

DISSERTATION

Strömungsmechanische Verluste im Kurbelraum von Hochleistungsmotoren

Axel Friedrich

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades
eines Doktors der technischen Wissenschaften
an der Technischen Universität Graz



Februar 2011

Kurzfassung

In Gesellschaft und Politik rückt Umweltfreundlichkeit und Energieeffizienz immer stärker in den Fokus der Aufmerksamkeit. Entsprechend besteht die Erwartungshaltung, dass vorhandene Ressourcen möglichst effektiv genutzt werden. Dies betrifft in großem Maße die Effizienz der Fortbewegungsmittel und damit den Wirkungsgrad von Verbrennungskraftmaschinen. Daraus folgt, dass bei der Entwicklung moderner Motoren sämtliche Potentiale zur Steigerung des Wirkungsgrades ausgeschöpft werden müssen. Dementsprechend müssen zukünftig auch Potentiale betrachtet werden, die in der Vergangenheit auf Grund des großen Aufwands vernachlässigt wurden. Dazu gehören die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum. Schon die geringe Auswahl an Literatur zu diesem Thema zeigt die bisher unzureichende Betrachtung.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Einflussgrößen auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum herauszustellen und zu bewerten. Ausgehend von den gesamten Kurbeltriebsverlusten erfolgt eine Separierung in die einzelnen Verlustanteile. Weiterhin werden Möglichkeiten gezeigt die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum zu bestimmen. Dafür werden dreidimensionale CFD-Berechnungen des Kurbelgehäuses genutzt, wobei die komplette Kurbeltriebsbewegung realer Motoren abgebildet wird. Das Gas-Öl-Gemisch im Kurbelraum wird hier mittels mehrphasiger monodisperser Euler-Euler-Modellierung berücksichtigt. Des Weiteren werden eine, hier vorgestellte, nulldimensionale Berechnungsmethodik und Versuchsmethoden zur Abschätzung der strömungsmechanischen Verluste genutzt. Es wird eine auf statistischen Methoden basierende Vorgehensweise vorgestellt, mit welcher eine effektive berechnungsseitige Betrachtung bedeutender Einflussgrößen erfolgt. Diese Methodik wird auf zwei unterschiedliche Motorenkonzepte angewandt. Dabei werden bauteilbezogene Verluste berechnet. Aus den Berechnungen wird auf die Charakteristik der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum geschlossen, und die sich ergebenden Optimierungspotentiale werden diskutiert.

Abstract

In society and politics, the focus on environmental-friendliness and energy efficiency is increasing. Accordingly, there is the expectation that existing resources should be used as efficiently as possible. This affects on a large scale the efficiency of transportation technology and thus the efficiency of internal combustion engines. This means that in the struggle to increase the efficiency of modern engines, their full potential has to be exploited. Potential that has been neglected in the past, due to the high effort of the consideration, has to be examined in the future. The fluid mechanical losses in the crank chamber are an example of this. Even the small amount of literature on this topic shows that this problem has not been sufficiently considered.

The aim of the presented work is to highlight the influences on the fluid mechanical losses in the crank chamber and to quantify them. Based on the total losses of the crank drive the different shares of the losses are separated. Furthermore, different possibilities to determine the fluid mechanical losses in the crank chamber will be shown. For this scope, three-dimensional CFD-calculations of the crankcase are used, considering the fully resolved crank drive motion of real engines. The gas-oil-mixture in the crank chamber is taken into account by a multiphase monodisperse Euler-Euler modeling. In addition, a newly introduced zero-dimensional calculation methodology and experimental methods will be used to estimate the fluid mechanical losses. A methodology which is based on statistical methods will be introduced. This allows an effective consideration of important influence factors throughout the calculations. This methodology will be applied to two different engine designs. Component based losses will be calculated. Based on the results, the fluid mechanical losses in the crank chamber will be characterized, and the resulting potential for optimization will be discussed.

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mir während meiner Promotionszeit zur Seite standen und mich über die 3 Jahre begleitet haben. Vielen Dank an die Kollegen von UX-EA-1 bei BMW Motorrad, welche bei den auftretenden Problemen gute und häufige Ansprechpartner waren. Vor allem gilt mein Dank meinen beiden Gruppenleitern und fachlichen Betreuern, Herrn Dr. Georg Unterweger und Herrn Dr. Christopher von Künsberg-Sarre.

Weiterhin möchte ich mich bei der AVL in Graz bedanken, welche durch ihre Unterstützung einen großen Anteil am Fortschreiten dieser Arbeit hat. Besonders erwähnen möchte ich Herrn Dr. Wilfried Edelbauer für die zahlreichen und sehr aufschlussreichen fachlichen Diskussionen.

Ebenso gilt mein Dank Herrn Prof. Eichlseder für die hilfreiche und unkomplizierte Betreuung und Herrn Prof. Steiner für die Übernahme des Koreferates. Darüber hinaus möchte ich Herrn Prof. Geringer für die kurzfristige Übernahme der Drittbegutachtung danken.

Schließlich möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, meinen Eltern und meiner Frau für ihre Geduld und fortwährende Unterstützung.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
2	Verluste im Kurbelraum	3
2.1	Einordnung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum	3
2.2	Der Aufbau des Kurbelgehäuses	6
2.3	Prozesse im Kurbelgehäuse	7
2.4	Stand der Technik	9
3	Einflussgrößen auf die Kurbelraumdurchströmung	11
3.1	Motorenkonzept	11
3.2	Einfluss der Motordrehzahl	13
3.3	Der Blow-by Eintrag	14
3.4	Zusammensetzung des Kurbelraumgases	18
3.5	Der Öleintrag in den Kurbelraum	19
3.6	Der Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid	22
3.7	Einfluss der Ölsorte	24
3.8	Das Größenspektrum der Öltröpfchen	25
3.8.1	Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle	25
3.8.2	Zerstäubung durch Blow-by	33
3.8.3	Ölzerstäubung durch Fluidinteraktion	35
3.8.4	Zusammenfassung Größenspektrum der Öltröpfchen	37
3.9	Die mittlere Temperatur im Kurbelraum	38
3.10	Der mittlere Druck im Kurbelraum	39
3.11	Einfluss der Oberflächenstruktur	39
3.12	Zusammenfassung zu den Einflussgrößen	40
4	Ansätze zur Modellierung der Strömung in Kurbelräumen	41
4.1	Dreidimensionale Modellierung mehrphasiger Strömungen	41
4.1.1	Lösen der mehrphasigen Problemstellung	43
4.1.2	Kopplung der Phasen	46
4.1.3	Lösungszyklus	49
4.2	Nulldimensionale Modellierung	50
4.2.1	Herleitung der nulldimensionalen Gleichungen	51
4.2.2	Aufstellen und Lösen der Gleichungssysteme	54
4.2.3	Lösungsvorgang bei nulldimensionaler Modellierung	55

5	Berechnung der strömungsmechanischen Verluste	56
5.1	Verlustberechnung aus nulldimensionaler Modellierung	57
5.2	Verlustberechnung aus dreidimensionaler Modellierung	58
5.3	Empirisch-analytische Berechnung aus Versuchsergebnissen	62
5.3.1	Berechnung der Lagerreibung	63
5.3.2	Berechnung der Kolbenreibung	64
5.3.3	Berechnung des CFMEP	65
5.4	Vergleich der Berechnungsmethoden	66
5.5	Vorgehensweise bei der Systemanalyse	67
5.5.1	Design-of-Experiments	68
5.5.2	Metamodellauswahl	71
5.5.3	Neuronale Netze	72
5.5.4	Zusammenfassung der Methodik	75
6	Modellaufbau und Sensitivität	76
6.1	Modellaufbau	76
6.1.1	Modellvereinfachungen	77
6.1.2	Erstellung der bewegten Netze	77
6.1.3	Randbedingungen	80
6.2	Sensitivität	83
6.2.1	Drehzahleinfluss	84
6.2.2	Einfluss der Gaszusammensetzung	86
6.2.3	Einfluss des Ölvolumenanteils	87
6.2.4	Einfluss der Temperatur	90
6.2.5	Einfluss der Ölsorte	93
6.2.6	Einfluss des Blow-by	94
6.2.7	Einfluss des Kurbelraumdrucks	95
6.2.8	Einfluss der Oberflächenrauigkeit	96
6.2.9	Einfluss des Sauterdurchmessers der Öltröpfchen	97
6.2.10	Einfluss der polydispersen Modellierung der Ölphase	98
6.2.11	Weitere Untersuchungen	100
6.2.12	Detailauswertung	101
6.2.13	Abgleich zum Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle	109
6.2.14	Zusammenfassung Sensitivitätsanalyse	109
7	Systemanalyse	112
7.1	Systemanalyse der BMW R1200GS	112
7.1.1	Definition des Parameterraums	113
7.1.2	Bestimmen des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW R1200GS	113
7.1.3	Detailauswertung des CFMEP und der Einflussgrößen	114
7.1.4	Ölzerstäubung im Kurbelraum der BMW R1200GS	117
7.2	Systemanalyse der BMW S1000RR	118
7.2.1	Definition des Parameterraums	120

7.2.2	Metamodellgenauigkeit	121
7.2.3	Bestimmen des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW S1000RR	122
7.2.4	Detailauswertung des CFMEP und der Einflussgrößen	124
7.2.5	Ölzerstäubung in den Kurbelräumen der BMW S1000RR	127
7.2.6	Vergleich der Druckverläufe in den Kurbelräumen	128
7.2.7	Ergebnisqualität 0D- vs. 3D-Modellierung	130
7.2.8	Optimierungspotentiale durch geometrische Variationen	131
7.3	Vergleich der Motorenkonzepte Reihenvierzylinder und Boxermotor	133
7.3.1	Vergleich des CFMEP	133
7.3.2	Vergleich der CFMEP-Anteile	135
7.3.3	Vergleich der Ölvolumenanteile im Kurbelraum	138
7.3.4	Vergleich der Wirkungsgradreduktion bei Vollast	138
7.4	Diskussion der Optimierungspotentiale	139
8	Zusammenfassung/ Ausblick	141
Literaturverzeichnis		144

Abkürzungsverzeichnis

Lateinische Symbole

A	Fläche	$[m^2]$
C	Koeffizient	$[-]$
C_D	Widerstandsbeiwert	$[-]$
C_{TD}	Koeffizient der turbulenten Dispersion	$[-]$
c_p	spezifische Wärmekapazität	$[J/kg \cdot K]$
d	Durchmesser	$[m]$
F	Kraft	$[N]$
g	Schwerebeschleunigung	$[m/s^2]$
h	Enthalpie, Füllstand	$[J], [m]$
I	Einheitstensor	$[-]$
k	Turbulente kinetische Energie	$[m^2/s^2]$
K	Konstante	$[-]$
l_{Pl}	Mittenabstand Pleuel	$[m]$
M	Drehmoment	$[Nm]$
m	Masse	$[kg]$
n	Drehzahl, Anzahl	$[1/min], [-]$
Nu	Nusselt-Zahl	$[-]$
Oh	Ohnesorge-Zahl	$[-]$
P	Produktionsterm	
p	Druck	$[bar]$
p_{mr}	Reibmitteldruck	$[bar]$
q	Quellterm	
Pr	Prandtl-Zahl	$[-]$
R	spezifische Gaskonstante, Korrelationskoeffizient	$[J/kg \cdot K], [-]$
r_K	Kurbelradius	$[m]$
Re	Reynolds-Zahl	$[-]$
R_Z	gemittelte Rauhtiefe	$[m]$
S	Oberfläche	$[m^2]$
s	Weg	$[m]$
sp	Spiel	$[m]$
T	Temperatur	$[K]$
t	Zeit	$[s]$
V	Volumen	$[m^3]$
v	Geschwindigkeit	$[m/s]$
W_V	Volumenänderungsarbeit	$[J]$
We	Weber-Zahl	$[-]$
x	Raumkoordinate, dimensionslose Konstante	$[m], [-]$
y^+	dimensionsloser Wandabstand	$[-]$
z	geodätische Höhe	$[m]$

Griechische Symbole

α	Volumenanteil	$[-]$
χ	Wahrscheinlichkeitsdichte	$[-]$
δ	Filmdicke	$[m]$
ϵ	Turbulente Energie Dissipation	$[m^2/s^3]$
ϕ	Strömungsgröße	
Γ	Diffusiver Term	
γ_c	Proportionalitätskonstante	$[m^{\frac{1}{2}}]$
κ	Wärmeleitfähigkeit	$[W/mK]$
κ_{RR}	Rosin-Rammler Exponent	$[-]$
λ	Verbrennungsluftverhältnis, Pleuelstangenverhältnis	$[-], [-]$
μ	dynamische Viskosität	$[Ns/m^2]$
ν	kinematische Viskosität	$[m^2/s]$
ρ	Dichte	$[kg/m^3]$
σ	Oberflächenspannung, Spannung, Konstante Turbulenzmodell	$[N/m], [N/m^2],$ $[-]$
τ	Schubspannung	$[N/m^2]$
ω	Winkelgeschwindigkeit	$[1/s]$
ψ	Kurbelwinkel	$[^\circ]$
ζ	Verlustbeiwert	$[-]$

Symbole

\dot{x}	Ableitung der Variable x nach der Zeit
x^*	bezogene Größe
$x _n$	Projektionsoperator
∇	Differentialoperator
\mathbf{x}	Vektor oder Tensor von x
$ \mathbf{x} $	Betrag eines Vektors \mathbf{x}
\hat{x}_i	Erwartungswert von x_i
\bar{x}_i	Mittelwert aller x_i

Tiefgestellter Index

10	mittlerer Durchmesser
32	Sauterdurchmesser
<i>BB</i>	Blow-by
<i>c</i>	kontinuierliche Phase
<i>d</i>	disperse Phase
<i>F</i>	Fluid
<i>FF</i>	Flüssigkeit-Flüssigkeit-Interaktion
<i>FG</i>	Flüssigkeit-Gas-Interaktion
<i>fa</i>	fadenweise
<i>ges</i>	gesamt
<i>gr</i>	groß
<i>H</i>	Hub
<i>in</i>	herein
<i>K</i>	Körper
<i>KR</i>	Kurbelraum
<i>k</i>	Phase
<i>kl</i>	klein
<i>krit</i>	kritisch
<i>la</i>	lamellenweise
<i>M</i>	Mischung
<i>m</i>	mittel
<i>n</i>	Anzahl
<i>out</i>	heraus
<i>RA</i>	Rotationsabschleudern
<i>RR</i>	Rosin-Rammler
<i>r</i>	relativ
<i>T</i>	Tröpfchen
<i>tr</i>	tropfenweise
<i>z</i>	Zerstäuber

Hochgestellter Index

<i>m</i>	volumetrisch
<i>T</i>	transponiert
<i>t</i>	turbulent

Abkürzungen

<i>Abb.</i>	Abbildung
<i>AMG</i>	Algebraic Multi Grid
<i>bzw.</i>	beziehungsweise
<i>ca.</i>	circa
<i>CFD</i>	Computational Fluid Dynamics
<i>CGJP</i>	Conjugate Gradient Jacobi Preconditioned
<i>CFMEP</i>	Crank chamber Fluid mechanic loss Mean Effective Pressure
<i>CO</i>	Kohlenstoffmonoxid
<i>CO₂</i>	Kohlenstoffdioxid
<i>CPMEP</i>	Crankcase Pumping Mean Effective Pressure
<i>CWMEP</i>	Crank chamber Windage Mean Effective Pressure
<i>DOE</i>	Design-of-Experiments
<i>d.h.</i>	das heißt
<i>FMEP</i>	Friction Mean Effective Pressure
<i>FFNN</i>	Feed Forward neuronales Netz
<i>Gl.</i>	Gleichung
<i>HC</i>	Kohlenwasserstoff
<i>h</i>	Stunde(n)
<i>KGH</i>	Kurbelgehäuse
<i>KR</i>	Kurbelraum
<i>KW</i>	Kurbelwinkel
<i>LHS</i>	Latin-Hypercube-Sampling
<i>MAE</i>	Mean Absolute Error
<i>mm</i>	Millimeter
<i>NOX</i>	Stickoxide
<i>OT</i>	Oberer Totpunkt
<i>PDA</i>	Phase-Doppler-Anemometry
<i>PISO</i>	Pressure Implicit Split Operator
<i>PIV</i>	Particle-Image-Velocimetry
<i>Ph</i>	Phase(n)
<i>S.</i>	Seite
<i>SIMPLE</i>	Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations
<i>UT</i>	Unterer Totpunkt
<i>u.a.</i>	unter anderem
<i>vgl.</i>	vergleiche
<i>VOF</i>	Volume-of-Fluid
<i>z.B.</i>	zum Beispiel

1 Einleitung

Für kommende Generationen von Fahrzeugen wird die Bedeutung der Energieeffizienz weiter zunehmen. Dies bedeutet, dass der Wirkungsgrad zukünftiger Fahrzeuge gegenüber den heutigen Fahrzeugen weiter verbessert werden muss. Gerade bei Fahrzeugen, die von Verbrennungskraftmaschinen angetrieben werden, wird nur ein geringer Anteil der eingesetzten chemischen Energie in Antriebsleistung umgewandelt. Auf dem Übertragungsweg vom Brennraum zur Straße wird ein Großteil der Energie in Wärme umgewandelt und kann nicht mehr zum Vortrieb des Fahrzeugs genutzt werden.

Eine Erhöhung des Wirkungsgrades der Verbrennungskraftmaschine bewirkt, dass mehr Antriebsleistung zur Verfügung steht, eine bessere CO₂-Bilanz eines Fahrzeuges und neben dem positiven Effekt für die Umwelt auch eine Kraftstoffersparnis für den Fahrzeughalter. Weiterhin sind teilweise steuerliche Vorteile an einen geringen CO₂-Ausstoß gekoppelt. Von daher ist die Maximierung des Wirkungsgrades und die Minimierung von Verlustleistung ein immanent wichtiges Thema bei der Entwicklung von zukünftigen Fahrzeugen und Verbrennungskraftmaschinen.

Dementsprechend müssen auch Verlustanteile, welche bisher auf Grund des vermuteten Nutzen-zu-Aufwand - Verhältnisses nicht, oder nur unzureichend, betrachtet wurden, detailliert ausgewertet werden. Ein solcher Verlustanteil sind die strömungsmechanischen Effekte im Kurbelraum. Diese entstehen auf Grund der Interaktion des Kurbelraumfluids mit den bewegten Kurbeltriebsbauteilen. Durch die Bewegung von Kolben, Pleuel und Kurbelwelle wird das Gas-Öl-Gemisch im Kurbelraum in Bewegung versetzt. Dabei wird Energie umgesetzt, welche letztlich eine Minderung des Fahrzeuggesamtwirkungsgrads bedeutet. Über die Größe dieses Verlustanteils existieren keine belastbaren Aussagen. Ebenso ist es nicht möglich diese Verlustanteile direkt zu messen. In dieser Arbeit wird eine Berechnungsmethodik für diese strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum geschaffen. Mit dieser Berechnungsmethodik soll es möglich sein die Größenordnung dieses Verlustanteils zu bestimmen. Weiterhin sollen Einflussgrößen herausgestellt und Optimierungspotentiale aufgezeigt werden. Damit soll die Beurteilung der strömungsmechanischen Verlustanteile im Kurbelraum im Stadium der Vorentwicklung ermöglicht werden. Bei dieser Betrachtung werden die Reibung der Kolben an der Zylinderlaufbahn und die Lagerreibung der Pleuelbolzen, der Pleuel und der Kurbelwelle als rein mechanische Reibung gesehen und nicht mit einbezogen, obwohl die dabei stattfindenden Prozesse unter Beteiligung eines Ölfilms ablaufen und somit auch strömungsmechanische Effekte darstellen. Des weiteren wird auch die Volumenänderungsarbeit als strömungsmechanischer Verlust betrachtet, da die aufgewandte Arbeit nicht mehr zum Vortrieb des Fahrzeugs genutzt werden kann.

