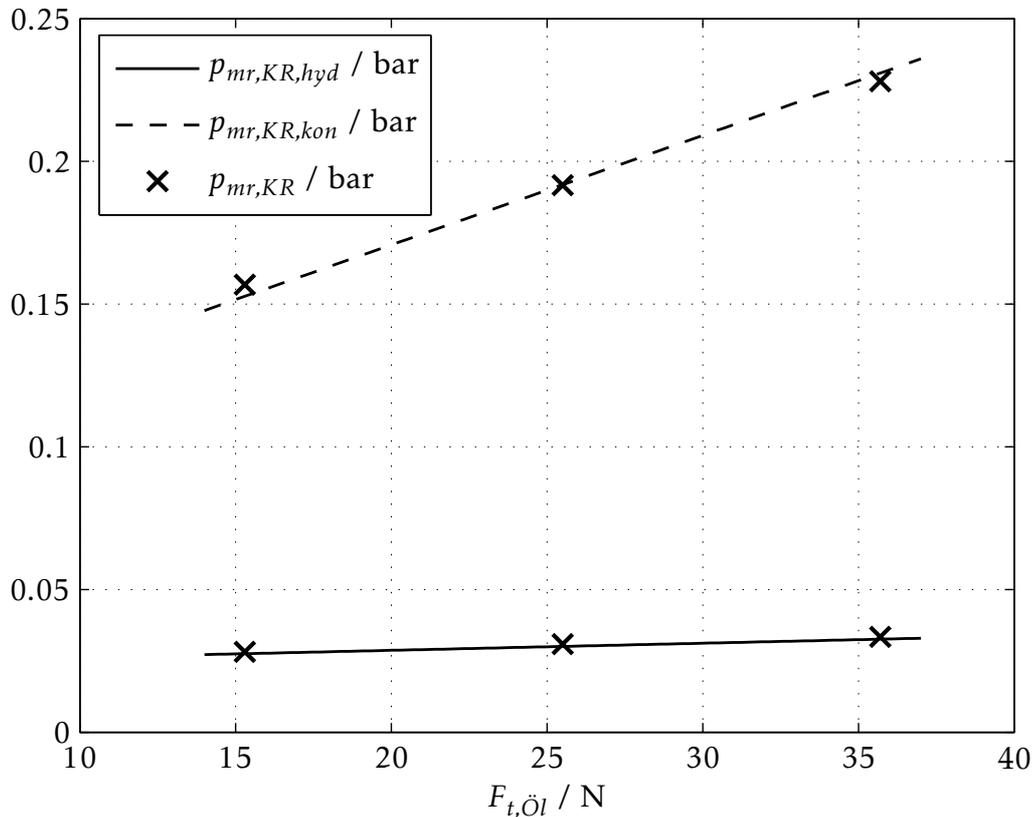


Abbildung 4.18.: Simulation der Kolbenringreibung in Abhängigkeit der Tangentialkraft des Ölabstreifrings

gebildetet Verlauf des hydrodynamischen Reibungsmitteldrucks $\tilde{p}_{mr,KR,hyd}$ zeigt einen leichten linearen Anstieg mit steigender Tangentialkraft des Ölabstreifrings. Eine Erhöhung der Tangentialkraft ist mit einem höheren Anpressdruck des Ölabstreifrings an die Zylinderwand verbunden, siehe Gleichung 4.21, und führt durch den reduzierten Schmierspalt zwischen Ölabstreifring und Zylinderwand zu einer Erhöhung der hydrodynamischen Reibung. Die Erhöhung des Anpressdrucks durch eine Erhöhung der Tangentialkraft des Ölabstreifrings ist hierbei nicht mit der Erhöhung des Anpressdrucks durch einen höheren Spitzendruck gleichzusetzen, weil eine Erhöhung des Spitzendrucks sich vor allem auf die Anpressung der Kompressionsringe auswirkt. Einen deutlich größeren Einfluss hat eine Erhöhung der Kraft $F_{t,\dot{O}l}$ auf den Verlauf des nachgebildeten Festkörperkontaktreibungs mitteldrucks $\tilde{p}_{mr,KR,kon}$, der linear mit der erhöhten Kraft ansteigt. Durch die Erhöhung des Anpressdrucks kommt es zu immer mehr Be-

Tabelle 4.12.: Randbedingungen der Kolbenringsimulation mit variabler Tangentialkraft des Ölabstreifrings

Modelleingang	Wertebereich / Werte	Einheit
n_{Mot}	2000	min^{-1}
k_{ϑ}	1	\mathbb{R}
$\tilde{\vartheta}_{\text{Öl,OT}}$	164.5	$^{\circ}\text{C}$
$\tilde{\eta}_{\text{Öl,OT}}$	0.0025	Ns/m^2
\hat{p}	60.6	bar
$F_{t,\text{Öl}}$	$\in [14; 37]$	N
\underline{a}_{Vogel}	$[5.17 \cdot 10^{-5}, 1133, 127.44]$	\mathbb{R}

rührungen der Oberflächenrauigkeitsspitzen der Reibungspartner, was zu einer Zunahme des Festkörperkontaktreibungsdruckes führt. Der größte Teil der durch das Kolbenringpaket verursachten Reibung fällt auf den Ölabstreifring ab. Durch die modelltechnische Variationsmöglichkeit der Tangentialkraft dieses Ringes kann somit ein entscheidender konstruktionsgrößenbasierter Einfluss auf das Reibungsverhalten der Tribopaarung Kolbenringe/Zylinderwand genommen werden.