Es besteht die Vermutung, dass die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum gerade bei hochdrehenden Motoren einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss haben. Von daher erfolgt die

Durchführung dieser Arbeit an Hand von Motorradmotoren, deren Drehzahlmaxima in der Regel wesentlich höher als bei Motoren von Automobilen sind.

Um sich den strömungsmechanischen Verlusten im Kurbelraum zu nähern, wird anschließend an die Einleitung im zweiten Kapitel auf die Leistungsverluste am Motorrad am Beispiel der BMW HP2 Sport eingegangen. Es wird das Reibmoment dargestellt, welches durch die Kurbeltriebsbewegung verursacht wird. Für die weitere Analyse werden folgend der Aufbau von Kurbelgehäuse und Kurbelraum und die dort stattfindenden Prozesse aufgeführt. Weiterhin wird der aktuelle Stand der Technik wiedergegeben.

Anschließend wird im dritten Kapitel auf die möglichen Einflussgrößen der strömungsmechanischen Verluste und eventuelle Unsicherheiten in deren Ausprägung eingegangen. Für den Ölvolumenanteil im Kurbelraum und die Größe des Sauterdurchmessers der Öltröpfchen im Kurbelraum werden analytische Berechnungsansätze vorgestellt. Es ergibt sich der Schluss, dass eine ausreichende Betrachtung der strömungsmechanischen Verluste nur mittels Computational Fluid Dynamics (CFD)-Berechnung erfolgen kann.

Das vierte Kapitel stellt die Grundlagen von dreidimensionalen und nulldimensionalen Berechnungsmodellen für die Kurbelraumdurchströmung vor. Es wird speziell im dreidimensionalen Fall auf die Interaktion von gasförmiger und flüssiger Phase des Gas-Öl-Gemisches eingegangen. Letztlich wird die mehrphasige Euler-Euler Modellierung mit einer monodispersen Ölphase als geeignetes Mittel zur Berechnung der Kurbelraumströmung herausgestellt und erläutert. Ein nulldimensionaler Ansatz für die Berechnung der Gasbewegung zwischen einzelnen Volumina des Kurbelgehäuses wird vorgestellt.

Folgend werden im fünften Kapitel die Möglichkeiten zur Bestimmung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum mittels einer empirisch-analytischen Berechnung aus Versuchsergebnissen, aus der dreidimensionalen CFD-Berechnung und aus der nulldimensionalen Berechnung gegenübergestellt. Ergebnis ist, dass die dreidimensionale CFD-Berechnung das effektivste Mittel ist, welches aber Nachteile bezüglich des Berechnungsaufwandes mit sich bringt. Um die benötigte Anzahl von Berechnungen gering zu halten wird eine Methodik vorgestellt mit der aus einer geringen Anzahl von Berechnungen eine umfassende Systemanalyse erfolgen kann.

Als Grundlage für die beschriebene Methodik sind CFD-Berechnungen notwendig. Im sechsten Kapitel wird der prinzipielle Modellaufbau beschrieben und eine Sensitivitätsanalyse hinsichtlich der einzelnen Einflussgrößen durchgeführt. Diese werden mit Versuchsergebnissen verglichen.

Anschließend erfolgt eine vollständige Systemanalyse der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum für die Motoren der BMW R1200GS und die BMW S1000RR. Dabei wird auf die einzelnen Verlustanteile eingegangen, es werden Optimierungspotentiale aufgeführt und es erfolgt ein Vergleich der Motoren.

Im abschließenden, achten Kapitel, werden die Ergebnisse zusammengefasst und es wird ein Ausblick gegeben.

2 Verluste im Kurbelraum

In diesem Kapitel wird auf die Leistungsverluste im Kurbelraum speziell am Motorrad eingegangen. An Hand der BMW HP2 Sport (vgl. [63] und [53]) erfolgt eine Einordnung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum in den Kontext des Gesamtenergieeinsatzes und der vom Fahrzeug nutzbaren Leistung. Folgend wird auf den Aufbau von Kurbelgehäuse und Kurbelraum bei Verbrennungskraftmaschinen eingegangen. Dabei werden die im Kurbelraum stattfindenden Prozesse beschrieben. Weiterhin wird der Stand der Technik bezüglich der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum dargestellt.

2.1 Einordnung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum

In der klassischen Bauweise wird ein Motorrad mittels einer Verbrennungskraftmaschine angetrieben. In der Regel ist dies ein hochdrehender Viertakt Ottomotor. Der Motor wandelt chemische Energie des Kraftstoffs in mechanische Arbeit um. Dies geschieht durch den Verbrennungsvorgang in den Zylindern des Motors. Die Kolben werden in translatorische Bewegung versetzt. Mittels der Pleuel wird diese translatorische Bewegung in eine rotatorische Bewegung der Kurbelwelle umgesetzt. Die Übertragung der mechanischen Arbeit erfolgt über Kupplung und Getriebe bis zum Hinterrad und von dort zur Straße, wodurch das Motorrad fortbewegt werden kann. Der Wirkungsgrad des Prozesses der Umwandlung chemischer Energie bis zur Bewegung des Motorrads ist mit Verlusten behaftet, wodurch nur ein geringer Teil der im Kraftstoff gespeicherten Energie zur Fortbewegung des Motorrads genutzt wird. Die während des Umwandlungsprozesses auftretenden Verluste werden nachfolgend am Beispiel der BMW HP2 Sport dargestellt. Während der Verbren-

	BMW HP2 Sport
Motorbauform	Zweizylinder-Boxer
Hubraum [ccm]	1170
Bohrung/Hub [mm]	101/73
Höchstdrehzahl [1/min]	9500
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	115 / 6000
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	98 / 8750

Tabelle 2.1: Motor der BMW HP2 Sport nach [53]

nung erfolgt die Umwandlung der chemischen Energie in andere Energieformen und mechanische Arbeit. Die Gesamtenergiebilanz gibt die Aufteilung der aus der Verbrennung des Kraftstoffs erhaltenen Energie am Fahrzeug wieder. In Abbildung 2.1 ist die Gesamtenergiebilanz der BMW HP2

Sport bei 8.000¹/_{min} und Volllast dargestellt. Nur der geringe Teil von 28 % der chemischen Energie kann zur Fortbewegung des Motorrads genutzt werden. Der größte Teil der Energie wird durch irreversible Vorgänge verloren. Die Abgasenthalpie hat den größten Anteil am Energieverlust. Der

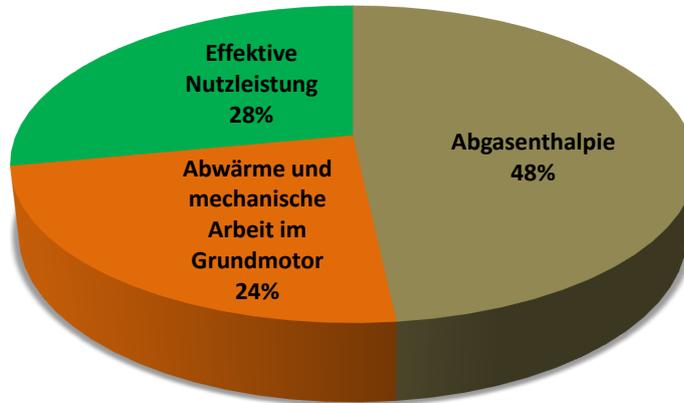


Abbildung 2.1: Gesamtenergiebilanz BMW HP2 Sport bei 8.000¹/_{min} und Volllast nach [73]

verbleibende Anteil neben der nutzbaren Energie sind Energieverluste auf Grund von Abwärme, mechanischer Arbeit und mechanischer Reibung im Motor. Mechanische Arbeit bedeutet Verluste durch den Betrieb von Verbrauchern, also z.B. Generator und Ölpumpe. Mechanische Reibung tritt an den Lagerstellen der bewegten Motorbauteile auf. Abwärme entspricht dem Wärmeeintrag in den Kühlkern, was unter anderem eine Folge des Wandwärmeübergangs im Brennraum ist. In

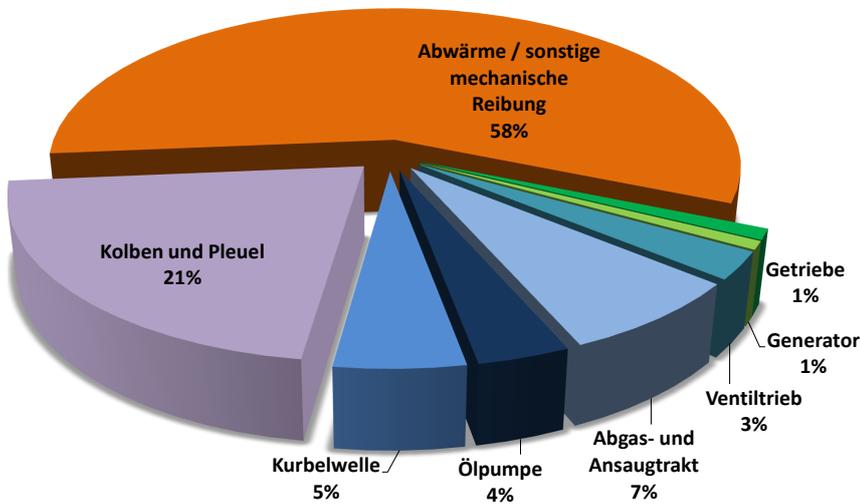


Abbildung 2.2: Aufteilung von Abwärme und mechanischer Arbeit aus Abb. 2.1 an der BMW HP2 Sport bei 8.000¹/_{min} Volllast (Anteile mechanischer Reibung aus Strip-Down-Messung [14])

Abbildung 2.2 wird die Aufteilung des Energieverlustes in Abwärme und mechanische Reibung der Baugruppen des Motors der BMW HP2 Sport bei 8.000¹/_{min} nach [14] gezeigt. Dabei muss beachtet werden, dass die Reibwerte der Baugruppen aus einer Strip-Down-Messung stammen, also aus einer Messung im unbefeuerten Betrieb. Im befeuerten Betrieb werden die mechanischen Anteile einen wenige Prozente höheren Verlustanteil haben. Weiterhin ist es möglich, dass die Charakteristik des Reibmoments im befeuerten Motorbetrieb einen stärker nichtlinearen Verlauf aufweist. Dies

ist nicht direkt messbar. Weiterhin wurde der Anteil der Ölpumpe der Messung einer vergleichbaren Ölpumpe entnommen. Dies war notwendig, da die Messung von Kurbelwelle und Ölpumpe im Strip-Down-Versuch zusammen erfolgt ist, um die Ölversorgung des Motors sicher zu stellen.

Nach Abbildung 2.2 erfolgt ein Großteil des Energieverlustes durch Abwärme. Die Aufteilung der mechanischen Verluste auf die einzelnen Motorbauteile zeigt, dass die größten mechanischen Verluste durch Kolben, Pleuel und Kurbelwelle verursacht werden. Somit zeigt sich beim Kurbeltrieb das größte Potential hinsichtlich der Verlustreduktion an den bewegten Bauteilen des Motors. Gemessen am Gesamtenergieeintrag liegen die Verluste auf Grund des Kurbeltriebs bei 6.4 %, in welchen auch die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum enthalten sind.

Die drehzahlabhängigen Verläufe der Reibmomente der Motorkomponenten aus einer Strip-Down-Messung werden in Abbildung 2.3 aufgeführt. Es ist ersichtlich, dass Kurbelwelle, Pleuel und Kolben über das gesamte Drehzahlband, speziell bei hohen Drehzahlen, die dominante Verlustquelle aller bewegten Bauteile darstellen. Das Reibmoment des Ventiltriebs ist bei niedrigen Drehzahlen höher als das Reibmoment der Kurbelwelle. Bei steigender Drehzahl flacht es ab, während das Reibmoment der Kurbelwelle annähernd linear anwächst. Der fallende Verlauf ist charakteristisch für den Ventiltrieb. Der dargestellte, nichtlineare Verlauf des Reibmoments von Abgas- und Ansaugtrakt ist durch die Ladungswechselerbeit begründet, wobei mittels Schwingrohraufladung wellendynamische Effekte zur Aufladung genutzt werden. Die aus den Reibmomenten von Kurbel-

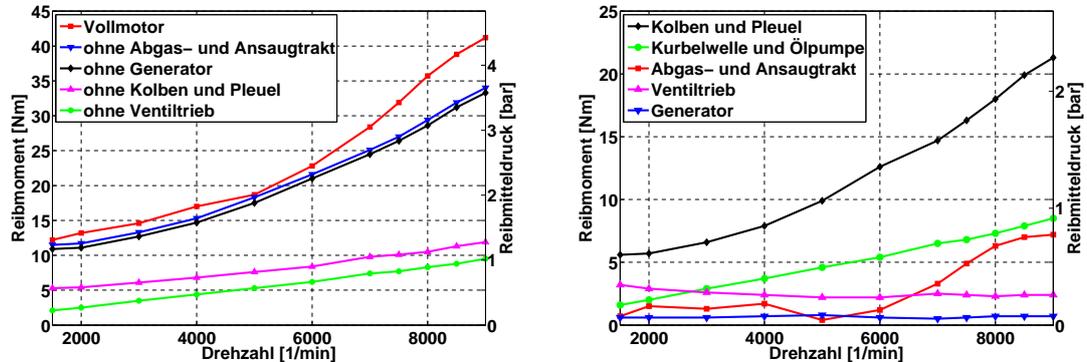


Abbildung 2.3: Reibmoment der Motorbaugruppen der BMW HP2 Sport nach [14] a) aufsummiert; b) Einzelanteile

welle, Pleuel und Kolben aufsummierte Kurbeltriebsreibung wird in Abbildung 2.4 dargestellt. Da bei der Strip-Down-Messung nach Demontage von Abgas- und Ansaugtrakt, bzw. der Zylinderköpfe, ohne Kopfplatten gemessen wurde, ist die Volumenänderungsarbeit auf der Kolbenoberseite vernachlässigbar. Es bleibt die Fragestellung, welcher Anteil des Reibmoments des Kurbeltriebs durch mechanische Reibung der Haupt-, Pleuel-, Kolbenbolzenlager und Kolbenreibung, bzw. welcher Anteil durch strömungsmechanische Effekte im Kurbelraum verursacht wird. Um auf das Optimierungspotential am Kurbeltrieb zu schlussfolgern, muss eine Aufteilung des Reibmoments in seine Verlustanteile erfolgen. Um die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum analysieren zu können, ist eine Übersicht zum Aufbau von Kurbelgehäuse und Kurbelraum und den dort stattfindenden Prozessen notwendig.

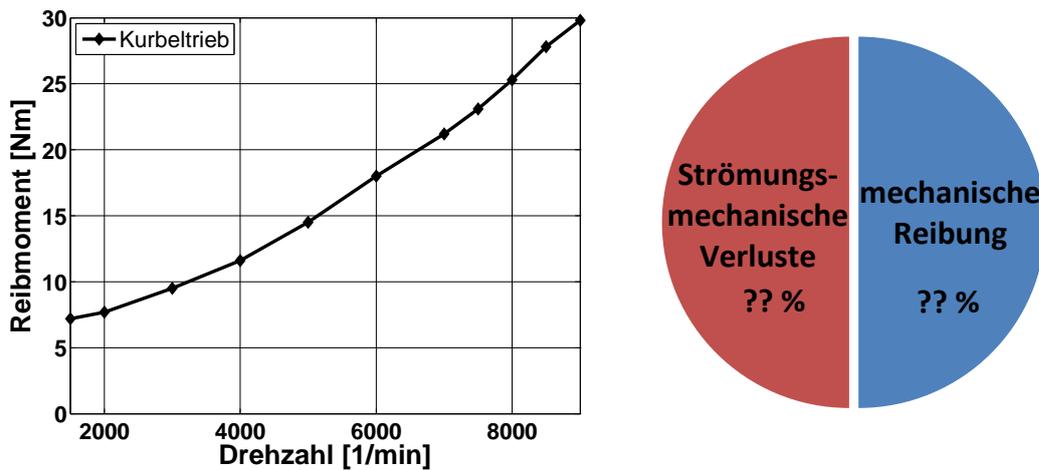


Abbildung 2.4: Reibmoment Kurbeltrieb BMW HP2 Sport

2.2 Der Aufbau des Kurbelgehäuses

Nach [9] ist das Kurbelgehäuse das Motorbauelement, welches Zylinder, Kühlmantel und Triebwerksgehäuse umfasst. Die wesentlichen Aufgaben sind unter anderem die Aufnahme von Gas- und Massenkräften, die Führung des Triebwerkes, die Integration einer Kurbelgehäuseentlüftung, das Beherbergen diverser Nebenaggregate wie z.B. Ölpumpe und der Verschluss nach außen.

Der Kurbelraum ist ein Teil des Kurbelgehäuses. Er beherbergt die Kurbeltriebsbauteile, also Kurbelwelle, Pleuel und Kolben. Es erfolgt ein Austausch von Kurbelraumfluid zwischen den Kurbelräumen und den restlichen Volumina des Kurbelgehäuses. Dies sind z.B. Kupplungsraum oder Getrieberaum. Im Gegensatz zum Automobil ist beim Motorrad das Getriebe in der Regel im Kurbelgehäuse integriert. In Abbildung 2.5 wird der Kurbelraum mit den Kurbeltriebsbauteilen in einem Kurbelgehäuse dargestellt.

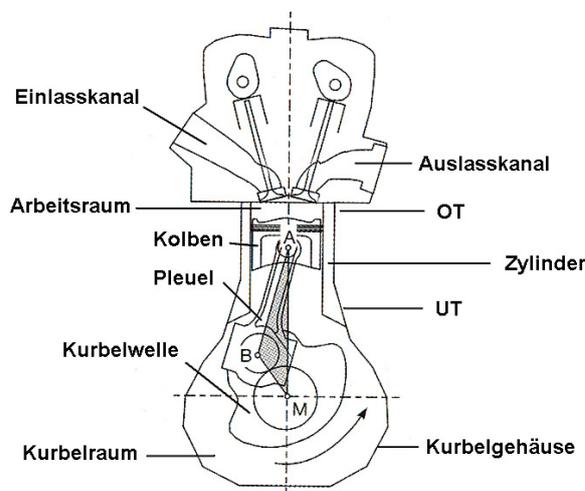


Abbildung 2.5: Kurbelgehäuse mit Kurbelraum (aus [78, S.80])

Entsprechend kann der Prinzipaufbau eines Kurbelraums wie in Abbildung 2.6 dargestellt werden. Dabei ist der Kurbelraum ein Volumen, welches über mindestens eine Verbindungsöffnung mit weiteren Volumina des Kurbelgehäuses verbunden ist. So gibt es z.B. Verbindungen zur Ölwanne, um das Zurücklaufen des Öls von den Lagerstellen zu gewährleisten. Bei Mehrzylindermotoren existieren in der Regel Verbindungsöffnungen zwischen den einzelnen Kurbelräumen, wodurch ein Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids während der Kolbenbewegung ermöglicht wird.