Die vorgestellte Modellierung ermöglicht die getrennte Nachbildung von hydrodynamischen und Festkörperkontaktreibungsanteilen im Tribosystem der Kolbenringe. Der gesamte nachgebildete Reibungsdruck der Kolbenringe $\tilde{p}_{mr,KR}$ ergibt sich durch die Summenbildung der beiden Reibungsanteile

$$\tilde{p}_{mr,KR} = \tilde{p}_{mr,KR,hyd} + \tilde{p}_{mr,KR,kon} \quad (4.31)$$

und liefert in Abhängigkeit der Modelleingangsgrößen die Gesamtreibung der Tribopaarung Kolbenringe/Zylinderwand.

4.2.4. Bewertung der Simulationsqualität und -geschwindigkeit der erstellten Reibungsmodelle

Die Simulationsqualität der in den Abschnitten 4.2.2 und 4.2.3 erstellten Reibungsmodelle der Grundlager und Kolbenringe bewegt sich auf einem hohen Niveau. Der größte während der Modellvalidierungs- bzw. Modellverifikationsphase vorgekommene absolute Fehler betrug lediglich drei Prozent. Um die Echtzeitfähigkeit für den späteren Einsatz in HiL-Umgebungen zu gewährleisten, wurden möglichst wenige Neuronen in der Versteckten-Schicht der neuronalen Teil-

odelle verwendet. Die Anzahl der verwendeten Neuronen in der Versteckten-Schicht N_N der ausschließlich verwendeten dreischichtigen MLPs kann mittels des Zusammenhangs

$$N_N = 2N_u - 1 \quad (4.32)$$

abgeschätzt werden, wobei N_u die Anzahl der Eingänge darstellt. Die Abschätzung liefert einen guten Kompromiss aus der Approximationsqualität der zum Abgleich verwendeten Lerndaten und der Interpolationsfähigkeit des neuronalen Approximators. Die optimale Anzahl der Neuronen in der Versteckten-Schicht kann je nach Problemstellung und vorgegebenen Randbedingungen von der in Gleichung 4.32 formulierten Abschätzung abweichen. Des Weiteren sei anzumerken, dass die Simulationsqualität des Approximators eine sehr starke Abhängigkeit von der Anregung des zum Abgleich verwendeten Lerndatensatzes aufweist.

Anders als bei der in Abschnitt 3.2 vorgestellten Simulation des Niederdruckverlustes kann bei der Simulation der Reibungsmodelle nicht auf dynamische, zeitlich aufgelöste Eingangsdaten zurückgegriffen werden. Hierdurch ist eine Darstellung der Modellausgänge nicht über die Zeit möglich. Um, wie in der Einleitung in Abschnitt 1.2 bereits aufgeführt, eine Aussage über die Einsatzfähigkeit der Reibungsmodelle in einer Echtzeit- bzw. HiL-Umgebung treffen zu können, wird exemplarisch an dem Approximator der Grundlagerreibung eine Analyse der Simulationsgeschwindigkeit durchgeführt. Gemäß der in Tabelle 2.1 formu-

Tabelle 4.13.: Benötigte Rechenoperationen für einen Simulationsschritt des neuronalen Approximators in der Grundlagermodellstruktur

Rechenoperation	Anzahl der Rechenoperation
Addition	25
Subtraktion	5
Multiplikation	25
Division	5
Berechnung der Exponentialfunktion e	5

lierten Rechenvorschriften ergeben sich unter Berücksichtigung von 5 Neuronen in der Versteckten-Schicht und 3 Eingängen, die in Tabelle 4.13 aufgelisteten Anzahlen von jeweiligen Rechenoperationen für einen Simulationsschritt. Für die Berechnung eines Simulationsschritts mit Matlab® R2007b (Intel® Pentium® CPU T2600, 2,16 GHz) ergibt sich eine Rechenzeit von 14 μ s. Der Betrieb des Modells auf einem CARTS®HiL-System mit 1 ms Abtastzeit kann somit problem-

los erfolgen. Werden neben dem neuronalen Approximator auch die restlichen Bestandteile der in Abbildung 4.6 gezeigten Grundlagermodellstruktur der Rechengeschwindigkeitsanalyse unterzogen, so zeigt sich nur eine geringfügig höhere Rechenzeit.

Die Modellstrukturen zur Modellierung der Reibung verfügen über neuronale Teilmodelle, die maximal drei Eingänge und sechs Neuronen in der Versteckten-Schicht aufweisen. Des Weiteren werden zur externen Aufprägung nur Polynome verwendet, die den quadratischen Grad nicht überschreiten und damit über wenige Rechenoperationen pro Simulationsschritt verfügen. Hierdurch ist gewährleistet, dass die jeweiligen erstellten Modellstrukturen den Aspekt der Echtzeitfähigkeit erfüllen.

5. Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit werden physikalisch motivierte, echtzeitfähige Mittelwertmodelle zur quasistationären Nachbildung des Prozessverhaltens von Verlustkomponenten des Ladungswechsels und der Reibung eingesetzt.

Als erster Ansatz wird eine Verlustbetrachtung mittels des auf einem Motorenprüfstand ermittelten Schleppmomentes erstellt. Die gewählte Modellstruktur besteht aus einem neuronalen Approximator, der mittels physikalisch motivierter Eingänge das Schleppmoment simuliert. Die Modellierung erlaubt keine selektive Betrachtung der Verlustkomponenten Ladungswechsel und Reibung. Des Weiteren liefert die Simulation des Schleppmomentes nur Aussagen über das unbefeuerte Prozessverhalten der entsprechenden Verluste.

Aus den gewonnen Erkenntnissen wird eine kombinierte Modellstruktur abgeleitet, die eine getrennte Simulation der Niederdruckverluste von den Reibungsverlusten unter realen Betriebsbedingungen ermöglicht. Die zum Abgleich des Teilmodells zur Simulation des Niederdruckverlustes erforderlichen statischen Messdaten werden aus dynamischen Fahrversuchen extrahiert. Mittels einer parallel durchgeführten Indizierung werden die entsprechenden Sollwerte dem Modellabgleich zur Verfügung gestellt werden. Um Effizienzsteigerungen in diversen Motorprozessen zu erreichen, haben sich variable Ventiltriebe etabliert. Der Einsatz des variablen Ventiltriebs ermöglicht u. a. die positive Beeinflussung des spezifischen Verbrauchs und des Abgasverhaltens. Des Weiteren werden hohe Drehmomentwerte und maximale Leistungen durch Umschaltung auf große Ventilhübe erreicht. Die durch den VVT bedingten zusätzlichen Einstellgrößen erhöhen allerdings erheblich den Kalibrierungsaufwand der ECU. Aufbauend auf den Erkenntnissen der Simulation des Niederdruckverlustes wird eine kombinierte Modellstruktur abgeleitet, die die Simulation des Niederdruckverlustes unter Berücksichtigung eines variablen Ventiltriebs erlaubt. Die echtzeitfähige Modellstruktur ermöglicht unter Vorgabe der ventiltriebspezifischen Einstellgrößen und der physikalisch motivierten, prozessbeschreibenden Eingangsgrößen die simulationstechnische Beschreibung des Niederdruckverlustes. Dies gestattet einen

Einsatz der Struktur in HiL-Umgebungen, in denen eine Kalibrierung der ECU unterstützt werden kann und somit den Kalibrierungsaufwand erheblich reduziert ([WAWT04], [WWA⁺07], [WBL⁺08]). Das Teilmodell zur Beschreibung der Reibung kann in die drei Komponenten

- nominales Reibungsmoment,
- Temperaturkorrekturmoment und
- Verlustmoment der Hilfs- und Nebenaggregate

unterteilt werden, so dass eine komponentenselektive Simulation und Bewertung erfolgen kann. Diese Art der Modellierung wird globale Reibungsmodellierung genannt, da sie keine Beurteilung einzelner tribologischer Systeme (Lager, Kolbenringe, etc.) beinhaltet bzw. ermöglicht. Die zum Abgleich der einzelnen globalen Reibungsmodelle erforderlichen Abgleichdaten werden aus konditionierten Strip-Messungen zur Verfügung gestellt. Die modelltechnische Vorgabe tiefer Temperaturen über das Teilmodell der Temperaturkorrektur ermöglicht somit auch eine Prozesssimulation unter Kaltstartbedingungen. Durch die Integration des kombinierten Verlustmodells in eine Motormodellstruktur, siehe Abbildung 3.1, können in Echtzeit applikative Maßnahmen unter Berücksichtigung der entsprechenden Verlustprozesse auf einem HiL-Simulator erfolgen [WAWT04].

In einem weiteren Schritt wird die Modellierungstiefe der Reibungsprozesse erheblich erhöht. Mittels einer angewendeten Methodik kann die Simulation der Reibung in einzelnen tribologischen Systemen im Verbrennungsmotor erfolgen. Die Methodik basiert auf einer Schnittstelle zwischen nicht echtzeitfähiger und echtzeitfähiger Simulation. Zuerst wird eine ausführliche Systemanalyse des tribologischen Systems durchgeführt, aus der potentielle Eingangsgrößen zur Modellierung des entsprechenden Prozesses hervorgehen. Sind die Einflussgrößen identifiziert, werden unter Verwendung nicht echtzeitfähiger Experten- bzw. Komplexmodelle Daten erstellt, die eine geeignete Beschreibung des nachzubildenen Prozesses beinhalten. Die Erstellung der Daten erfolgt dabei unter hinreichender Variation der Einfluss- bzw. Eingangsgrößen, so dass funktionale Abhängigkeiten zwischen Eingangsgrößen und Prozessausgang aus den errechneten Daten extrahierbar werden. Im folgenden Schritt werden die errechneten Daten zu einer Datenbasis zusammengefasst, die zum Abgleich der echtzeitfähigen, kombinierten Modellstrukturen dient. Die vorgestellte Methodik erlaubt die Generierung von Prozessdaten, die gar nicht bzw. nur unter erheblichem Aufwand messtechnisch

erfassbar wären. Des Weiteren kann bei der Generierung der Daten eine Variation von Konstruktionsgrößen erfolgen, die dann die Basis für eine Skalierbarkeit der erstellten kombinierten Modellstrukturen auf ähnliche Aggregate bzw. Tribosysteme darstellt.