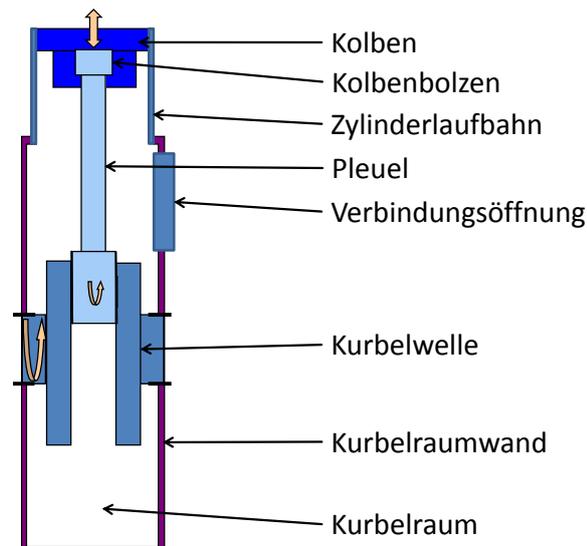


Abbildung 2.6: Aufbau Kurbelraum mit Kurbeltrieb

2.3 Prozesse im Kurbelgehäuse

Hier sollen die relevanten Prozesse bei der Kurbelraumdurchströmung aufgeführt werden. Bei Verbrennungskraftmaschinen ist der Blow-by Eintrag ein typischer Prozess. Ursache des Blow-by ist die Druckdifferenz zwischen Brennraum und Kurbelraum. Gase aus dem Brennraum passieren den Kolben und die Pleuellagerung und werden in den Kurbelraum eingeleitet. Dabei werden Verbrennungsgase und unverbrannter Kraftstoff in den Kurbelraum transportiert. Dies ist in Abbildung 2.7 dargestellt. Durch die hohe Geschwindigkeit des Blow-by-Gasstroms findet beim Eintritt in den Kurbelraum ein Zerstäuben des Ölfilms an der Zylinderlaufbahn bzw. in der Ölrücklaufbohrung statt. Im Ladungswechsellakt kann der Druck im Kurbelraum höher als der Druck im Brennraum sein. Damit kann rückwärtiges Blow-by erfolgen: Kurbelraumfluid kann in den Brennraum transportiert werden. Generell wird versucht das Blow-by gering zu halten, da es über den abfallenden Brennraumdruck Leistungsverluste verursacht und mit dem Blow-by der Ölverbrauch des Motors steigt. Weiterhin erzeugt rückwärtiges Blow-by auf Grund des Öleintrags in den Brennraum Probleme bei der Abgasnachbehandlung.

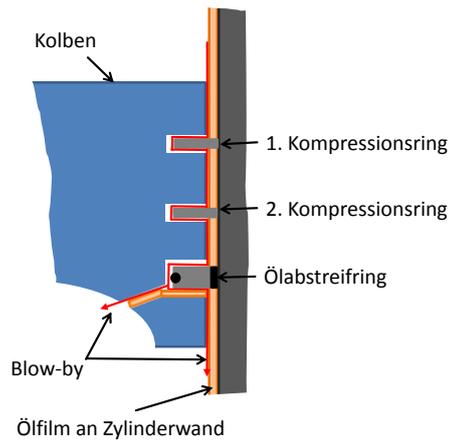


Abbildung 2.7: Blow-by-Eintrag in den Kurbelraum (adaptiert von [28])

Durch den Blow-by-Eintrag steigt der Druck im Kurbelgehäuse an. Dieser wird abgebaut, indem die Blow-by-Gase aus dem Kurbelgehäuse geleitet werden. Dies geschieht mittels der Kurbelgehäuseentlüftung. Der typische Aufbau einer Kurbelgehäuseentlüftung bei Motorradmotoren wird in Abbildung 2.8 dargestellt. Das Kurbelgehäusefluid passiert einen Ölabscheider, in welchem das Öl vom Gas getrennt wird. Dies ist zur Erfüllung der gesetzlichen Normen und zur Reduktion des Ölverbrauchs erforderlich. Anschließend wird das Kurbelgehäusegas hinter dem Filter in die Airbox zurückgeführt, dort mit der Ansaugluft vermischt und wieder in den Brennraum transportiert.

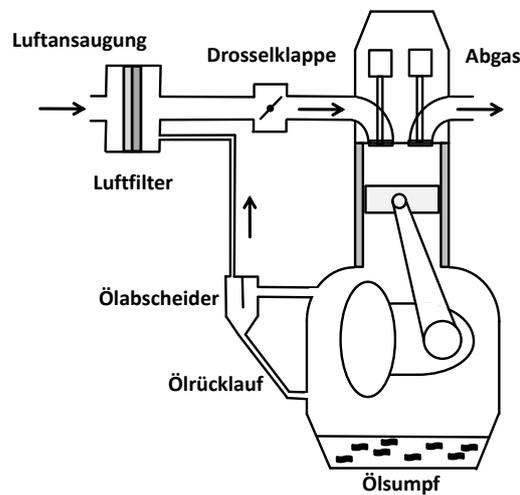


Abbildung 2.8: Motorradtypische Kurbelgehäuseentlüftung (adaptiert von [58])

Es gibt eine Vielzahl von möglichen Aufbauten für Kurbelgehäuseentlüftungen. Ein Überblick kann unter anderem in [58] und [59] gefunden werden.

Die Ölabscheidung ist erforderlich, da das Kurbelgehäusefluid eine Mischung aus gasförmigen Anteilen und flüssigem Öl ist. Diese Durchmischung entsteht, da Öl in das Kurbelgehäuse eingetragen wird. So wird Öl zur Schmierung der Lager und zur Kühlung der bewegten Bauteile, z.B. durch

Kolbenspritzdüsen, benötigt. Das Öl wird von den bewegten Bauteilen abgeschleudert und damit das Kurbelgehäusefluid, ein Gas-Öl-Gemisch, erzeugt. Der positive Effekt dieses Gemisches ist, dass die Bauteile im Kurbelgehäuse gekühlt werden. Der negative Effekt ist, dass die bewegten Bauteile bei der Interaktion mit dem Gas-Öl-Gemisch Arbeit verrichten. Es entsteht ein Reibmoment, also eine Wirkungsgradminderung. Letztlich sammelt sich das Öl an den Wänden und läuft in Richtung der Ölwanne ab. Von dort wird es wieder dem Ölkreislauf zugeführt.

Weitere Prozesse im Kurbelgehäuse sind die Kondensation und Verdunstung von Öl und Kraftstoff, welcher über das Blow-by Gas eingetragen wird. In [29] werden die physikalischen Prozesse im Kurbelgehäuse hinsichtlich ihrer Darstellbarkeit in einer CFD-Berechnung untersucht. Das Ergebnis dieser Betrachtungen ist in Abbildung 2.9 aufgeführt.

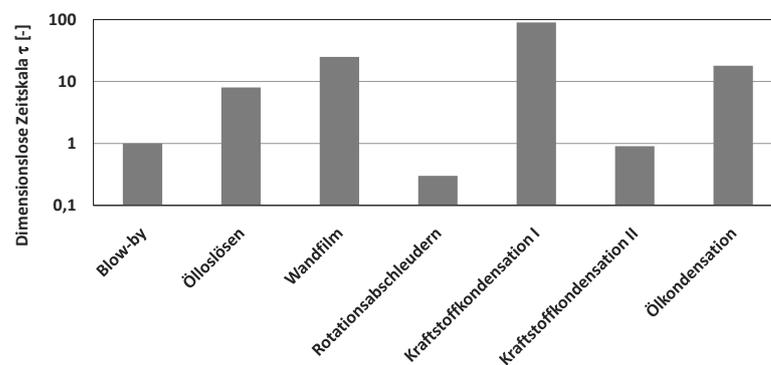


Abbildung 2.9: Zeitskalen physikalischer Prozesse im Kurbelgehäuse (adaptiert von [29, Abb. 13])

Die dimensionslose Zeitskala τ auf der Ordinate kann als die Anzahl von benötigten Kurbelwellenumdrehungen interpretiert werden, welche bei einer Drehzahl von $3.000 \text{ } 1/\text{min}$ mindestens ausgeführt werden müssen, um den jeweiligen Prozess darzustellen. Eine hohe Anzahl benötigter Kurbelwellenumdrehungen bedingt einen unverhältnismäßig hohen Einsatz von Berechnungskapazität und wird deshalb als nicht darstellbar betrachtet. In [29] wird als Ergebnis herausgestellt, dass nur das Auflösen der Prozesse Blow-by und Ölabschleudern sinnvoll ist. Die Kondensation des Kraftstoffs wird für zwei unterschiedliche Tröpfchendurchmesser betrachtet. Dabei ergibt sich, dass die Kondensation des Kraftstoffs ein auflösbarer Prozess sein kann, dies aber auf Grund dessen vernachlässigt wird, dass bei einer gut konzipierten Verbrennung nur eine vernachlässigbare Menge unverbrannten Kraftstoffs in das Kurbelgehäuse gelangt. Dieser Argumentation wird hier gefolgt. Somit werden die Prozesse der Wandfilmbildung, des Öllösens auf Grund der Schwerkraft, der Kondensation und Verdampfung in dieser Arbeit nicht betrachtet.

2.4 Stand der Technik

Veröffentlichungen zum Thema der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum sind sehr rar. Es ist bekannt, dass im Kurbelraum Volumenänderungsarbeit verrichtet wird und es wird versucht diese zu minimieren. Mit der null-, bzw. der eindimensionalen Berechnung der Volumenänderungsarbeit und der Optimierung der Verbindungsöffnungen in einem gegebenen Kurbelgehäuse

beschäftigen sich [68], [22], [50], [24], [25] und [52]. Eine rein experimentelle Untersuchung zur Volumenänderungsarbeit in einem Kurbelgehäuse findet sich in [60]. Bei den aufgeführten Quellen hat sich gezeigt, dass geschlossene Kurbelräume die geringsten Verluste auf Grund der Volumenänderungsarbeit verursachen. Dieser Aufbau ist nicht immer sinnvoll bzw. konstruktiv umsetzbar. Bei manchen Rennmotoren wird zusätzlich zum geschlossenen Kurbelraum eine Evakuierung mittels Absaugung realisiert. Ziel ist es mittels des Unterdrucks die Volumenänderungsarbeit zu verringern. Die Unterdruckerzeugung kann ebenso über die Kurbelgehäuseentlüftung erfolgen. Damit wird das gesamte Kurbelgehäuse evakuiert. Grenzen sind durch die Dichtungen gesetzt, welche bei zu großem Unterdruck ihre Dichtwirkung verlieren. Letztlich ist die Volumenänderungsarbeit auf die Volumen- und Druckänderung durch die Kolbenbewegung zurückzuführen. Auf die Verluste durch die Bewegung der weiteren Kurbeltriebskomponenten wird bisher in fast keiner Veröffentlichung eingegangen. Lediglich [30] stellt einen Ansatz zur Berechnung der Verluste am Kurbeltrieb aus einer CFD-Berechnung vor, in [36] wird eine Anwendung dargestellt.

Bekannt ist, dass die Kurbeltriebsverluste den größten Anteil am Energieverlust durch die bewegten Motorbauteile verursachen. Dies wurde im Abschnitt 2.1 gezeigt und wird auch in der Literatur unter z.B. [9] und [84] aufgeführt. Messungen zum Thema der strömungsmechanischen Verluste am Kurbeltrieb sind schwer durchführbar, da sie nur im Zusammenwirken mit Lagerreibung gemessen werden können. Die Trennung in die Verlustanteile erweist sich als schwierig. Entsprechend gibt es keine Veröffentlichungen zur Messung der strömungsmechanischen Verluste am Kurbeltrieb. Dagegen wurden in [75] für Zahnradpaarungen Versuche vorgestellt, bei denen die fluiddynamischen Verluste betrachtet werden. Prinzipiell ist dies ein dem Kurbeltrieb vergleichbares System: Schnell bewegte Körper im Umfeld eines Gas-Öl-Gemisches. Bei weiteren Publikationen im Getriebeumfeld wird auf die fluiddynamischen Verluste eingegangen, so in [85] und [2]. Berechnungsseitig wurde eine zweidimensionale CFD-Berechnung zur Ölverteilung auf Grund des Planschens eines Zahnrads in einem Ölsumpf vorgestellt (vgl. [64]).

Um Informationen über die Ölbewegung im Kurbelraum zu erhalten gibt es optische Versuche: In [11] und [43] werden Tröpfchengrößenverteilungen beim Ölabschleudern an einer Kurbelwelle mittels eines Prinzipversuchs gemessen. In [56] erfolgt die endoskopische Betrachtung des Ölrückfließens in die Ölwanne.

Von Seite der CFD-Berechnung gab es immer wieder Versuche die komplexen Prozesse im Kurbelgehäuse darzustellen. Realitätsnahe Kurbelgehäuse wurden unter anderem in [12] und [13] berechnet. Dort wird aber vernachlässigt, dass das Kurbelraumfluid aus einer gasförmigen und einer flüssigen Phase besteht. Der Einbezug des Öls findet in [29] und [31] statt. Diese Arbeiten im Bereich der Methodenentwicklung haben allerdings keinen Bezug zur Verlustberechnung und wurden mit vereinfachten Geometrien bzw. an einem Einzylinderforschungsmotor durchgeführt. In [36] wird erstmals die Berechnung eines realen Kurbelgehäuses unter Berücksichtigung von Öl vorgestellt und in [24] wird ein vereinfachtes Kurbelgehäuse mit einer Gasphase und einer Ölphase berechnet, um Aussagen für die Entwicklung einer Trockensumpfschmierung zu gewinnen.

Zusammenfassend ergibt sich, dass wenig über den Einfluss, die Größenordnung und die Anteile der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum bekannt ist und sich die diesbezügliche Kurbelgehäuse- und Kurbeltriebsauslegung auf Erfahrungswerte stützt.

3 Einflussgrößen auf die Kurbelraumdurchströmung

In diesem Kapitel wird auf die Einflussgrößen der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum und der Kurbelraumdurchströmung eingegangen. Es erfolgt hier erstmalig eine umfassende Zusammenfassung dieser Einflussgrößen. Hierbei werden für schwer, bzw. nicht messbare Einflussgrößen Näherungen mittels Modellansätzen aufgezeigt. Soweit in der Literatur keine nutzbaren Modellansätze vorhanden sind, werden hier bestehende Modelle erweitert, bzw. neue Ansätze hergeleitet. Die Einflussgrößen werden am Beispiel der BMW R1200GS (vgl. [19]) aufgeführt. Weiterhin soll gezeigt werden, dass die aufgeführten Einflussgrößen sowohl im Betrieb als auch auf Grund der Fertigung Schwankungen unterliegen und somit in ihrer Größe unsicher sind.

3.1 Motorenkonzept

Entsprechend der Vielzahl unterschiedlicher Motorenkonzepte resultieren diese in unterschiedlichen Kurbelgehäusekonstruktionen. Über die Ausführung der Kurbelräume, der Kurbeltriebsbauteile und das Konzept, wie das Blow-by aus dem Kurbelgehäuse abgeführt wird, werden die Strömungsverhältnisse im Kurbelgehäuse beeinflusst. Besonders die Interaktionen der Kurbelräume untereinander und mit den weiteren Volumina des Kurbelgehäuses sind von Bedeutung. Ebenso beeinflusst die Geometrie der bewegten Bauteile die Wechselwirkungen mit dem Kurbelgehäusefluid. Auf die Details der einzelnen Konzepte wie Einzylinder-, Reihen-, V- und W- Motoren wird nicht weiter eingegangen, da sie unter anderem in [9] ausführlich beschrieben werden. Das Motorenkonzept hat eine Bedeutung für die nachfolgend aufgeführten Einflussgrößen der Kurbelraumdurchströmung. So unterscheidet sich z.B. das Drehzahlband von Diesel- und Ottomotoren dahingehend, dass Ottomotoren eine deutliche höhere Maximaldrehzahl aufweisen. Ebenso ist die Fahrzeugauslegung von Bedeutung. Im normalen Alltagsbetrieb ist Teillast bei niedriger Drehzahl der häufigste Betriebspunkt, dagegen werden bei Rennmotoren vor allem Vollast und hohe Drehzahlen gefordert.

Die Toleranzen bei der Fertigung können als Unsicherheiten betrachtet werden. Beispielsweise bestimmt das Lagerspiel der Gleitlager den Öldurchsatz der Lager, was wiederum die nachfolgend aufgeführten Einflussgrößen beeinflusst.

Wie bereits genannt, gibt es für Kurbelgehäuse und Kurbelräume verschiedenste Ausführungsmöglichkeiten. Hier werden zwei vorgestellt.

Der Boxerkurbelraum der BMW R1200GS

Die technischen Daten des Motors der BMW R1200GS werden in Tabelle 3.1 wiedergegeben.

	BMW R1200GS
Motorbauform	Zweizylinder-Boxer
Hubraum [ccm]	1170
Bohrung/Hub [mm]	101/73
Höchst Drehzahl [1/min]	8500
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	115 / 5500
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	74 / 7000

Tabelle 3.1: Motor der BMW R1200GS nach [19]

Bei diesem Zweizylinder Boxermotor ist ein Kurbelraum ausgeführt, welcher beide Kurbelwellenkröpfungen umschließt. Dies ist eine Besonderheit gegenüber dem typischeren Fall, bei dem je Kurbelwellenkröpfung ein Kurbelraum auskonstruiert wird. Die Möglichkeit für den gemeinsamen Kurbelraum beider Zylinder gibt es auf Grund dessen, dass kein Hauptlager auf der Mittelwange zwischen den Zylindern verbaut ist. Damit ergibt sich der Vorteil, dass die Öffnung zum Kurbelgehäuse, in diesem Fall zur Ölwanne, mittels eines Membranventils verschlossen werden kann. Dieses Membranventil hat die Auswirkung, dass lediglich Kurbelraumfluid aus dem Kurbelraum in Richtung Ölwanne abgegeben wird. Es erfolgt kein Rückströmen. Zielstellung dabei ist, die Volumenänderungsarbeit im Kurbelraum zu minimieren.

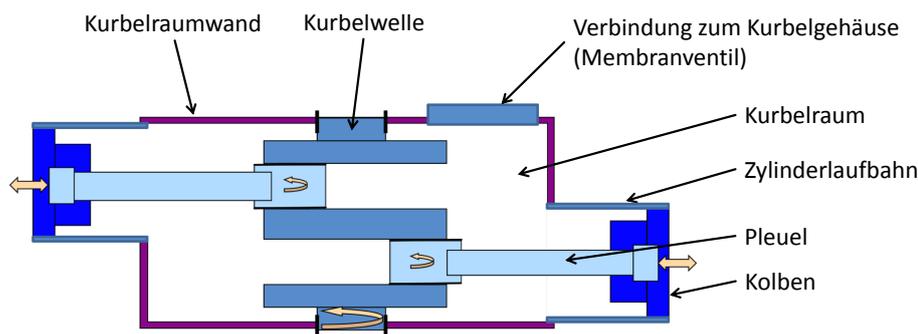


Abbildung 3.1: Prinzipaufbau Kurbelraum Zweizylinder Boxermotor

Die Kurbelräume der BMW S1000RR

Die BMW S1000RR (vgl. [16], [66]) ist ein Motorrad mit einem Reihenvierzylindermotor mit 180° Kröpfungsversatz der Kurbelwelle. Die technischen Daten werden in Tabelle 3.2 aufgeführt.