Unter Anwendung der vorgestellten Methodik wird eine skalierbare, echtzeitfähige Modellstruktur zur Simulation des Reibungsmitteldrucks der Grundlager erstellt. Die Skalierbarkeit der Struktur wird durch Verwendung von konstruktionsgrößenbasierten Modelleingängen erreicht. Durch die modelltechnische Vorgabe von entsprechenden Betriebsgrößen und der Lageranzahl sowie des Lagerspiels kann auf ein Reibungsverhalten geschlossen werden, was sich bei bauähnlichen Aggregaten bzw. ähnlichen tribologischen Systemen ergeben würde. Durch eine analoge Vorgehensweise wie die zur Modellerstellung der Grundlager wird eine echtzeitfähige, skalierbare Modellstruktur zur Simulation der Kolbenringreibung erstellt. Die Struktur erlaubt eine getrennte Simulation der Festkörperkontaktanteile von den hydrodynamischen Reibungsanteilen und lässt somit reibungsartselektive Prozessbeurteilungen zu.

Mittels der erstellten Reibungsmodelle wird eine Analyse des jeweiligen Systemverhaltens durchgeführt, indem der explizite Einfluss der entsprechenden, verwendeten Modelleingangsgrößen auf die nachgebildete Prozessausgangsgröße untersucht und bewertet wird. Da keine dynamischen Verläufe der Prozesseingangs- und Ausgangsgrößen zur komponentenselektiven Reibungssimulation vorhanden sind, wird die Gewährleistung der Echtzeitfähigkeit der Reibungsmodelle mit Untersuchungen der Recheneffizienz bzw. -zeit nachgewiesen. Der somit erstellte Nachweis motiviert die Verwendung der komponentenspezifischen Reibungsmodelle in HiL-Umgebungen.

An den Beispielen zur Simulation der Grundlager- und Kolbenringreibung wurde gezeigt, dass die gewählte Vorgehensweise zur detaillierten Reibungsmodellierung zielführend ist. Die erstellten Modelle können sowohl in HiL-Umgebungen als auch in Form von virtuellen Sensoren in ECUs verwendet werden. Ein weiterer Einsatzschwerpunkt ergibt sich in der zeiteffizienten Berechnung von tribologischen Systemen, die u. a. zur mittelwertbasierten Reibungssimulation oder zur Findung von Anfangswerten für nachgeschaltete rechenintensive Komplexmodellberechnungen eingesetzt werden können. Des Weiteren kann mittels der verwendeten Methodik eine Simulation weiterer tribologischer Systeme im Verbrennungsmotor erfolgen. Die Ergänzung der vorhandenen Reibungsmodelle um entsprechende Modelle zur Simulation der Pleuellager- und Kolbenreibung ermög-

licht die rechenzeiteffiziente Reibungssimulation des Kurbeltriebes. Die sich daraus ergebene Modellstruktur ist in Abbildung 5.1 dargestellt und berechnet den Reibungsmitteldruck des Kurbeltriebes $\tilde{p}_{mr,KT}$ in Abhängigkeit der jeweiligen teilmodellspezifischen Eingänge u . Die gesammelten Erfahrungen bei der Model-

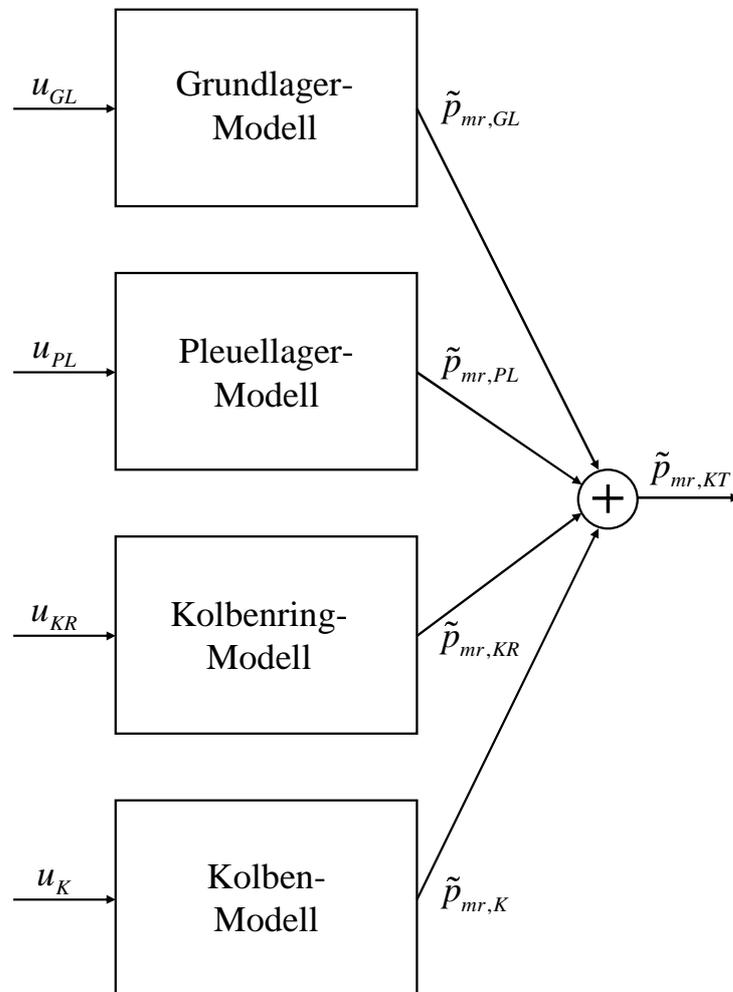


Abbildung 5.1.: Modellstruktur zur Simulation des Kurbeltriebes

lierung des tribologischen Systems der Grundlager können in Modellierungsansätzen zur Pleuellagersimulation einfließen, wobei eventuelle Lasteinflüsse und Festkörperkontaktanteile geeignet zu berücksichtigen sind. Des Weiteren kann bei einer Modellierung des Systems der Kolbenreibung auf ähnliche Strukturen zurückgegriffen werden, wie sie bereits zur Modellierung der Kolbenringreibung erfolgreich verwendet wurde. Die separate Modellierung der Schmierfilmtemperatur der Tribopaarung unter plausiblen Randbedingungen sowie die Aufteilung der hydrodynamischen und Festkörperkontaktanteile kann damit die Grundlage zur Simulation der Kolbenreibung bilden.

A. Rechnergestützte Simulation elastohydrodynamischer Tribosysteme

In Tabelle A.1 sind die in Abschnitt 4.2.1 aufgeführten Teilprobleme mit den entsprechenden Theorien dargestellt [KL03]. Die Teilprobleme lassen sich unter-

Tabelle A.1.: Auflistung der Teilprobleme mit den entsprechenden Theorien zur rechnergestützten Simulation von elastohydrodynamischer Tribosysteme

Teilproblem	Theorie
Hydrodynamik / Festkörperkontakt	hyd. Druckverteilung Oberflächenrauheit Kontaktdruckverteilung Mischreibung Reynoldsgleichung lokale Druckverteilung FE-Algorithmen Mikrodynamik Festkörperreibung
Strukturdynamik	Strukturdeformation Strukturträchtigkeit Newtonsgleichung Reduktionsverfahren FE-Algorithmen Zeitintegration
Mehrkörperdynamik	Körperkopplung Massenträgheit MKS-Bewegungsgleichung Zwangsbedingungen Antrieb Zeitintegration

schiedlichen Motorkomponenten zuordnen und können mit Anwendung der entsprechenden Theorien in Modelle überführt werden, die eine simulationstechnische Betrachtung der komponentenspezifischen Tribosysteme ermöglichen.

Glossar

Approximator Als Approximator oder auch Funktionsapproximator kann z. B. ein neuronales Netz oder Polynom bezeichnet werden.

Betriebsgrößen Unter Betriebsgrößen versteht man Prozessgrößen, die den Prozess betriebsbedingt beeinflussen (z. B. Motordrehzahl, Temperaturen, etc.)

Datenbasis In einer Datenbasis sind die prozessbeschreibenden Daten hinterlegt. Aus ihr werden die entsprechenden zum Modellabgleich benötigten Daten extrahiert.

Echtzeitsystem Ein Echtzeitsystem gewährleistet eine rechtzeitige Berechnung eines Ergebnisses in einem vorher fest definierten Zeitintervall.

Experten Modell Expertenmodelle oder auch Komplexmodelle genannt beruhen auf physikalischen Gesetzen und können den Prozess in einer hohen Detaillierungstiefe nachbilden. Da im Regelfall iterative Berechnungen bei der Simulation durchgeführt werden, entsteht ein deutlich höherer Rechenaufwand als z. B. bei datengetriebenen Modellstrukturen.

Extrapolationsbereich Extrapolationsbereiche treten bei Modellen auf, die aus datengetriebenen Strukturen bestehen oder datengetriebene Teilmodelle besitzen. Der Extrapolationsbereich befindet sich außerhalb der durch die zum Abgleich des Modells verwendeten, gesicherten Werte (Messwerte, Sollwerte) vorgegeben Grenzen. Im Extrapolationsbereichs ist ein unplausibles, simuliertes Prozessverhalten zu erwarten.

HiL Hardware in the Loop ermöglicht einen Test realer, gegebenenfalls vernetzter ECUs in einer virtuellen Umgebung. Die vernetzten ECUs nutzen dabei gemeinsame Signale von Sensoren und tauschen über einen Datenbus Informationen aus. Durch Verwendung physikalisch motivierter Kombimodelle oder rein datengetriebenen Modelle kann z. B. ein virtuelles Fahrzeug in

einem Echtzeit-Rechnersystem simuliert werden. Die Rechenzeit der zu simulierenden Funktionsmodule des Fahrzeugs ist dabei Echtzeit.