	BMW S1000RR
Motorbauform	Reihenvierzylinder
Hubraum [ccm]	999
Bohrung/Hub [mm]	80/49.7
max. Drehmoment [Nm] bei Drehzahl [1/min]	112 / 9750
Nennleistung [kW] bei Drehzahl [1/min]	142 / 13000

Tabelle 3.2: Motor der BMW S1000RR nach [16]

In Abbildung 3.2 wird die Kurbelraumanordnung dargestellt. Jede Kurbelwellenkröpfung rotiert in einem eigenen Kurbelraum. Zwischen den einzelnen Kurbelräumen gibt es Verbindungsöffnungen, die sogenannten Beatmungsöffnungen. Die Beatmungsöffnungen zwischen den gegenläufigen Zylindern 1/2 und 3/4 sind vergrößert, um ein widerstandsarmes Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids zu ermöglichen. Jeder Kurbelraum hat Verbindungsöffnungen zu weiteren Volumina des Kurbelgehäuses, wie den Ölraum oder den Getrieberaum. Im Gegensatz zum vorher beschriebenen Boxerkurbelraum ist sowohl ein Ausströmen des Kurbelraumfluids aus den Kurbelräumen als auch ein Rückströmen möglich.

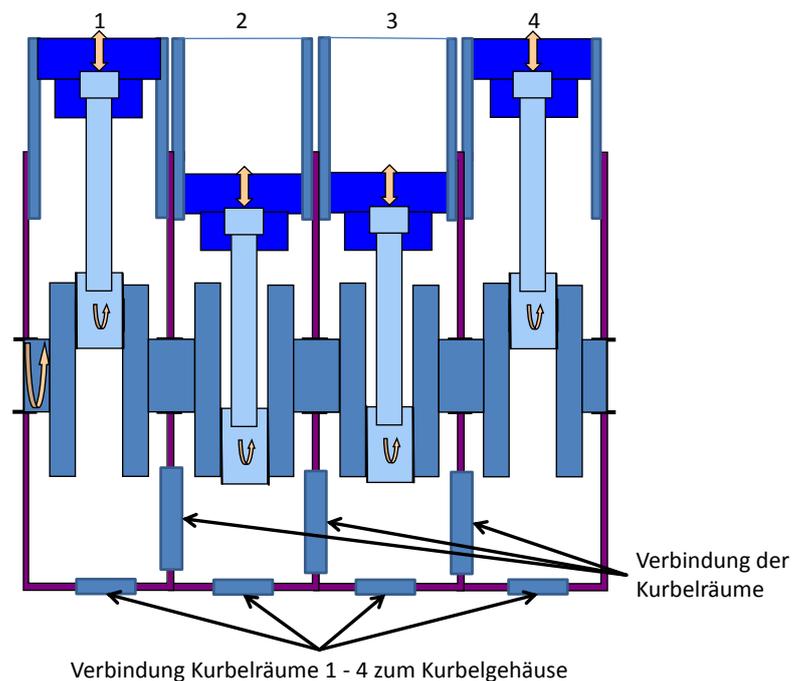


Abbildung 3.2: Prinzipaufbau Kurbelraum Reihenvierzylinder

3.2 Einfluss der Motordrehzahl

Die Geschwindigkeit der Kurbeltriebsbauteile und die auftretenden Beschleunigungen steigen mit der Motordrehzahl. Dies kann an Hand der Kolbenbewegung gezeigt werden. Nach [55] ergibt sich

die mittlere Kolbengeschwindigkeit zu

$$v_{m,Kolben} = \frac{s_{Hub} \cdot n}{30} . \quad (3.1)$$

Damit ist $v_{m,Kolben}$ linear vom Hubweg s_{Hub} und von der Kurbelwellendrehzahl n abhängig. In

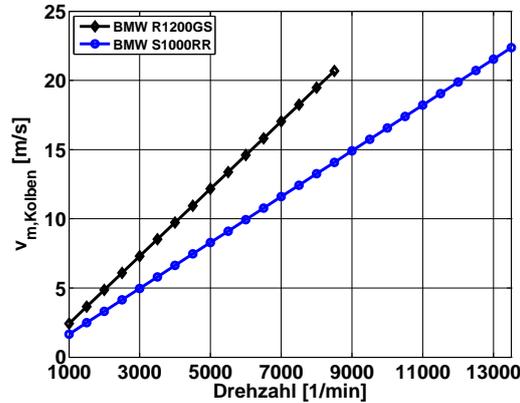


Abbildung 3.3: Abhängigkeit der mittleren Kolbengeschwindigkeit von der Drehzahl

Abbildung 3.3 werden die mittleren Kolbengeschwindigkeiten der BMW R1200GS ($s_{Hub,R1200GS} = 73\text{ mm}$) und der BMW S1000RR ($s_{Hub,S1000RR} = 49.7\text{ mm}$) in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Auf Grund des größeren Hubs ist der Anstieg der mittleren Kolbengeschwindigkeit bei der BMW R1200GS größer als bei der BMW S1000RR. Da die BMW S1000RR ein breiteres Drehzahlband hat, treten bei ihr die höheren mittleren Kolbengeschwindigkeiten auf. Die mittleren Geschwindigkeiten von Pleuel und Kurbelwelle ändern sich ebenso linear mit der Drehzahl (vgl. [55]).

Die Geschwindigkeit der Bauteile hat einen Einfluss auf den Strömungswiderstand, welcher normal zur Bewegungsrichtung mit Gleichung

$$F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho_M \cdot C_D \cdot A_K \cdot v_r^2 \quad (3.2)$$

abgebildet werden kann. Die Kraft F_D wirkt entgegen der Bewegungsrichtung des bewegten Körpers. ρ_M ist die Dichte des anströmenden Fluids, C_D der Widerstandsbeiwert des Körpers, A_K die Normalenfläche des Körpers in Bewegungsrichtung und v_r die relative Geschwindigkeit zwischen dem Körper und der Strömung entgegen der normalen Bewegungsrichtung des Körpers. Aus Gleichung 3.2 folgt, dass die Relativgeschwindigkeit und somit die Drehzahl einen quadratischen Einfluss auf die strömungsmechanischen Verluste auf Grund der Kurbeltriebsbewegung im Kurbelraum hat.

3.3 Der Blow-by Eintrag

Wie in Abschnitt 2.3 aufgeführt, ist Blow-by der Gaseintrag aus dem Brennraum vorbei an Kolben und Kolbenringen in den Kurbelraum. Die Messung des Blow-by-Volumenstroms erfolgt mit einem

Blow-by-Meter. Ein Überblick über verschiedene Blow-by-Messprinzipien wird in [28] gegeben. Die gemessenen Blow-by-Werte in dieser Arbeit wurden durch Abmessung des Volumenstroms, welcher aus der Kurbelgehäuseentlüftung austritt, ermittelt. Die Messung erfolgte nicht kurbelwinkelaufgelöst, sondern zeitlich gemittelt. In Abbildung 3.4 wird das Blow-by-Kennfeld des Motors einer

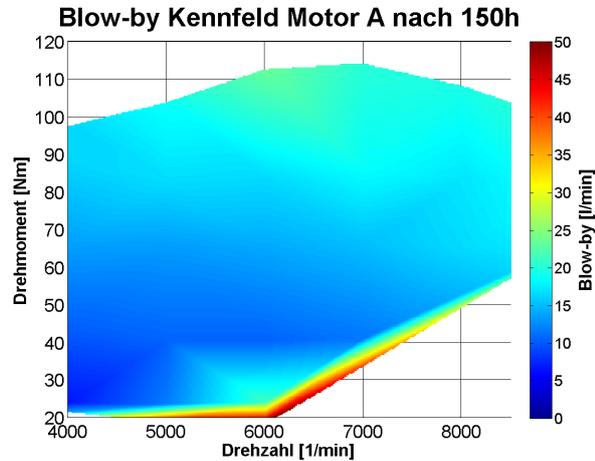


Abbildung 3.4: Blow-by Kennfeld eines BMW Boxermotors

BMW R1200GS in Abhängigkeit von Drehzahl und Last dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die größten Blow-by-Volumenströme bei niedriger Last auftreten. Grund dafür ist, dass die Kolbenringe in diesen Fällen nur schwach an die Zylinderlaufbahnen gepresst werden und somit mehr Verbrennungsgase die Kolben passieren. Der Blow-by-Volumenstrom liegt hier je nach Betriebspunkt zwischen 5 l/min und 50 l/min .

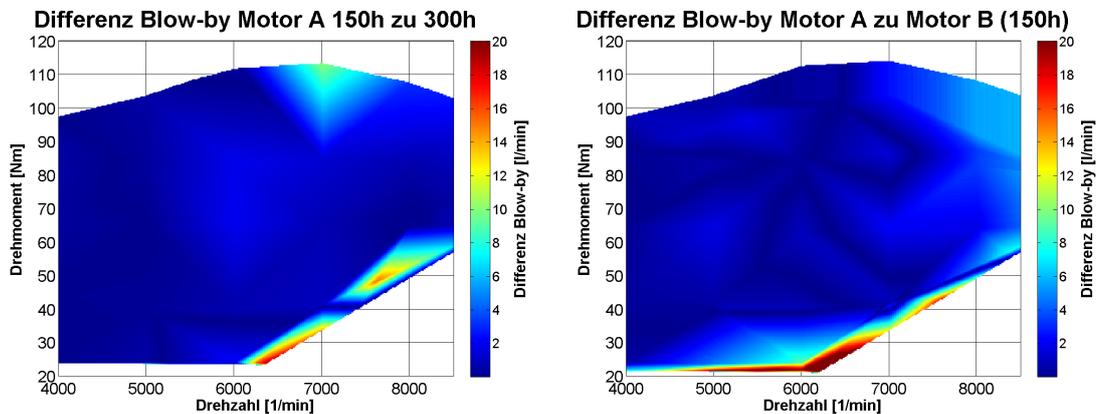


Abbildung 3.5: Differenz Blow-by-Kennfelder bei a) unterschiedlicher Betriebsdauer; b) unterschiedlichen Motoren

An Hand von Abbildung 3.5 wird verdeutlicht, dass Blow-by eine unsichere Einflussgröße der Kurbelraumdurchströmung ist. Abbildung 3.5a zeigt die Differenz der Blow-by-Kennfelder des Motors A aus Abbildung 3.4 nach 150 und 300 Betriebsstunden. Es wird deutlich, dass sich der Blow-by-Volumenstrom während der Lebensdauer eines Motors stark ändern kann. In diesem Fall treten betriebspunktabhängig Differenzen von bis zu 15 l/min auf. Grund dafür sind Verschleiß und Ablagerungen an Kolben, Kolbenringen und Zylinderlaufbahnen, welche eine Veränderung des dyna-

mischen Verhaltens verursachen und damit für ein verändertes Anliegen der Kolbenringe verantwortlich sind. Abbildung 3.5b zeigt die Differenz der Blow-by-Kennfelder zweier BMW R1200GS Motoren nach 150 Stunden Betriebsdauer mit demselben Versuchsprogramm. Hier zeigt sich, dass die Fertigungstoleranzen zu starken Schwankungen einzelner Motoren hinsichtlich des Blow-by führen können. Damit ist Blow-by eine unsichere Einflussgröße.

Bei der Blow-by-Messung wird der mittlere Wert des Blow-by-Volumenstroms gemessen. Eine kurbelwinkelaufgelöste Betrachtung ist rechnerisch mittels eines Kammermodells möglich, wie in [62] vorgeschlagen und in [29] numerisch umgesetzt. Die Berechnung basiert auf der expliziten Lösung gekoppelter Erhaltungssätze und gleicht der nulldimensionalen Berechnungsmethodik, welche in Abschnitt 4.2 vorgestellt wird. Die Prinzipdarstellung des Berechnungsmodells ist in Abbildung 3.6 aufgeführt.

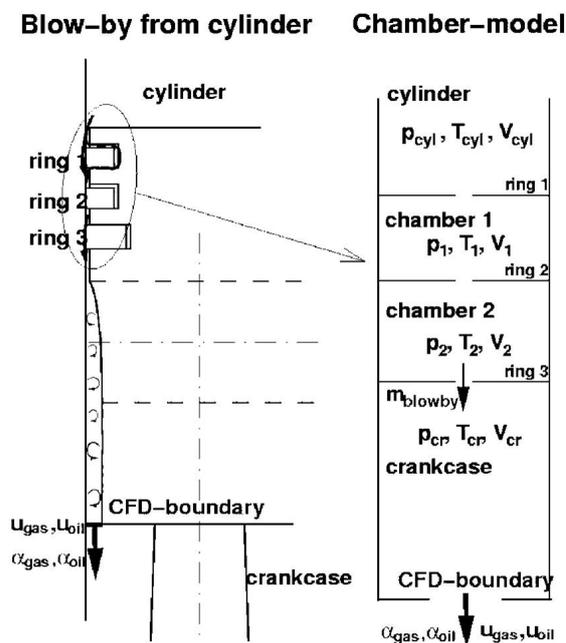


Abbildung 3.6: Kammermodell zur Blow-by-Berechnung (Abb. aus [29])

Notwendige Vorgaben für die Berechnung sind die Volumina zwischen den Kolbenringen und dem Pleuellraum. Ebenso müssen die Flächen zwischen den Kolbenringen und der Zylinderlaufbahn als Öffnungsquerschnitte angegeben werden. Weiterhin sind für Brennraum und Pleuellraum Druck und Temperatur als Randbedingungen erforderlich. Die Größen der Volumina und Öffnungsquerschnitte sind schwierig ermittelbar. Entsprechend muss ein Abgleich mittels Versuch erfolgen. Dabei werden die Öffnungsquerschnitte und Volumina so lange variiert, bis berechneter und gemessener Blow-by-Volumenstrom übereinstimmen. Mit dem abgeglichenen Modell kann die kurbelwinkelaufgelöste Berechnung des Blow-by-Volumenstroms erfolgen. Ziel in [29] war, eine Randbedingung für dreidimensionale CFD-Berechnungen zu generieren. Diese Formulierung der Randbedingung wird in Kapitel 6 genutzt.

In Abbildung 3.7a wird der berechnete, kurbelwinkelaufgelöste Blow-by-Volumenstrom in Abhängigkeit vom Brennraumdruck der BMW R1200GS bei Vollast und 3.000 1/min dargestellt. Der

mittlere Blow-by-Volumenstrom beträgt 10 l/min . Es ist ersichtlich, dass der Blow-by-Volumenstrom dem Brennraumdruck mit ca. 180°KW Verzögerung folgt. Im Bereich von 180°KW bis 630°KW fällt der Blow-by-Volumenstrom kontinuierlich. Im Zünd-OT bei entsprechender Druckerhöhung im Brennraum steigt der Blow-by-Volumenstrom wieder an.

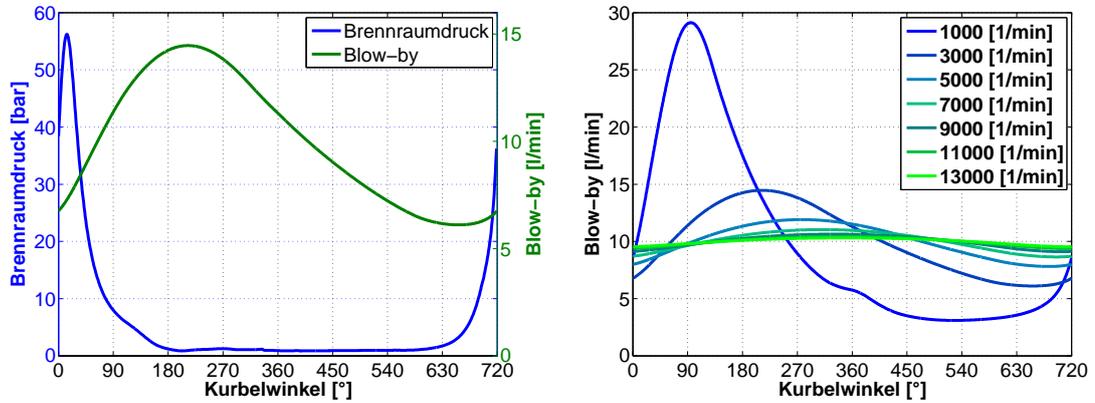


Abbildung 3.7: a) Blow-by in Abhängigkeit vom Brennraumdruck bei 3.000 1/min ; b) Berechneter Blow-by eines Hochleistungsmotors bei verschiedenen Drehzahlen

In Abbildung 3.7b wird der berechnete, kurbelwinkel aufgelöste Blow-by-Volumenstrom (gemittelte 10 l/min) eines Hochleistungsmotors in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Es zeigt sich, dass der Blow-by-Verlauf mit steigender Drehzahl abflacht. Ursache ist, dass der Druck in den Volumina zwischen Kolbenringen und Kolben durch die hochfrequenten Änderungen des Brennraumdrucks relativ konstant bleibt und somit einen gleichmäßigen Blow-by-Eintrag verursacht. Im unbefeuerten Betrieb flacht der kurbelwinkel aufgelöste Blow-by-Volumenstrom weiter ab, da der Brennraumdruck im Zünd-OT geringer wird. Die Druckerhöhung ergibt sich dann allein aus der Kompression. In Abbildung 3.8 wird der gemessene, drehzahlabhängige Blow-by-Volumenstrom im Schubbetrieb der BMW R1200GS dargestellt. Im Vergleich mit Abbildung 3.4 wird deutlich, dass der Blow-by-Volumenstrom im befeuerten und unbefeuerten Betriebszustand in derselben Größenordnung liegt.

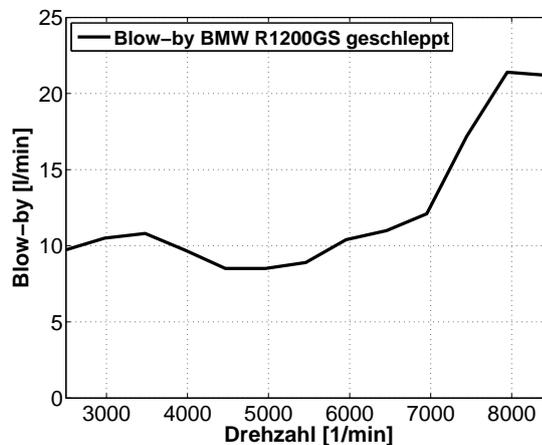


Abbildung 3.8: Blow-by des Motors einer BMW R1200GS im Schubbetrieb

Das hier verwendete Modell zur Berechnung des kurbelwinkelaufgelösten Blow-by-Volumenstroms ist relativ einfach. Es existieren komplexere Modelle unter Berücksichtigung der Kolbenringdynamik (vgl. [4]) und Elastizitäten von Kolben und Kurbelgehäuse. In diesem Abschnitt wurde bereits gezeigt wie stark Blow-by von Fertigungstoleranzen und Beanspruchungen während der Lebensdauer abhängig ist. Auf Grund mangelnder Daten zur Ausprägung dieser Einflüsse wird davon ausgegangen, dass der Fehler in der Modellierung bei dem hier vorgestellten einfachen Modell in einer ähnlichen Größenordnung wie bei komplexeren Modellen liegt. Entsprechend wird die einfache Formulierung verwendet.

3.4 Zusammensetzung des Kurbelraumgases

Das Kurbelraumfluid ist ein Gemisch aus Gasen und Flüssigkeiten. Hier soll auf die Zusammensetzung der gasförmigen Anteile eingegangen werden. Dies ist von Bedeutung, da sich mit der Gaszusammensetzung die Stoffwerte ändern, welche die Ausprägung der Kurbelgehäusedurchströmung beeinflussen.

Mit der Annahme, dass das Kurbelgehäuse dicht ist und während des Motorbetriebs nur Blow-by in das Kurbelgehäuse gelangt, entspricht die Zusammensetzung der Kurbelraumgase der Zusammensetzung des Blow-by. Die Zusammensetzung des Blow-by-Gases ist abhängig von Brennverfahren, Drehzahl und Lastzustand. In Abbildung 3.9 wird das Verbrennungsluftverhältnis λ in einem Zylinder der BMW R1200GS gezeigt. Die Darstellung erfolgt in Abhängigkeit von Drehzahl und Mitteldruck des Zylinders. Bei Teillast ist das angestrebte Verbrennungsluftverhältnis stöchiometrisch, d.h. λ ist nahe eins. Im Volllastbereich ist λ kleiner eins, das Gemisch wird angefettet. Mit unterschiedlichem Verbrennungsluftverhältnis ergeben sich verschiedene Zusammensetzungen des zündfähigen Gemischs und der Abgase.

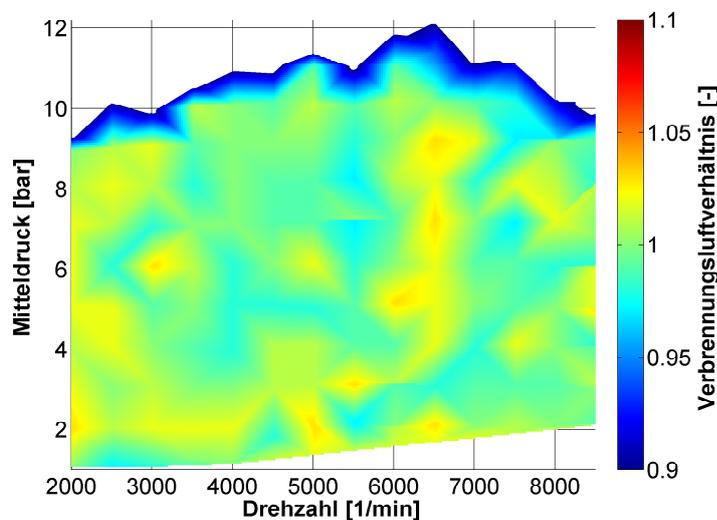


Abbildung 3.9: Verbrennungsluftverhältnis eines Zylinders der BMW R1200GS

Wie Abbildung 3.7 gezeigt hat, ist der Blow-by-Volumenstrom nach Zünd-OT im Arbeitstakt am größten. Dementsprechend wird angenommen, dass die Zusammensetzung der Blow-by-Gase mit der Abgaszusammensetzung korreliert. Eine Abschätzung der Abgaszusammensetzung für einen Ottomotor wurde aus [61] übernommen und wird in Abbildung 3.10 dargestellt.

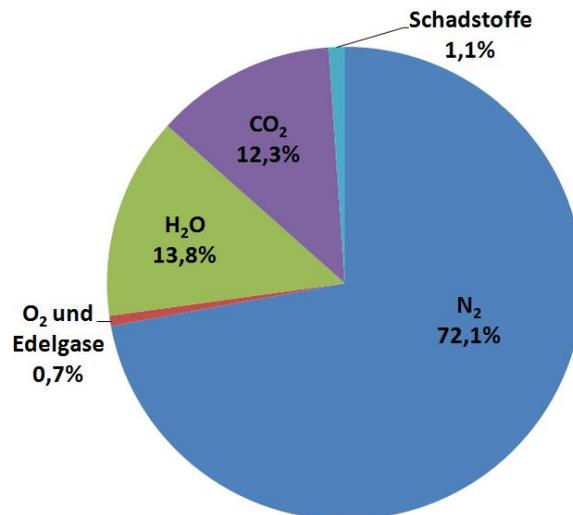


Abbildung 3.10: Abgaszusammensetzung eines Ottomotors in [Vol.-%] nach [61, Abb. 6.2a]

Die Schadstoffe der dargestellten Abgaszusammensetzung in Abbildung 3.10 werden in 0.0008 % Partikel, 0.13 % NOX, 0.09 % HC und 0.9 % CO unterteilt. Im Schubbetrieb wird kein Kraftstoff eingespritzt, dennoch wird Blow-by in den Kurbelraum eingetragen (vgl. Abb. 3.8). In diesem Fall entspricht die Zusammensetzung des Blow-by-Gases der Zusammensetzung der angesaugten Luft. Weiterhin kann, wie Arbeiten zum Thema der Kurbelgehäuseexplosionen zeigen (vgl. [15], [48]), mittels Blow-by zündfähiges Gemisch in den Kurbelraum eingetragen werden.

Somit ergeben sich drei zu betrachtende Fälle für die Zusammensetzung des Kurbelgehäusegases:

1. Gasförmiger Anteil entspricht der Abgaszusammensetzung
2. Gasförmiger Anteil ist Luft (z.B.: Schleppmessung oder Schubbetrieb)
3. Gasförmiger Anteil ist zündfähiges Gemisch

Dies zeigt, dass die Zusammensetzung des Kurbelgehäusegases abhängig von Betriebspunkt und Ausprägung des kurbelwinkelabhängigen Blow-by-Eintrags ist. Damit ist die genaue Zusammensetzung des Kurbelraumgases nicht vorhersagbar und eine unsichere Größe.

3.5 Der Öleintrag in den Kurbelraum

Unter der Annahme, dass die über das Blow-by-Gas in den Kurbelraum eingetragenen Kraftstoff- und Wasseranteile vernachlässigbar sind, ist neben dem gasförmigen Anteil der zweite Anteil des Kurbelgehäusefluids flüssiges Öl. Dieses wird über Lagerstellen und Spritzdüsen in das Kurbelge-

häuse eingetragen. In Abbildung 3.11 werden die Öleintragsquellen für den Kurbelraum der BMW R1200GS dargestellt. Es wird angenommen, dass die Summe aus Pleuellageröleintrag und halbem Hauptlageröleintrag der in den Kurbelraum eingetragenen Ölmenge entspricht.

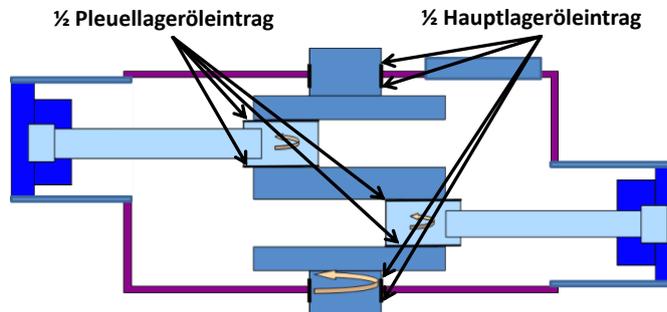


Abbildung 3.11: Quellen für Öleintrag in den Kurbelraum der BMW R1200GS

Die Abschätzung des Öleintrags kann über Messung oder eindimensionale Berechnung erfolgen. In Abbildung 3.12 wird der mit der Software Flowmaster (vgl. [34]) berechnete Öleintrag in den Kurbelraum der BMW R1200GS dargestellt. Abbildung 3.12a zeigt die Abhängigkeit des Öleintrags von Drehzahl und Öltemperatur. Der Anstieg des Öldurchsatzes mit steigenden Drehzahlen erfolgt, da die Drehzahl der Ölpumpe mit der Pleuellagerdrehzahl steigt. Das Abflachen bei hohen Drehzahlen erfolgt durch steigende Druckverluste bei hohen Geschwindigkeiten des Öls in den Kanälen des Ölkreislaufs. Die Temperaturabhängigkeit wird durch die fallende Ölviskosität bei steigender Temperatur verursacht. Damit erfolgt bei gleicher Leistung der Ölpumpe ein höherer Öldurchsatz. Abbildung 3.12b zeigt den Öldurchsatz je Hauptlager und Pleuellager bei einer Öltemperatur von 90 °C. Es zeigt sich, dass beim Boxermotor der Hauptlageröldurchsatz deutlich größer als der Pleuellageröldurchsatz ist.

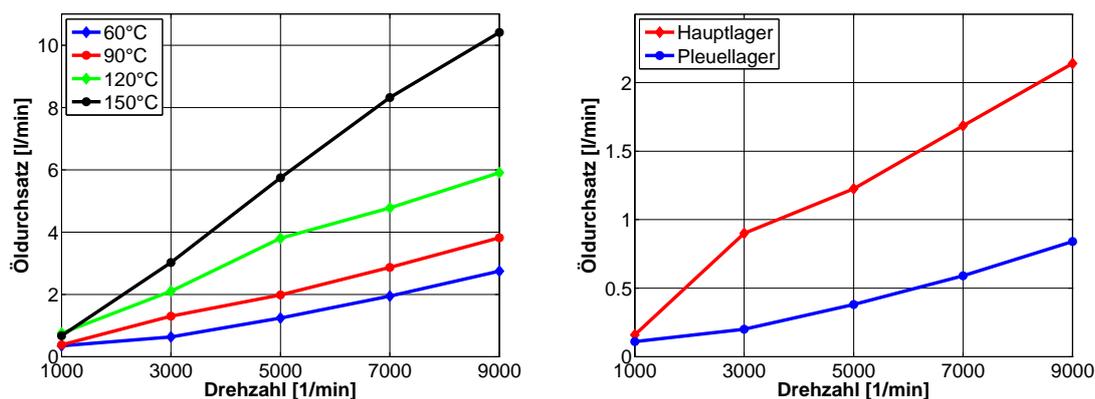


Abbildung 3.12: Öleintrag in den Kurbelraum der BMW R1200GS bei a) variiertem Temperatur; b) je Verbraucher

In Abbildung 3.13 wird der berechnete Öldurchsatz in den Kurbelraum der BMW S1000RR dargestellt. 3.13a zeigt die Abhängigkeit des Öldurchsatzes von Temperatur und Drehzahl. Das Verhalten

ten ist entsprechend dem Verhalten des Boxermotors der BMW R1200GS. Die in Abbildung 3.13b dargestellten Öldurchsätze der Verbraucher bei einer Öltemperatur von 100 °C beinhalten hier zusätzlich Kolbenspritzdüsen, welche zur Kühlung der Kolben eingesetzt werden. Der Öleintrag über die Pleuellager ist größer als der Eintrag über die Hauptlager. Dies resultiert daraus, dass der Pleuellagerdurchmesser größer ist als der Hauptlagerdurchmesser. Somit wird mehr Öl für die Gleitlagerung benötigt.

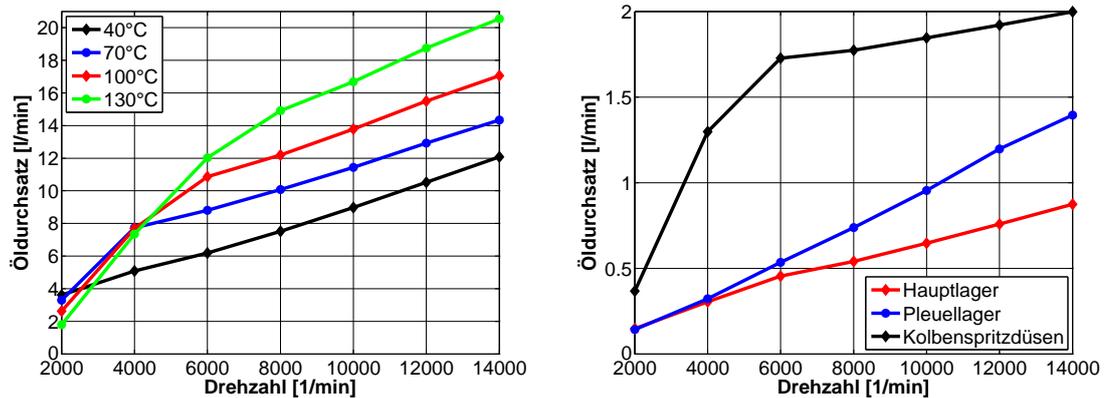


Abbildung 3.13: Öleintrag in den Kurbelraum der BMW S1000RR bei a) variiertem Temperatur; b) je Verbraucher

Der Öleintrag wird durch fertigungsbedingte Toleranzen, Temperatur, Ölsorte und Öldruck beeinflusst. Sowohl die Nutzungsdauer als auch die Verschmutzung des Öls hat einen Einfluss auf den Öldruck und somit den Öldurchsatz.

Weiterhin treten auch bei konstantem Betriebspunkt eines Motors Schwankungen hinsichtlich des Öldurchsatzes auf. In Abbildung 3.14 wird die Differenz des Öldrucks aus zweimaliger Messung eines Lastkennfeldes an einem Motor der BMW R1200GS dargestellt. Hierbei treten im Betrieb Schwankungen bis zu 14 % auf. Dies ergibt eine direkte Rückwirkung auf den Öldurchsatz.

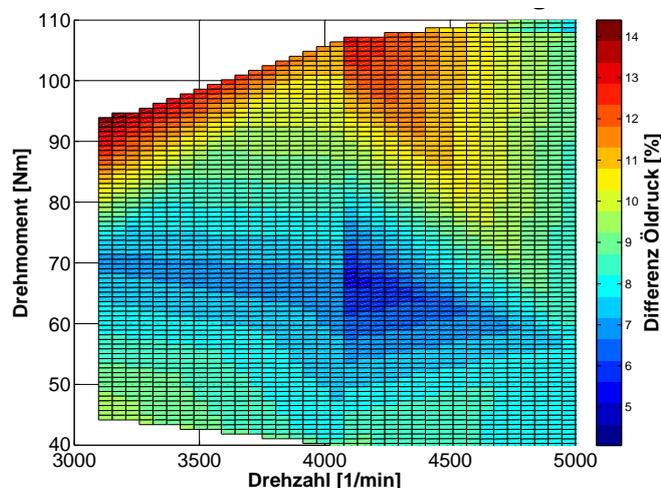


Abbildung 3.14: Öldruckdifferenz bei zweimaliger Messung an einem Motor der BMW R1200GS

Somit muss bei der Betrachtung der Kurbelraumdurchströmung und der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum beachtet werden, dass die absolute Menge des Öleintrags von unsicherer Größe ist.

3.6 Der Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid

Wie bereits aufgeführt, besteht das Kurbelraumfluid aus einem gasförmigen und einem flüssigen Anteil, dem Öl. Öle bestehen aus Kohlenwasserstoffverbindungen. Die Abschätzung des Ölvolumenanteils ist nicht direkt über Messung möglich. Problematisch ist, dass das Öl im Kurbelraum flüssig ist, gängige Messmethoden zur Bestimmung von Kohlenwasserstoffverbindungen aber voraussetzen, dass diese gasförmig sind. Analytische Abschätzungen zum Anteil des Ölvolumens können nicht aus der Literatur entnommen werden. Ein Ansatz zur Abschätzung des Ölvolumenanteils wird hier neu vorgestellt.

In einem stationären Betriebspunkt bleibt der Ölvolumenanteil im Kurbelraum konstant. Dies bedeutet, dass genauso viel Ölmasse in den Kurbelraum eingetragen wird, wie in Richtung der Ölwanne abfließt:

$$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out} \quad (3.3)$$

Dabei ist der Öleintrag über die Lager abhängig von Drehzahl und Öltemperatur, wie bereits in Abschnitt 3.5 gezeigt wurde. Das Ölvolumen welches in Richtung der Ölwanne abgegeben wird, ist abhängig vom Ölvolumenanteil α im Kurbelraum, da bei größerem Ölvolumenanteil mehr Öl abfließt. Weiterhin wird davon ausgegangen, dass der Betriebszustand einen Einfluss auf die Ölrückführung hat. Mit steigender Drehzahl wird die Ölrückführung erschwert, da die Ölbewegung stärker durch die Gasbewegung beeinflusst wird. Ebenso beeinflusst die Konstruktion der Kurbelräume das Strömungsfeld und damit den Ölrückfluß. Damit ist

$$\dot{m}_{in} = f(n) \quad \text{und} \quad \dot{m}_{out} = f(\alpha, n, C) , \quad (3.4)$$

wobei C den Einfluss der Kurbelraumgeometrie beinhaltet. Dies wird dazu genutzt, um eine Relativabschätzung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum durchzuführen. Die Abhängigkeiten von \dot{m}_{out} werden dabei folgend festgelegt:

$$\dot{m}_{out} \sim \alpha , \quad \dot{m}_{out} \sim \frac{1}{\sqrt{n}} \quad \text{und} \quad \dot{m}_{out} \sim C \quad (3.5)$$

Die Proportionalität von \dot{m}_{out} zu $\frac{1}{\sqrt{n}}$ wird folgend begründet. Bei Stillstand des Motors fließt eingetragenes Öl direkt ab. Eine Bewegung der Kurbeltriebsbauteile behindert dieses Abfließen. Damit ist $\dot{m}_{out} \sim \frac{1}{n}$. Dies wird auf $\dot{m}_{out} \sim \frac{1}{\sqrt{n}}$ gesetzt, da sich gezeigt hat, dass eine verminderte Proportionalität von $\frac{1}{\sqrt{n}}$ in realistischeren Ergebnissen resultiert. Zur Relativabschätzung wird die Konstante C auf einen Betriebspunkt justiert. Beispielhaft wird hier für 3000¹/_{min} ein

Ölvolumenanteil α_{3000} von 0.5 % angenommen. Damit ergibt sich aus

$$\dot{m}_{out} = \dot{m}_{in} = \alpha \cdot \frac{1}{\sqrt{n}} \cdot C \quad \Rightarrow C = \frac{\dot{m}_{in,3000} \cdot \sqrt{n}}{\alpha_{3000}} \quad (3.6)$$

die Konstante C. Mit dieser kann eine relative Abschätzung des Ölvolumenanteils bei beliebigen Drehzahlen erfolgen:

$$\alpha = f(\dot{m}_{in}, n, C) = \frac{\dot{m}_{in}(n) \cdot \sqrt{n}}{C} \quad (3.7)$$

Für den Ölvolumenanteil in den Kurbelräumen der BMW R1200GS und der BMW S1000RR

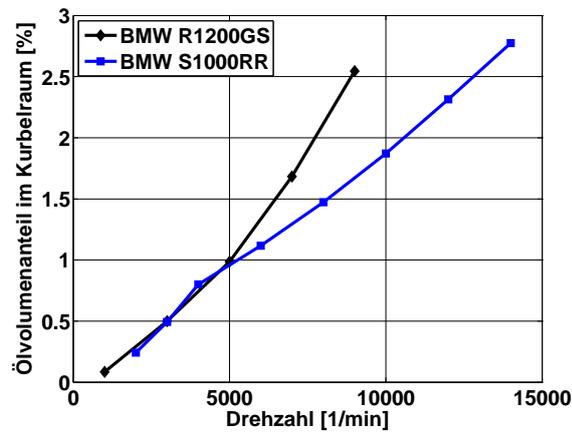


Abbildung 3.15: Abschätzung des drehzahlabhängigen Ölvolumenanteils bezogen auf einen vorgegebenen Ölvolumenanteil von 0.5 % bei 3000 1/min

ergibt diese Abschätzung das in Abbildung 3.15 dargestellte Ergebnis: Der Ölvolumenanteil steigt überlinear mit der Drehzahl, wobei der Gradient bei der BMW R1200GS höher ist als bei der BMW S1000RR. Die absoluten Werte sind abhängig von der Konstante C und damit vom Referenzbetriebspunkt. Somit ist über die vorgestellte Abschätzung keine Aussage zur absoluten Größe des Ölvolumenanteils im Kurbelraum möglich.