Interpolationsbereich Interpolationsbereiche treten bei Modellen auf, die aus datengetriebenen Strukturen bestehen oder datengetriebene Teilmodelle besitzen. Der Interpolationsbereich wird durch die zum Abgleich des Modells verwendeten, gesicherten Werte (Messwerte, Sollwerte) vorgegeben. Innerhalb des Interpolationsbereichs ist, unter Voraussetzung eines geeigneten Modellabgleichs, ein plausibles, simuliertes Prozessverhalten zu erwarten.

Kaltstart Als Kaltstart eines Verbrennungsmotors werden die ersten Sekunden nach erfolgreicher Zündung bezeichnet. Während dieser Kaltstartphase herrschen problematische Betriebsbedingungen (tiefes Temperaturniveau, etc.), die durch entsprechende applikative und konstruktive Maßnahmen teilweise kompensiert werden können.

Kombimodell Kombimodelle oder auch Hybridmodelle genannt verfügen über rechenzeiteffiziente Eigenschaften und weisen bedingt durch die physikalische Grundstruktur einen gewissen Grad an Allgemeingültigkeit bzw. physikalischer Detailtiefe auf.

Konstruktionsgrößen Unter Konstruktionsgrößen versteht man die Prozessgrößen, die den Prozess konstruktionsbedingt beeinflussen (z. B. Bauteilanzahl, Bauteilbreiten, Einbauspiele, etc.)

Lastschnitt Ein Lastschnitt ist eine stationäre Vermessungsart eines Verbrennungsmotors. Bei der Vermessung wird bei konstant gewählten Motordrehzahlpunkten eine je nach Aufgabenstellung gerasterte Lastvariation durchgeführt.

MiL Model in the Loop bezeichnet ein Verfahren, bei dem z. B. ein Fahrzeug mit Aggregaten und ECU-Funktionen auf einem Rechner modelliert und simuliert wird. Die Rechenzeit kann dabei ein Vielfaches der Echtzeit entsprechen. Des Weiteren sind die verwendeten Algorithmen nicht unmittelbar in eine ECU implementierbar und ablauffähig.

MIMO-Modelle Multi Input Multi Output-Modelle verfügen über einen mehrdimensionalen Eingangsraum und einen mehrdimensionalen Ausgangsraum.

MISO-Modelle Multi Input Single Output-Modelle verfügen über einen mehrdimensionalen Eingangsraum und einen eindimensionalen Ausgangsraum.

Mittelwertmodell Mittelwertmodelle bilden hochaufgelöste Prozessdaten in einer reduzierten Auflösung nach. Dabei werden die hochaufgelösten Prozessverläufe durch repräsentative Mittelwerte ersetzt, die konform der reduzierten Auflösung sind. Im Bereich der Motroprozesssimulation werden z. B. kurbelwinkelaufgelöste Verläufe auf eine Verbrennungszyklus-Auflösung reduziert. Die entsprechenden an der Simulation beteiligten Prozessgrößen müssen dann als geeignete bzw. repräsentative Mittelwerte vorliegen.

Modellvalidierung Feststellung des Grades der Eignung eines Modells für die Modellierungszielsetzung; oft als Frage nach der Realitätsnähe des Modells verstanden. (Quelle: Hofmann, M., Vorlesungsscript: Verifikation und Validierung von Modellen, Universität der Bundeswehr München)

Modellverifikation Überprüfung, inwieweit die Implementierung eines Modells mit dessen konzeptioneller Beschreibung und Spezifikation übereinstimmt. (Quelle: Hofmann, M., Vorlesungsscript: Verifikation und Validierung von Modellen, Universität der Bundeswehr München)

Residuum Als Residuum bezeichnet man die Abweichung zwischen den simulierten Wert und den vorgegebenen Sollwert.

Schleppmoment Als Schleppmoment wird die Summe aus Ladungswechsel- und Reibungsverlustmomenten des unbefeuerten Verbrennungsmotors bezeichnet und kann auf einem Motorenprüfstand ermittelt werden.

SiL Bei dem Simulationsverfahren **Software in the Loop** kann z. B. ein virtuelles Fahrzeug als Modell in einem Rechner durch Verwendung physikalisch motivierter Kombi-Modelle oder rein datengetriebener Modelle simuliert werden. Die programmierten Funktionen und Algorithmen sind auf einer ECU implementierbar und ablauffähig. Die Rechenzeit der (virtuellen) Funktionsmodule und ECU-Programme können einem Vielfachen der Echtzeit entsprechen. Des Weiteren besteht eine kompatible Funktionalität zum HiL-Simulator.