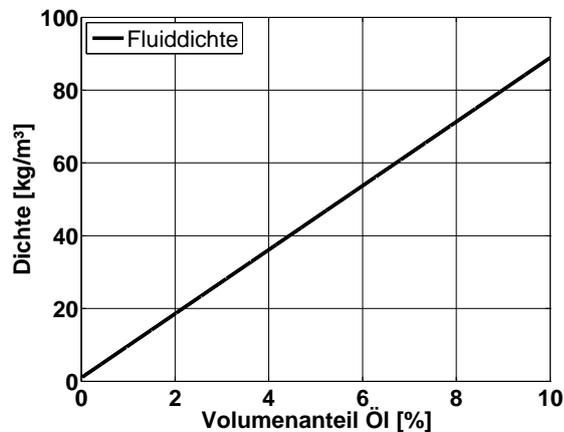


Abbildung 3.16: Dichte des Kurbelraumfluids in Abhängigkeit vom Volumenanteil Öl

In Gleichung 3.2 zur Berechnung der Widerstandskraft bei Bewegung eines Körpers entgegen einer

Strömung geht die Fluiddichte ρ_M linear ein. Die Abhängigkeit der Dichte des Kurbelraumfluids vom Volumenanteil des Öls α_{Oel} wird in Abbildung 3.16 dargestellt. Als Kurbelraumgas wird Luft bei 90 °C und 1 bar, als Öl 15W40 (vgl. Abb. 3.17) angenommen. Die Dichte des Gemischs steigt linear mit dem Volumenanteil des Öls. Der Gradient wird vom Verhältnis der Dichten bestimmt:

$$\rho_M = (1 - \alpha_{Oel}) \cdot \rho_{Gas} + \alpha_{Oel} \cdot \rho_{Oel} \quad (3.8)$$

Somit steigt, unter der Annahme, dass Luft und Öl mit derselben Geschwindigkeit transportiert werden, die Widerstandskraft nach Gleichung 3.2 linear mit dem Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid.

3.7 Einfluss der Ölsorte

Je nach Ölsorte und zugehöriger Viskositätsklasse unterscheiden sich die Stoffwerte der Öle. Eine allgemeine Übersicht zu Motorenölen bei Motorrädern wird in [78] gegeben. Mit den Stoffwerten der Öle ändern sich die Eigenschaften des Kurbelraumfluids. In Abbildung 3.17a wird die kinematische Viskosität typischer Motorenöle dargestellt. Entsprechend der Viskositätsklasse ist die kinematische Viskosität des 5W40-Öls am geringsten. Mit steigender Temperatur nimmt die Viskosität ab. Aus Versuchen ist bekannt, dass mit der Viskosität die Reibleistung von Gleitlagern sinkt. Gleichzeitig wird das Tragverhalten schlechter. Damit ist das Ziel bei der Wahl der Ölsorte geringstmögliche Viskosität bei gleichzeitig stabilem Tragverhalten der Lager.

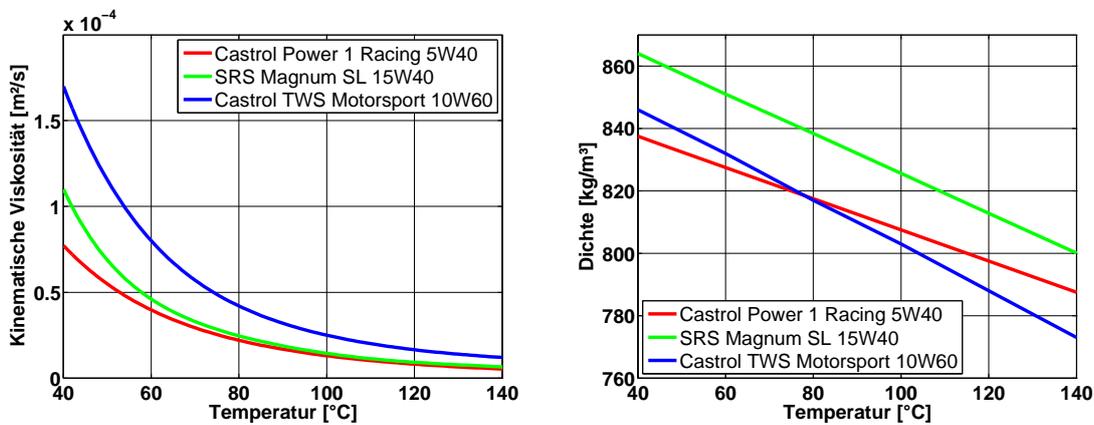


Abbildung 3.17: Typische Ölsorten: a) kinematische Viskosität; b) Dichte

In Abbildung 3.17b werden die Dichten verschiedener typischer Öle in Abhängigkeit von der Temperatur gegenübergestellt. Auf Grund der Wärmeausdehnung verringern sich die Dichten der Öle mit steigender Temperatur.

3.8 Das Größenspektrum der Öltröpfchen

Das Öl, welches über die Lagerstellen und Spritzdüsen in den Kurbelraum eingetragen wird, fließt nicht direkt in die Ölwanne zurück. Dadurch, dass der Öleintrag mit hoher Geschwindigkeit erfolgt und das Öl auf bewegte Bauteile trifft, wird es zerstäubt. Der resultierende Ölnebel ist eine Mischung mit dem Kurbelraumgas. Die Öltröpfchengrößen werden durch vielfältige Abläufe beeinflusst. So erfolgt ein Abschleudern des Öls von den bewegten Bauteilen. Durch den Blow-by-Gasstrom erfolgt ein Zerstäuben des von den Kolbenringen und vom Ölabstreifring abgestreiften Ölfilms an der Zylinderlaufbahn. Die Öltröpfchen interagieren mit dem Kurbelraumgas und mit anderen Öltröpfchen. Da diese Abläufe über Versuche schwer erfassbar sind, soll hier erstmalig eine analytische Abschätzung der Öltröpfchengrößen im Kurbelraum unter Berücksichtigung der genannten Einflüsse auf die Tröpfchenentstehung vorgestellt werden. Diese beruht darauf, dass das gesamte Spektrum an unterschiedlichen Tröpfchengrößen durch mittlere Tröpfchendurchmesser dargestellt werden kann, welche dieselben physikalischen Eigenschaften haben, wie das gesamte Tröpfchengrößenspektrum. Aus den verschiedenen Formulierungen mittlerer Durchmesser (vgl. [77]) wird der Sauterdurchmesser d_{32} gewählt. Die Berechnung des Sauterdurchmessers erfolgt über

$$d_{32} = \frac{\sum_T^{n_T} d_T^3}{\sum_T d_T^2} \quad \text{für } T = 1, \dots, n_T, \quad (3.9)$$

wobei n_T die Gesamtzahl aller Tröpfchen und d_T der Durchmesser jedes Tröpfchens T ist. Die Summe der Tröpfchendurchmesser in der dritten Potenz wird durch die Summe der Tröpfchendurchmesser in der zweiten Potenz geteilt. Bei Überführung in das Verhältnis des gesamten Tröpfchenvolumens $V_{T,ges}$ zur gesamten Tröpfchenoberfläche $S_{T,ges}$ ergibt sich folgende Formulierung:

$$d_{32} = \frac{6 \cdot V_{T,ges}}{S_{T,ges}}. \quad (3.10)$$

Mit dem Volumen der Öltröpfchen geht auch die Masse der Öltröpfchen in den Sauterdurchmesser ein. Dies ist von Bedeutung für die Tröpfchenbewegung. Weiterhin geht die Oberfläche der Tröpfchen in den Sauterdurchmesser ein, was für die Interaktion der Tröpfchen mit dem umgebenden Gas und anderen Tröpfchen von Bedeutung ist.

3.8.1 Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle

Bei der Betrachtung des Rotationsabschleuderns von der Kurbelwelle wird die Analogie zur Zerstäuberscheibe genutzt. Für Zerstäuberscheiben existieren zahlreiche analytische Korrelationen, bei denen von der Geometrie der Zerstäuberscheibe, den Stoffwerten der abgeschleuderten Flüssigkeit und dem Betriebspunkt auf den Durchmesser der abgeschleuderten Flüssigkeitströpfchen geschlossen wird. Diese Korrelationen sind sehr gut mit Experimenten abgeglichen und finden sich unter anderem in [38], [41], [42], [35] und [83].

Bei der Berechnung des Durchmessers der abgeschleuderten Flüssigkeitströpfchen wird zuerst der Abschleuderzustand bestimmt. In Abbildung 3.18 werden die verschiedenen Abschleuderzustände nach Brauer (vgl. [18]) dargestellt. Mit steigender Drehzahl erfolgt erst tröpfchenweises Abschleudern, dann fadenweises Abschleudern und letztlich lamellenweises Abschleudern. Der Abschleuderzustand ist sowohl von den Stoffkennwerten der abgeschleuderten Flüssigkeit, als auch von den wirkenden Kräften abhängig. Ebenso ist der Flüssigkeitseintrag auf die Zerstäuberscheibe von Bedeutung: Wenn mehr Flüssigkeit über die Zerstäuberscheibe fließt, so muss in derselben Zeit eine größere Flüssigkeitsmenge abgeschleudert werden, was letztlich zu einem anderen Abschleuderzustand und zu anderen Tröpfchengrößen führen kann.

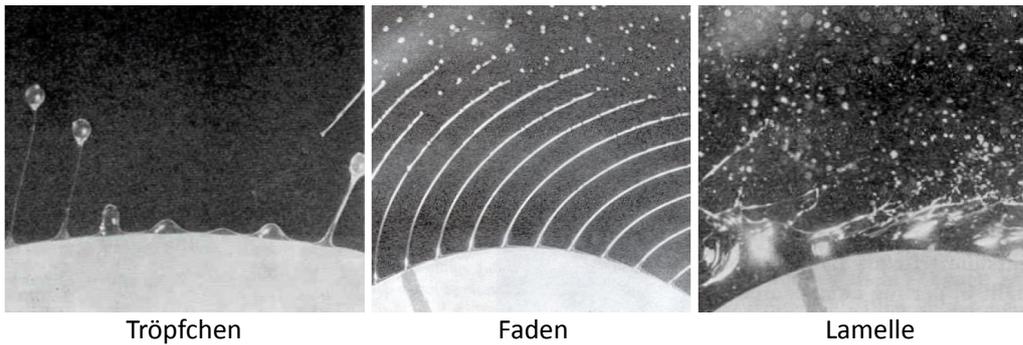


Abbildung 3.18: Abschleuderzustände (aus [18, Abb. 6.34-6.36])

Bei bekanntem Abschleuderzustand können die Tröpfchendurchmesser über analytische Formulierungen abgeschätzt werden. In [29] wird die Berechnung des Abschleuderzustands nach Grave ([38]) durchgeführt, um anschließend den Sauterdurchmesser des Tröpfchengrößenspektrums mittels abgeleiteter Korrelationen von Hege/Walzel ([41],[83]) zu berechnen. Da sich [29] mit dem Größenspektrum der Öltröpfchen beim Rotationsabschleudern im Kurbelraum befasst, wird diese Vorgehensweise hier als Referenz genutzt.

Die wichtigen Einflussgrößen wurden als Weberzahl We , Ohnesorgezahl Oh , der bezogenen Volumenstrom \dot{V}^* und die Fluidzahl K_F identifiziert. Die Weberzahl gibt das Verhältnis von Trägheitskraft zu Oberflächenkraft wieder. Für das Rotationsabschleudern ist sie definiert als

$$We_{RA} = \frac{\omega^2 \cdot d_Z^3 \cdot \rho_d}{\sigma}, \quad (3.11)$$

wobei ω die Winkelgeschwindigkeit, d_Z der Durchmesser der Zerstäuberscheibe, ρ_d die Dichte der dispersen Phase, also der abgeschleuderten Flüssigkeit, und σ die Oberflächenspannung der abgeschleuderten Flüssigkeit gegenüber Luft ist. Für die Betrachtungen von Grave ([38]) wurde Z eingeführt, welches das Quadrat der Ohnesorgezahl ist:

$$Z = Oh_{RA}^2 = \frac{\mu_d^2}{d_Z \cdot \rho_d \cdot \sigma} \quad (3.12)$$

Die Ohnesorgezahl beschreibt den Zähigkeitseinfluss bei der Deformation von Tröpfchen. μ_d ist hierbei die dynamische Viskosität der abgeschleuderten Flüssigkeit. Weiterhin wird mit dem bezogenen Volumenstrom \dot{V}^* der Flüssigkeitseintrag \dot{V} auf die Zerstäuberscheibe in die Berechnung

einbezogen:

$$\dot{V}^* = \frac{\dot{V}^2 \cdot \rho_d}{d_Z^3 \cdot \sigma} \quad (3.13)$$

K_F ist der Reziprokwert der Mortonzahl, welche die relative Bedeutung viskoser Kräfte zur Oberflächenspannung angibt. g ist die Schwerebeschleunigung der Erde und wird mit 9.81 m/s^2 verwendet.

$$K_F = \frac{\rho_d \cdot \sigma^3}{g \cdot \mu_d^4} \quad (3.14)$$

Nach Grave werden mittels der nun bekannten Variablen die Koordinaten x_1 und x_2 berechnet, mit denen die Auflösung des Abschleuderzustands ermöglicht wird:

$$x_1 = \frac{\dot{V}^{*0.5}}{Z^{0.47} \cdot K_F^{0.295}}, \quad x_2 = \text{We}_{RA}^{0.5} \cdot Z^{0.922} \cdot K_F^{0.491} \quad (3.15)$$

Der Übergang vom tröpfchenweisen Abschleudern zum fadenweisen Abschleudern erfolgt bei

$$x_{2, \text{Tröpfchen/Faden}} = 0.0453 \cdot (\log(K_F))^{1.77} \cdot Z^{0.14} \cdot x_1^{-\frac{5}{3}} \quad (3.16)$$

und der Übergang vom fadenweisen Abschleudern zum lamellenweisen Abschleudern bei

$$x_{2, \text{Faden/Lamelle}} = 1.61 \cdot x_1^{-\frac{5}{3}}. \quad (3.17)$$

Nach Grave ist die Atomisierung ein weiterer, bisher nicht aufgeführter, Abschleuderzustand. Dieser tritt oberhalb von

$$x_{2, \text{Atomisierung}} = 230 \cdot x_1^{\frac{1}{6}} \quad (3.18)$$

auf. Es wird ein feiner Sprühnebel erzeugt. In Abbildung 3.19 sind die nach Grave berechneten Abschleuderzustände dargestellt. Dabei wird von einer Zerstäuberscheibe ausgegangen, die denselben Durchmesser hat, wie der maximale Kröpfungsdurchmesser der Kurbelwelle der BMW R1200GS. Als Flüssigkeitseintrag wurde der Lageröleintrag in den Kurbelraum gewählt. Da die Kurbelwelle aus drei Wangen besteht, wird der Öleintrag gedrittelt und als gleichverteilt auf die Wangen angenommen. Es wird Öl der Viskositätsklasse 15W40 verwendet, wie es in Abschnitt 3.7 definiert wurde. Die angenommene Öltemperatur ist 90 °C . Der dargestellte Drehzahlbereich umfasst 1.000 1/min bis 8.500 1/min mit Schritten von 500 1/min . Es wird deutlich, dass sich der Abschleuderzustand mit der Drehzahl ändert. Unterhalb 1.500 1/min erfolgt tröpfchenweises Abschleudern, zwischen ca. 1.500 1/min und 2.000 1/min fadenweises Abschleudern und oberhalb 2.000 1/min lamellenweises Abschleudern. Damit ist das lamellenweise Abschleudern der vorherrschende Abschleuderzustand. Der nichtlineare Anstieg des Graphen für $x_1 = f(x_2)$ ist die Folge des nichtlinearen Anstiegs des Öleintrags über der Drehzahl (vgl. Abb. 3.12a). Aus dem bekannten Abschleuderzustand werden die zugehörigen Tröpfchengrößen berechnet. Nach Hege ergeben sich folgende Korrelationen zur Berechnung des Sauterdurchmessers für das tröpfchenweise Rotationsabschleudern $d_{32,RA,tr}$ und das fadenweise Rotationsabschleudern $d_{32,RA,fa}$:

$$d_{32,RA,tr} = 1.9 \cdot \sqrt{\frac{4 \cdot \sigma}{\omega^2 \cdot \rho_d \cdot d_Z}} \quad (3.19)$$

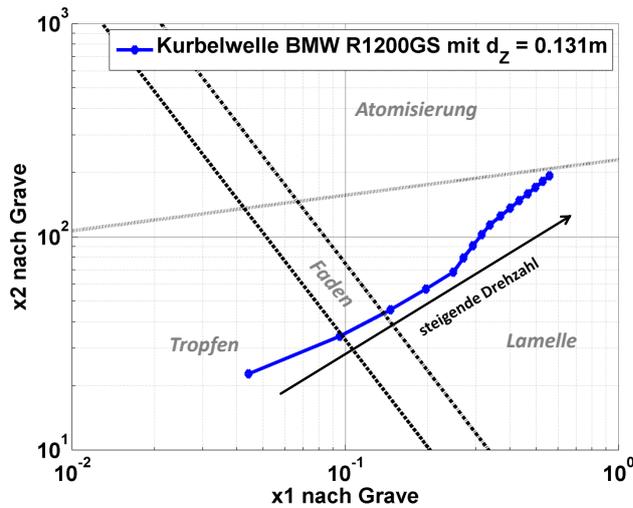


Abbildung 3.19: Abschleuderzustand nach Grave an der Kurbelwelle der BMW R1200GS

$$d_{32,RA,fa} = \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma}{\omega^2 \cdot \rho_d \cdot d_Z}} \cdot \nu_d^{-\frac{1}{12}} \quad (3.20)$$

Hierbei ist ν_d die kinematische Viskosität des Öls. Da das lamellenweise Rotationsabschleudern ein komplexerer Vorgang als das tröpfchenweise oder fadenweise Rotationsabschleudern ist, werden mehr Variablen in die Berechnung einbezogen. Nach einer in [29] adaptierten Korrelation von Walzel ergibt sich der Sauterdurchmesser durch lamellenweises Abschleudern $d_{32,RA,la}$ über:

$$d_{32,RA,la} = 1.1748 \cdot C_3 \cdot \frac{1}{d_Z \cdot \omega} \cdot \left(\frac{\rho_d}{\rho_c}\right)^{\frac{1}{6}} \cdot \left(\frac{\sigma \cdot \dot{V}}{\rho_d}\right)^{\frac{1}{3}} \quad (3.21)$$

Die Konstante C_3 dient zur Modellanpassung. Bei obiger Formulierung erfolgt eine Orientierung an [29]. Dort wird C_3 für das Rotationsabschleudern mit 2.55 angegeben. In Abbildung 3.20 wird

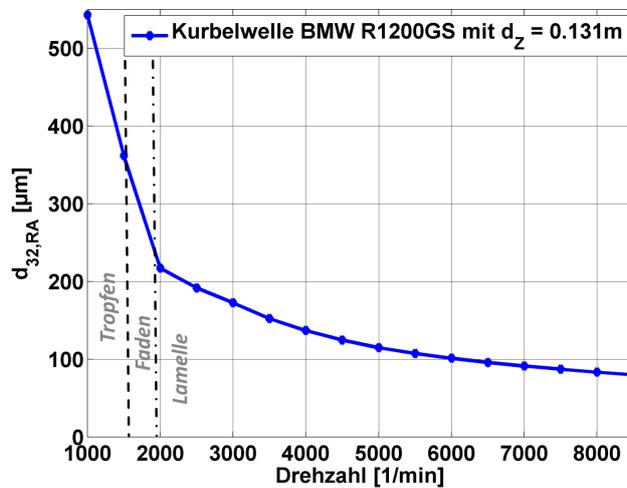


Abbildung 3.20: Öltröpfchengrößen beim Abschleudern an der Kurbelwelle der BMW R1200GS

die Tröpfchengröße beim Abschleudern nach Grave/Hege/Walzel an der Kurbelwelle der BMW R1200GS dargestellt. Es ist ersichtlich, dass sich eine deutliche Abstufung des Sauterdurchmessers bei der Änderung des Abschleuderzustands ergibt. Die Tröpfchengrößen schwanken über den gesamten Drehzahlbereich der BMW R1200GS zwischen $80 \mu\text{m}$ und $460 \mu\text{m}$. Dementsprechend ändern sich die Eigenschaften des Kurbelraumfluids mit der Drehzahl.