Literaturverzeichnis

- [Aye98] AYEYB, Mohamed: *Zur modellbasierten Regelung technischer Prozesse mit dynamischen neuronalen Netzen*, Diss., 1998
- [Bis65] BISHOP, I. N.: Effect of Design Variables on Friction and Economy. In: *SAE Trans.*, vol. 73, pp. 334-358, 1965
- [Bis96] BISHOP, C. M.: *Neural Networks for Pattern Recognition*. 2. Auflage. Oxford University Press, 1996
- [car05] CARTS REAL-TIME SOLUTIONS GMBH (Hrsg.): *CARTS® - Computer Aided Real-time Testsystem - Handbuch*. carts Real-Time Solutions GmbH, 2005
- [CB60] CLEVELAND, A. E. ; BISHOP, I. N.: Several Possible Paths to Improved Part Load Economy of Spark Ignition Engines. In: *SAE Paper 150A*, 1960
- [Cyb89] CYBENKO, G.: Approximations by Superpositions of a Sigmoidal Function. In: *Mathematics of Control, Signals and Systems, Vol. 2:pp. 183-192*, 1989
- [Hat00] HATHAWAY, R.: *Internal Combustion Engines - ENGINE MODELING*, ME 468 Engine Design / Department of Mechanical and Aeronautical Engineering. 2000. – Forschungsbericht
- [Haw99] HAWORTH, D. C.: Large-eddy simulation of incylinder flows. In: *Oil Gas Sci. Technol.* 54, 1999
- [Hei95] HEINRICH, A: *Systematische Optimierung instationärer Vorgänge am Ottomotor mit Hilfe der Echtzeitsimulation*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, Diss., 1995
- [Hel97] HELLMICH, R.: *Einführung in intelligente Softwaretechniken*. 1. Auflage. Prentice Hall, 1997

- [Hey88] HEYWOOD, J. B.: *Internal Combustion Engine Fundamentals*. McGraw-Hill, Inc., 1988
- [HM94] HAGAN, M. T. ; MENJAJ, M. B.: Training Feedforward Networks with the Marquardt Algorithm. In: *IEEE-Transaction on Neural Networks Vol. 5 (No 6)*, 1994
- [HSW89] HORNIK, K. ; STINCHCOMBE, M. ; WHITE, H.: Multilayer Feedforward Networks are Universal Approximators. In: *Neural Networks, Vol. 2:pp. 359-366*, 1989
- [KL03] KNOLL, G. ; LANG, L.: Softwaretools als effektive Entwicklungshilfe für das Tribosystem Kurbeltrieb. In: *Innovative Systeme im Vergleich München, Zylinderlaufbahn, Hochleistungskolben, Pleuel, VDI-Berichte 1794, ISBN 3-18-091764-4*, 2003
- [KLG94] KNOLL, G. ; LECHTAPE-GRÜTER, R.: Kolbenringdynamik. In: *FVV-Forschungsheft 570-1*, 1994
- [KLR95] KNOLL, G. ; LANG, J. ; RIENÄCKER, A.: Transient EHD Connecting Rod Analysis: Full Dynamic VS, Quasi Static Deformation. In: *STLA/ASME Tribology Conference, Florida*, 1995
- [KLS02] KNOLL, G. ; LANG, J. ; SCHÖNEN, R.: Strukturdynamik von Kurbelwelle und Motorblock mit elasto-hydrodynamischer Grundlagerkopplung. In: *13th International Colloquium Tribology Lubricants, Materials and Lubrication Engineering, Ostfildern*, 2002
- [Lic01] LICHTENTHÄLER, D.: *Prozessmodelle mit integrierten neuronalen Netzen zur Echtzeit-Simulation und Diagnose von Verbrennungsmotoren*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 454, Diss., 2001
- [Mar63] MARQUARDT, D.W.: An Algorithm for Least-Squares Estimation of Nonlinear Parameters. In: *J. Soc. Indust. Math., Vol. 11(No. 2):pp. 431-441*, 1963
- [NKK94] NAUK, D. ; KLAWONN, F. ; KRUSE, R.: *Neuronale Netze und Fuzzy Systeme*. 1. Auflage. Vieweg, 1994
- [Ond93] ONDER, C. H.: *Modellbasierte Optimierung der Steuerung und Regelung eines Automotors*. ETH Zürich, Diss., 1993
- [Pat96] PATTERSON, D.: *Künstliche neuronale Netze*. 2. Auflage. Prentice Hall,

1996

- [PKLG92] PEEKEN, H. ; KNOLL, G. ; LECHTAPE-GRÜTER, R.: Kolbenringreibung I. In: *FVV-Forschungsheft 502*, 1992
- [PKS02] PISCHINGER, R. ; KLELL, M. ; SAMS, T.: *Der Fahrzeugantireb*. Zweite, überarbeitete Auflage. SpringerWienNewYork, 2002 (Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine)
- [Stö99] STÖCKER, H.: *Taschenbuch mathematischer Formeln und moderner Verfahren*. 4. Auflage. Harry Deutsch, 1999
- [WAWT04] WILHELM, C. ; AYEB, M. ; WINSEL, T. ; THERKAUF, H.: HiL-gestützte Kalibrierung mit kombinierten physikalisch/neuronalen Prozessmodellen. In: *2. ASIM Workshop Wismar, Modellierung, Regelung und Diagnose von Verbrennungsmotorprozessen, ARGESIM Report no. 27, ASIM-Mitteilungen AMB 92, ISBN 3-901608-27*, 2004
- [WBL⁺08] WILHELM, C. ; BRANDT, S. ; LONGO, C. ; WINSEL, T. ; SCHMIDGAL, J. ; AYEB, M. ; THEUERKAUF, H. J. ; KNOLL, G. D.: Ein kombinierter physikalisch / neuronaler Ansatz zur echtzeitfähigen Modellierung von Verlusten in Verbrennungsmotoren. In: *Haus der Technik, 3. Tagung, Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobilelektronik, Expert-Verlag, ISBN 978-3-8169-2818-8*, 2008
- [Wil03] WILHELM, C.: *Echtzeitfähige Nachbildung des dynamischen Reibmomentenverlaufs für Kaltstart und Warmlauf von Verbrennungsmotoren mittels neuronaler Netze*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, Diplomarbeit, 2003
- [Wil05] WILHELM, C.: *Schleppmomentmodellierung mit kombinierten physikalisch / neuronalen Prozessmodellen für Kalt- und Warmlauf*. In: *Haus der Technik, 2. Tagung, Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobilelektronik, Expert-Verlag, Band 45, ISBN 3-8169-2491-3*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, 2005
- [Win02] WINSEL, T.: *Stabile neuronale Prozessmodelle*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, VDI-Fortschritt-Berichte, Reihe 12, Nr. 513, Diss., 2002
- [Win08] WINSEL, T.: *Entwicklungsmethodiken für Echtzeitmodelle*, Habilitationsschrift, 2008

- [Woe94] WOERMANN, R.: *Ein Beitrag zur Echtzeitsimulation technischer Systeme hoher Dynamik mit diskreten Modellen*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, Diss., 1994
- [WTA⁺03] WINSEL, T. ; THEUERKAUF, H. ; AYEB, M. ; PISCHINGER, S. ; SCHERNUS, C. ; LÜTKEMEYER, G.: Echtzeitfähiges neuronales Motormodell zur Unterstützung der Kaltstart-Applikation. In: *Tagung: Simulation und Test in der Funktions- und Softwareentwicklung für die Automobiltechnik, Haus der Technik*, 2003
- [WTB⁺08] WILHELM, C. ; THEUERKAUF, H. J. ; BRANDT, S. ; BUSCHE, E. ; LONGO, C. ; KNOLL, G. D.: Bericht über die Forschungsaktivitäten im Bereich Modellierung tribologischer Systeme im Verbrennungsmotor. 2008. – Forschungsbericht
- [WWA⁺07] WILHELM, C. ; WINSEL, T. ; AYEB, M. ; THEUERKAUF, H. J. ; BRANDT, S. ; BUSCHE, E. ; LONGO, C. ; KNOLL, G. D.: A Combined Physical / Neural Approach for Real-Time Models of Losses in Combustion Engines. In: *SAE 2007 Transactions Journal of Engines, Paper 1345*. Institut für elektrische Energietechnik - Antriebstechnik (IEE-AT), Universität Kassel, 2007

Sachwortverzeichnis

A

Abschaltversuch.....	36
Aktivierungsfunktion	14
Anpressdruck der Kolbenringe ...	60
Arbeit	
effektiv.....	35
innere	21, 35
Ladungswechsel.....	23
Reibung.....	35
Auslaufversuch.....	37

B

Bias	
Ausgangsschicht.....	15
Versteckte-Schicht	15

C

Chenn und Flynn	38
-----------------------	----

D

Datenbasis	9
Datengewinnung	
Expertensystem	10
Fahrversuch.....	10
Motorenprüfstand.....	10

G

Gütegrad.....	22
---------------	----

I

Indizierverfahren	36
-------------------------	----

L

Least Squares Verfahren.....	11
Lernverfahren.....	16

M

Mitteldruck	
effektiv.....	35
innerer	26, 35
Reibung.....	35

Modell

dyn. Schmierfilmviskosität in OT	
Lage.....	62
globale Reibung	41
Grundlagerreibung.....	49
Kolbenringreibung.....	63
Motormodell	25
Niederdruckverlust.....	29
Niederdruckverlust mit VVT .	31
Verlust	20

Modellart

Datengetriebenes Modell	8
Kombiniertes Modell	8
Mittelwertmodell.....	2
Physikalisches Modell	7
Polynommodell	10

Moment		Willians-Linien.....	37
Kurbelwelle	25	Winterbone	38
Last	25	Wirkungsgrad	
Niederdruckverlust.....	26	des vollkommenen Motors....	21
Reibung.....	26	innerer	21
Schlepp	16		
N			
Neuronale Netze	13		
dynamisch (DNN).....	13		
Multi Layer Perceptron (MLP)	14		
statisch (SNN).....	13		
R			
relatives Lagerspiel.....	47		
S			
Schleppversuch	36		
Schubspannungsgesetz	47		
statische Messdatenextraktion....	27		
Stribeck-Kurve	39		
Strip-Messung.....	37		
V			
variabler Ventiltrieb (VVT).....	29		
Verlust			
Expansion	23		
Kompression	23		
Ladungswechsel.....	23		
Niederdruck.....	23		
Reibung.....	35		
Vogelsche Koeffizienten	48		
W			
Wichtungsmatrix			
Ausgang.....	15		
Eingang.....	15		

Selbstständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbstständig und ohne unerlaubte Hilfe angefertigt und andere als die in der Dissertation angegebenen Hilfsmittel nicht benutzt habe. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus Veröffentlichungen oder unveröffentlichten Schriften entnommen sind, habe ich als solche kenntlich gemacht. Kein Teil dieser Arbeit ist in einem anderen Promotions- oder Habilitationsverfahren verwendet worden.

Christian Wilhelm

8. Dezember 2008