Die Vorgehensweise nach Grave/Hege/Walzel ist für einfache Abschätzungen geeignet. Die Folgerung von einer rotationssymmetrischen Zerstäuberscheibe auf Kurbelwellen ist problematisch. Aus Abbildung 3.21 ist ersichtlich, dass eine Kurbelwelle nur bedingt mit einer Zerstäuberscheibe verglichen werden kann.

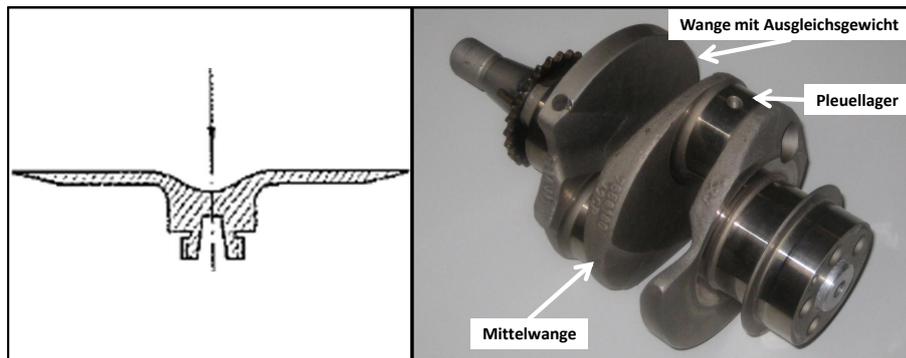


Abbildung 3.21: a) Zerstäuberscheibe nach Brauer ([18]); b) Kurbelwelle BMW R1200GS

An Mittelwange und den Wangen mit den Ausgleichsgewichten lässt sich erkennen, dass die Ähnlichkeit zu einer rotationssymmetrischen Zerstäuberscheibe gegeben ist. Die Unterschiede hinsichtlich der topologischen Ausprägung müssten über eine Variation der Modellierung erfasst werden. Da die Allgemeingültigkeit bei einer solchen Modellierung begrenzt wäre, wird hier eine vereinfachte, über Versuch abgeglichene, Formulierung verwendet.

Eine verbreitete, einfache Gleichung zur Abschätzung des primären Tröpfchendurchmessers beim Rotationsabschleudern findet sich unter anderem in [43] und [35]. Die Formulierung vernachlässigt die Abschleuderzustände und passt die Modellierung über die Konstante K an das betrachtete System an:

$$d_{32,RA} = 0.849 \cdot \frac{K}{\omega} \sqrt{\frac{\sigma}{\rho_d \cdot d_Z}} \quad (3.22)$$

Dies entspricht der Grundform der Gleichungen 3.19 für $d_{32,RA,tr}$ und 3.20 für $d_{32,RA,fa}$ nach Hege. Mittels weniger Parameter ist eine Abschätzung des Sauterdurchmessers möglich. Der Faktor 0.849 dient zur Umrechnung des primären Tröpfchengrößendurchmessers beim Abschleudern in den zugehörigen Sauterdurchmesser. Aus experimentellen Beobachtungen in [18] ergab sich, dass neben dem Haupttropfen zwei Satellitentropfen mit jeweils 0.5- und 0.36-fachem Durchmesser des Haupttropfens gebildet werden. Somit ergibt sich

$$d_{32,RA} = \frac{d_T^3 + (0.5 \cdot d_T)^3 + (0.36 \cdot d_T)^3}{d_T^2 + (0.5 \cdot d_T)^2 + (0.36 \cdot d_T)^2} = 0.849 \cdot d_T \quad (3.23)$$

als Umrechnung des Durchmessers des primären Tröpfchens in den korrespondierenden Sauterdurchmesser. In der Literatur sind für die Konstante K in Gleichung 3.22 Werte zwischen 2.6 und

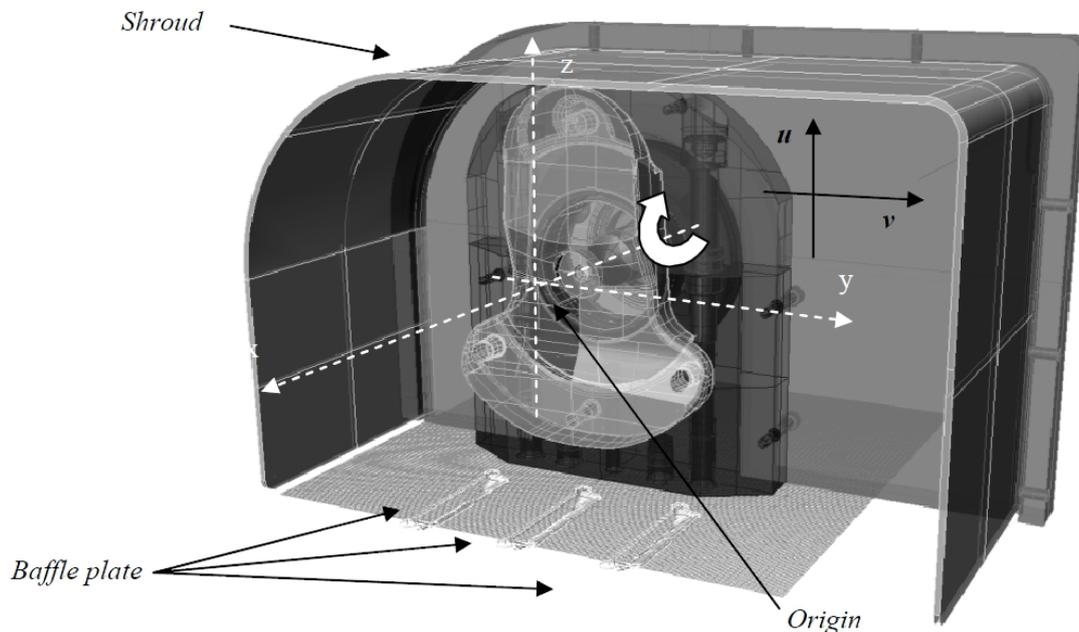


Abbildung 3.22: Prinzipversuch Ölabschleudern an Kurbelwellenkröpfung (aus [11])

7.0 zu finden. Die Anpassung an das System Kurbelwelle wird mittels eines Prinzipversuchs vorgenommen. In [43] und [11] ist dieser Versuch mit einer Kurbelwellenkröpfung beschrieben. Der Versuchsaufbau wird in Abbildung 3.22 dargestellt. Über ein Hauptlager erfolgt ein definierter Öleintrag auf die Kurbelwellenkröpfung. Mittels Hochgeschwindigkeitskamera wurde das Abschleudern des Öls bei verschiedenen Drehzahlen aufgezeichnet. Mittels Phase-Doppler-Anemometry (PDA) wurden Tröpfchengrößenspektren aufgenommen und mittels Phase-Image-Velocimetry (PIV) die Tröpfchenbahnen verfolgt, bzw. die Tröpfchengeschwindigkeiten bestimmt. Die Versuche wurden im Bereich bis $6.000 \text{ }^1/\text{min}$ durchgeführt.

Aus diesen Versuchen ergab sich, dass die Tröpfchengrößen auf Grund des Rotationsabschleuderns mittels Gleichung 3.22 unter Verwendung von Konstante $K = 4.19$ berechnet werden können. Diese Formulierung ist grob. In ihr wird nicht auf die Abschleuderzustände eingegangen, welche sich laut [11] während dieses Versuchs mit der Drehzahl ändern. Da dieser Versuch mit der zugehörigen Gleichung 3.22 der einzige bekannte experimentelle Abgleich zu den Tröpfchengrößen auf Grund des Rotationsabschleuderns an Kurbelwellen ist, wird die Formulierung hier folgend verwendet. In Abbildung 3.23 wird ein Vergleich zwischen Gleichung 3.22 nach Heikal ([43]) und der oben aufgeführten Formulierung nach Grave/Hege/Walzel dargestellt. Die Ergebnisse der unterschiedlichen Formulierungen liegen über das gesamte Drehzahlband nah beieinander. Fast über den gesamten Drehzahlbereich ergeben sich nach Heikal kleinere Tröpfchengrößendurchmesser, wobei am kontinuierlichen Verlauf zu erkennen ist, dass die Abschleuderzustände nicht in die Berechnung einbezogen werden.

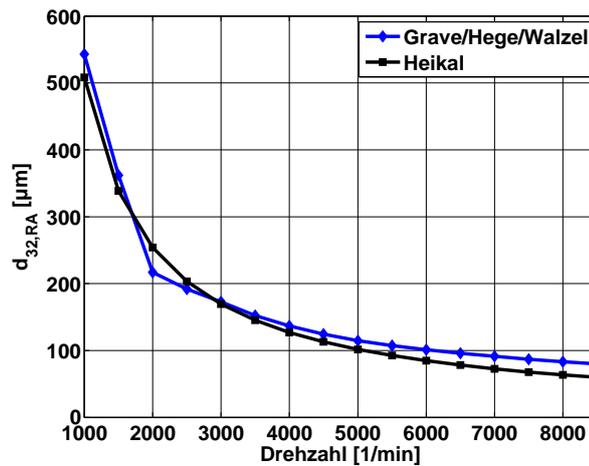


Abbildung 3.23: Vergleich Grave/Hege/Walzel und Heikal für die Kurbelwelle der BMW R1200GS

In Abbildung 3.24 werden die Tröpfchengrößen durch das Rotationsabschleudern für die Kurbelwellen der BMW R1200GS und die BMW S1000RR mit der Formulierung nach Heikal verglichen. Es ist ersichtlich, dass für beide Kurbelwellen die drehzahlabhängigen Verläufe der Tröpfchengrößen ähnlich sind. Die Differenzen werden durch den geringeren Kurbelwellendurchmesser der S1000RR $d_{Z,S1000RR} = 125$ mm und die unterschiedlichen Ölsorten (R1200GS:15W40; S1000RR:5W40) verursacht. Weiterhin ist das Drehzahlband der S1000RR breiter.

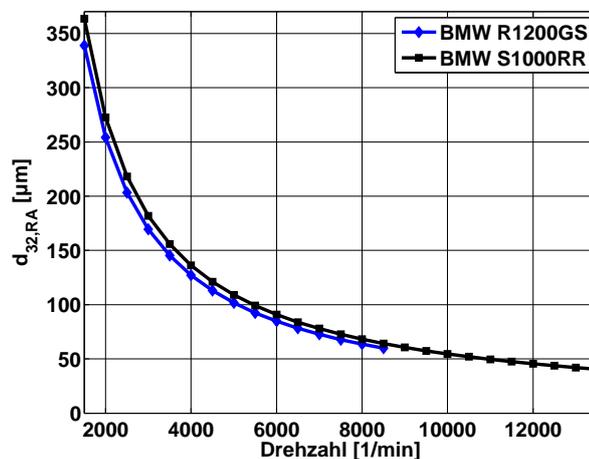


Abbildung 3.24: Vergleich Rotationsabschleudern Kurbelwelle BMW R1200GS/S1000RR

Aus dem Prinzipversuch zur Kurbelwellenkröpfung ([11]) wird auf die Zusammensetzung des Tröpfchengrößenspektrums geschlussfolgert. Zur Abbildung des Tröpfchengrößenspektrums wird eine modifizierte Rosin-Rammler-Verteilung genutzt. Diese wurde in [10] vorgeschlagen und in [29] genutzt.

Die Rosin-Rammler-Verteilung ist auch unter dem Namen Weibull-Verteilung bekannt. Sie wird

genutzt, um z.B. Tröpfchengrößen in einem Spray zu charakterisieren. Die Gleichung für die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Tröpfchenvolumens $\chi_{V,RR}$ der Rosin-Rammler-Verteilung ist:

$$\chi_{V,RR} = f(d_T) = \frac{\kappa_{RR}}{d_{RR}} \cdot \left(\frac{d_T}{d_{RR}}\right)^{\kappa_{RR}-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{d_T}{d_{RR}}\right)^{\kappa_{RR}}\right] \quad (3.24)$$

Hierbei sind κ_{RR} der Rosin-Rammler-Exponent, welcher folgend auf 2 gesetzt wird und d_{RR} der Referenzdurchmesser, welcher bei der unmodifizierten Rosin-Rammler-Verteilung nicht dem Sauterdurchmesser entspricht. Hintergrund für die Modifikation der Rosin-Rammler-Verteilung nach [10] war, dass bei einer Rosin-Rammler-Verteilung die Tröpfchenanzahl unendlich wird, wenn der Tröpfchendurchmesser gegen Null geht. Dies bereitet numerische Probleme bei der Integration. Weiterhin wird die modifizierte Form so ausgeführt, dass d_{RR} dem Sauterdurchmesser $d_{32,RA}$ entspricht. Die modifizierte Rosin-Rammler-Verteilung für die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion des Tröpfchenvolumens $\overline{\chi_{V,RR}}$ entspricht

$$\overline{\chi_{V,RR}} = f(d_T) = \frac{128}{3} \cdot \left(\frac{d_T}{d_{32,RA}}\right)^4 \cdot \exp\left(-4 \cdot \frac{d_T}{d_{32,RA}}\right), \quad (3.25)$$

aus welcher die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Tröpfchenanzahl $\overline{\chi_{n,RR}}$ berechnet werden kann:

$$\overline{\chi_{n,RR}} = f(d_T) = 16 \cdot \left(\frac{d_T}{d_{32,ref}}\right) \cdot \exp\left(-4 \cdot \frac{d_T}{d_{32,ref}}\right). \quad (3.26)$$

Die Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen für das Tröpfchenvolumen und die Tröpfchenanzahl sind in Abbildung 3.25 dargestellt. Es zeigt sich, dass die maximale Wahrscheinlichkeitsdichte des Volumen bei $d_{32,RA}$ liegt. Das Maximum der Wahrscheinlichkeitsdichte der Tröpfchenanzahl liegt bei $d_{32,RA}/4$.

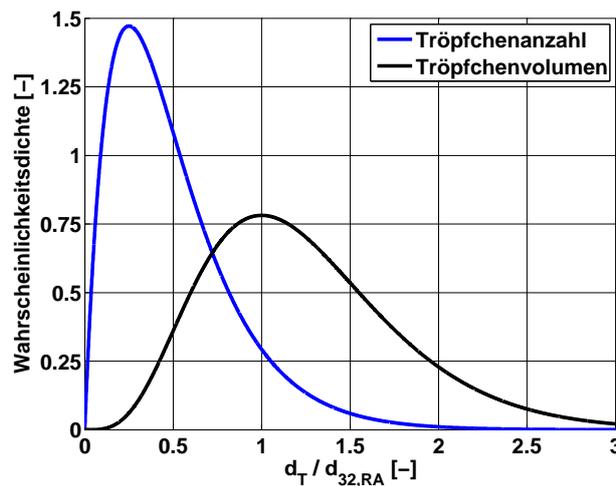


Abbildung 3.25: Wahrscheinlichkeitsdichtefunktionen nach Gl. 3.25 und 3.26

Mittels PDA wurden im Prinzipversuch zum Ölabschleudern an der Kurbelwelle die Tröpfchenanzahl und deren Durchmesser aufgenommen. Die publizierten Ergebnisse sind in Abbildung 3.26 dargestellt. Sie werden von der Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion der Tröpfchenanzahl $\overline{\chi_{n,RR}}$ der

modifizierten Rosin-Rammler-Verteilung überlagert. Dabei wurde $d_{32,RA}$ nach der Formulierung von Heikal berechnet und ergibt sich zu $89 \mu\text{m}$. Die Drehzahl ist 6.000 1/min . Das Öl ist Castrol Edge 10W60 bei 80°C und der Kröpfungsdurchmesser $d_{Z,Heikal}$ ist 129 mm .

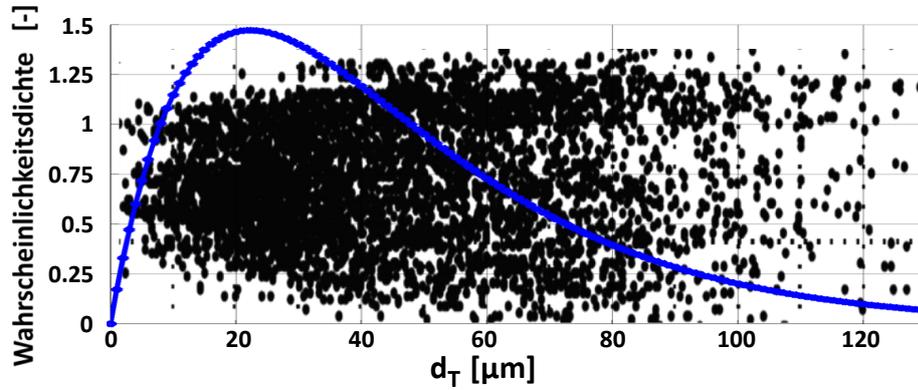


Abbildung 3.26: Tröpfchenanzahl im Prinzipversuch nach [11] und zugehörige Wahrscheinlichkeitsdichtefunktion nach Gleichung 3.26

Es zeigt sich, dass die gemessene Tröpfchenanzahl optisch gut mit der modifizierten Rosin-Rammler-Verteilung korreliert. Sowohl der Ort der maximalen Wahrscheinlichkeitsdichte bei ca. $22 \mu\text{m}$ als auch die geringe Tröpfchenanzahl bei geringen Tröpfchendurchmessern korreliert. Aus der modifizierten Rosin-Rammler-Verteilung für die Tröpfchenanzahl ergibt sich über die Gleichung

$$d_{10,RA} = \frac{\sum_T^{n_T} d_T}{\sum_T} \quad (3.27)$$

ein mittlerer Tröpfchendurchmesser $d_{10,RA}$ von $44.3 \mu\text{m}$. Dies korreliert mit dem mittleren Durchmesser aus [11], welcher mit $d_{10,Heikal} = 44.9 \mu\text{m}$ angegeben wird. Damit wird folgend angenommen, dass das Tröpfchengrößenspektrum beim Ölabschleudern an einer Kurbelwelle der modifizierten Rosin-Rammler-Verteilung nach Beck ([10]) entspricht.

3.8.2 Zerstäubung durch Blow-by

Beim Eintritt des Blow-by in den Kurbelraum wird das an der Zylinderlaufbahn abgestreifte Öl zerstäubt. Zur Abschätzung der zerstäubten Ölmasse und des resultierenden Sauterdurchmessers werden Überlegungen aus [29] genutzt. Die pro Zeit abgestreifte Ölmasse \dot{m}_d wird über

$$\dot{m}_d = \frac{1}{2} \cdot d_{Zylinder} \cdot \pi \cdot v_m \cdot \rho_d \cdot \delta_{strip} \quad (3.28)$$

berechnet. Diese Formulierung besagt, dass an der gesamten Zylinderlaufbahn Öl mit einer Filmdicke von δ_{strip} abgestreift wird. Der Faktor $\frac{1}{2}$ dient zur Berücksichtigung dessen, dass der Großteil des Öls bei der Abwärtsbewegung des Kolbens abgestreift wird. Somit ist die abgestreifte Ölmasse

linear von der mittleren Kolbengeschwindigkeit v_m und der überfahrenen Fläche je Zeit abhängig. Eine Abschätzung nach [29] für den Modellparameter δ_{strip} besagt, dass ein sinnvoller Wert zwischen 10 nm und 100 nm liegt. Folgend wird 100 nm verwendet um den maximalen Einfluss abzuschätzen.

Um den Sauterdurchmesser auf Grund des Zerstäubens durch Blow-by zu berechnen, wird ein Modell nach [82] genutzt. Dabei wird eine Flüssigkeitsströmung betrachtet, die durch einen gleichgerichteten Gasstrom zerstäubt wird. Es werden sowohl die Instabilität auf Grund der Scherwirkung als auch die Destabilisierung durch die Rayleigh-Taylor-Instabilität einbezogen:

$$d_{32, BB} = \frac{0.68 \cdot \gamma_c^{\frac{1}{2}} \cdot (\rho_d \cdot \nu_c)^{\frac{1}{4}} \cdot \sigma^{\frac{1}{2}}}{\rho_c^{\frac{3}{4}} \left[v_{BB} \left(1 + \left(\frac{\rho_c}{\rho_d} \right)^{\frac{1}{2}} \right) - v_d \right] \cdot v_{BB}^{\frac{1}{4}}} \approx 0.68 \cdot \gamma_c^{\frac{1}{2}} \cdot \frac{(\rho_d \cdot \nu_c)^{\frac{1}{4}} \cdot \sigma^{\frac{1}{2}}}{\rho_c^{\frac{3}{4}}} \cdot v_{BB}^{-\frac{5}{4}} \quad (3.29)$$

γ_c ist eine Proportionalitätskonstante, die zur Berechnung des Einflusses der Rayleigh-Taylor-Instabilität benötigt wird und hat hier die Größe $0.055 \text{ m}^{\frac{1}{2}}$. Somit ist der Sauterdurchmesser der Öltröpfchen sowohl von den Stoffeigenschaften des Öls, als auch von den Stoffeigenschaften des Blow-by-Gases abhängig. Weiterhin ist die Geschwindigkeit des Blow-by-Gasstroms v_{BB} von Bedeutung. Die Näherungsformel auf der rechten Seite von Gleichung 3.29 ergibt sich, wenn davon ausgegangen wird, dass die Ölgeschwindigkeit v_d gegenüber der Gasgeschwindigkeit v_{BB} gering und die Gasdichte ρ_c viel kleiner als die Öldichte ρ_d ist. Im Gegensatz zu [29], wo das in Abschnitt 3.3 aufgeführte Kammermodell zur Berechnung des kurbelwinkelaufgelösten Blow-by-Volumenstroms und der resultierenden Gasgeschwindigkeit verwendet wurde, wird hier ein alternativer Weg zur Bestimmung von v_{BB} genutzt. Es wird der gemessene Blow-by-Volumenstrom verwendet. Da der Messwert eine zeitliche Mittelung beinhaltet, ist v_{BB} hier nicht abhängig vom Kurbelwinkel und wird als $\overline{v_{BB}}$ bezeichnet:

$$\overline{v_{BB}} = \frac{\dot{V}_{BB}}{n_{Zyl} \cdot A_{BB}} \quad (3.30)$$

Die Blow-by-Gasgeschwindigkeit $\overline{v_{BB}}$ wird aus dem Blow-by-Volumenstrom \dot{V}_{BB} , der Blow-by-Fläche je Zylinder A_{BB} und der Zylinderanzahl n_{Zyl} berechnet. Die Blow-by-Fläche ist die Engstelle, welche das Blow-by-Gas passieren muss, um aus der Kammer vor dem Ölabstreifring in den Kurbelraum zu gelangen. Sie ist abhängig vom Spiel zwischen Ölabstreifring und Zylinderlaufbahn. Hier wird nachfolgend das mittlere, auf den Durchmesser bezogene, Spiel sp verwendet. Für die BMW R1200GS beträgt $sp_{Kolben/Kolbenring} = 35 \mu\text{m}$. Wenn A_{BB} mit diesem Spiel berechnet wird, so ergibt sich über

$$A_{BB} = \frac{1}{4} \cdot \pi \cdot (d_{Kolben}^2 - (d_{Kolben} - sp_{Kolben/Kolbenring})^2) \quad (3.31)$$

mit einem Kolbendurchmesser $d_{Kolben} = 0.101 \text{ m}$ eine Fläche von $A_{BB} = 5.552 \text{ mm}^2$ je Zylinder. Da nicht die gesamte Fläche zwischen Ölabstreifring und Zylinderlaufbahn für den Blow-by-Eintrag zur Verfügung steht, sondern der Großteil mit Öl von der Zylinderlaufbahn bedeckt ist, wird A_{BB} mit einem Formfaktor F_{BB} multipliziert. Für diesen Formfaktor gibt es ebenso wie für das in Gleichung 3.28 verwendeten δ_{Strip} keine belastbaren Aussagen. Als günstiger Wert hat sich ein F_{BB} von $1/8$ herausgestellt. Damit ergibt sich A_{BB} zu 0.694 mm^2 .

In Abbildung 3.27a wird der bereits bekannte Blow-by-Volumenstrom bei geschlepptem Motorbe-

trieb eines BMW R1200GS Motors dargestellt. In Abbildung 3.27b werden die daraus resultierenden Sauterdurchmesser der durch Blow-by zerstäubten Öltröpfchen nach Gleichung 3.29 und die zerstäubte Ölmasse nach Gleichung 3.28 in Abhängigkeit von der Drehzahl gezeigt. Es wird deutlich, dass die Ölmasse linear mit der Drehzahl und der daraus resultierenden, durch den Kolben überfahrenen, Fläche ansteigt. Die drehzahlabhängige Größe der Sauterdurchmesser auf Grund des Blow-by verhält sich entgegengesetzt zum Blow-by-Eintrag, da die Tröpfchengrößen primär durch die Geschwindigkeit des Blow-by-Gasstroms $\overline{v_{BB}}$ bestimmt und mit steigendem $\overline{v_{BB}}$ kleiner werden. Die Größenordnung der Öltröpfchen auf Grund der Zerstäubung durch Blow-by liegt zwischen $9.5 \mu\text{m}$ und $30 \mu\text{m}$.

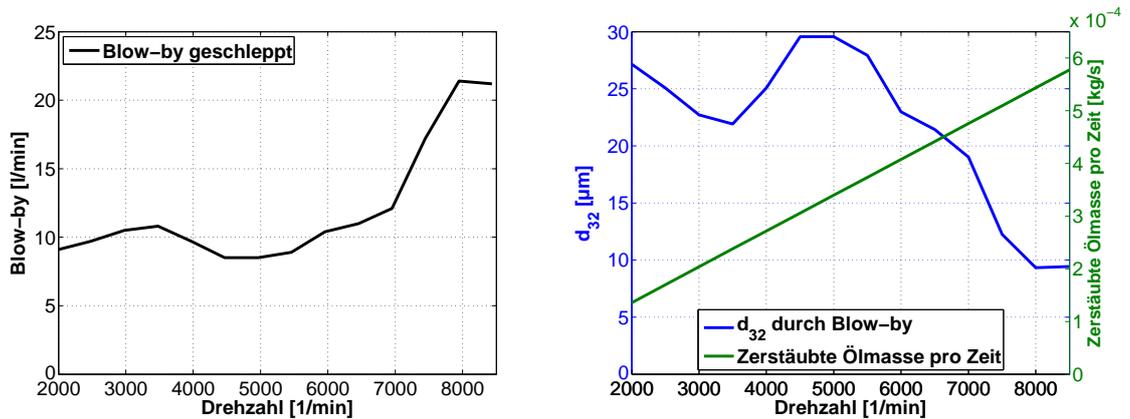


Abbildung 3.27: BMW R1200GS: a) Blow-by geschleppt; b) Zerstäubte Ölmasse und d_{32} auf Grund von Blow-by

3.8.3 Ölzerstäubung durch Fluidinteraktion

Die Öltröpfchengrößen werden durch Interaktion des Öls mit dem Kurbelgehäusefluid verändert. Zum einen können Öltröpfchen miteinander kollidieren und zum anderen gibt es eine Wechselwirkung zwischen jedem Öltröpfchen und der umgebenden Gasströmung. Um die Zerstäubung von Öltröpfchen auf Grund der sie umgebenden Gasbewegung abzuschätzen, wird die Weberzahl berechnet. Für Tröpfchen, die von einem Gas umgeben sind, erfolgt die Berechnung über

$$\text{We}_{FG} = \frac{\rho_c \cdot v_r^2 \cdot d_T}{\sigma} . \quad (3.32)$$

Dabei ist v_r die Relativgeschwindigkeit zwischen Öltröpfchen und Gas. Wenn die kritische Weberzahl We_{krit} von $\sim 12 - 13$ (vgl. [54]) überschritten wird, kann es zum Tröpfchenaufruch kommen. Nach [3] wird der resultierende Sauterdurchmesser bei Aufbruch mit einer We_{FG} zwischen 12 und 50 durch

$$d_{32,FG} = \frac{4 \cdot d_{32}}{4 + 0.5 \cdot (1 + \text{Oh}_{FG} \cdot \text{We}_{FG}^{0.5})} , \quad (3.33)$$

berechnet, wobei die Ohnesorgezahl

$$Oh_{FG} = \frac{\mu_d}{(\rho_d \cdot \sigma \cdot d_{32})^{0.5}} \quad (3.34)$$

entspricht. Die lokalen Weberzahlen bei Interaktion von Öltröpfchen mit Gas könnten nur über eine dreidimensionale Berechnung ermittelt werden. Von daher ist keine einfache Abschätzung des Aufbruchs der Öltröpfchen auf Grund der umgebenden Gasströmung möglich.

Für die Interaktion aufeinander treffender Öltröpfchen gibt es die in Abbildung 3.28 aufgezeigten Möglichkeiten. Die Tröpfchen können voneinander abprallen, sie können sich vereinigen, nach der Vereinigung können sie zerreißen, oder sie werden zerstückelt.

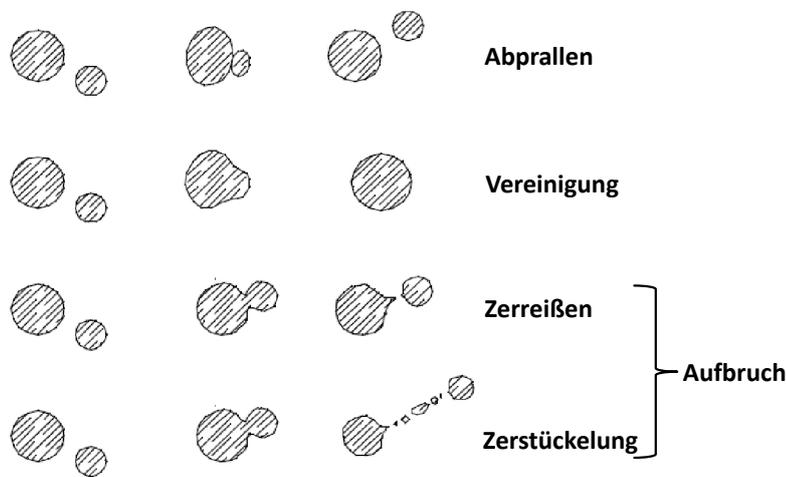


Abbildung 3.28: Kollisionsergebnisse von Tröpfchen (modifiziert von [1])

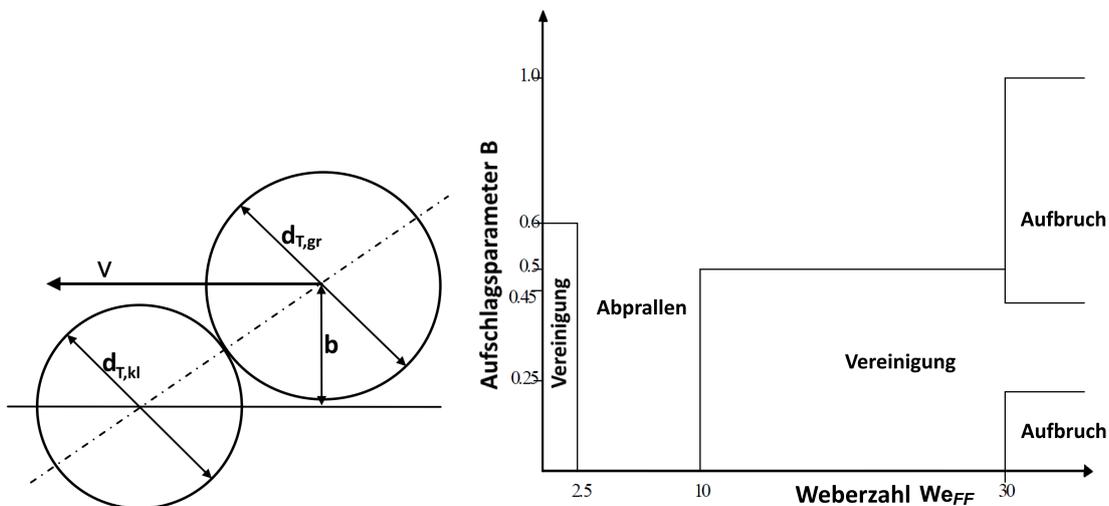


Abbildung 3.29: a) Definition der Größen in Gleichung 3.36 (adaptiert von [67]); b) Vereinfachte Regime bei der Tröpfcheninteraktion (aus [10])

Die Zuordnung zum jeweiligen Interaktionsereignis wird durch die Weberzahl We_{FF} für Tröpfcheninteraktion bestimmt. Diese ist definiert als:

$$We_{FF} = \frac{d_{T,kl} \cdot \rho_d \cdot \bar{v}_r^2}{\sigma} \quad (3.35)$$

Hierbei ist $d_{T,kl}$ der Durchmesser des kleineren Tröpfchens. Weiterhin wird zur Abschätzung des Ereignisses der Aufschlagsparameter B benötigt:

$$B = \frac{2 \cdot b}{d_{T,kl} + d_{T,gr}} \quad (3.36)$$

Die Definition des Abstands b erfolgt über Abbildung 3.29a. $d_{T,gr}$ entspricht dem Durchmesser des größeren Tröpfchens. Damit kann aus dem vereinfachten Schaubild in Abbildung 3.29b das Resultat des Aufeinandertreffens der Tröpfchen abgeschätzt werden.

3.8.4 Zusammenfassung Größenspektrum der Öltröpfchen

Zusammenfassend wird festgehalten, dass nur die Tröpfchengrößen auf Grund des Rotationsabschleuderns und auf Grund des Zerstäubens durch Blow-by analytisch abschätzbar sind. Um einen

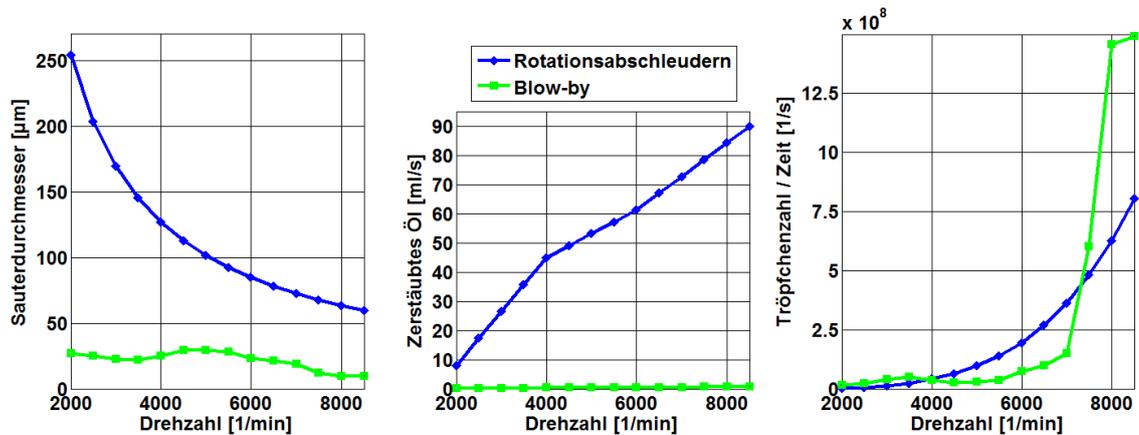


Abbildung 3.30: a) Sauterdurchmesser; b) Zerstäubte Ölmasse; c) Teilchenanzahl

Sauterdurchmesser für den Kurbelraum festzulegen, werden die Sauterdurchmesser auf Grund des Rotationsabschleuderns und auf Grund des Blow-by miteinander kombiniert. Über Gleichung 3.28 für das Blow-by und mittels des Ölvolumenstroms der Haupt- und Pleuellager ergeben sich die pro Zeit zerstäubten Ölmassen. Diese können mittels des bekannten resultierenden Sauterdurchmessers und den Gleichungen 3.37 und 3.38 in die resultierende Anzahl zerstäubter Öltröpfchen je Sekunde umgerechnet werden. Das gesamte Ölvolumen wird durch das Volumen eines einzelnen kugelförmigen Tröpfchens mit dem jeweiligen Sauterdurchmesser geteilt.

$$\dot{n}_{T,BB} = \frac{\dot{m}_d}{\rho_d \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{32,BB}}{2}\right)^3} \quad (3.37)$$

$$\dot{n}_{T,RA} = \frac{\dot{V}_{Oeleintrag}}{\frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{32,RA}}{2}\right)^3} \quad (3.38)$$

Damit ergeben sich aus den zerstäubten Ölmassen in Abbildung 3.30b die resultierenden Tröpfchenzahlen des je Zeiteinheit zerstäubten Öls durch Blow-by $\dot{n}_{T,BB}$ und Rotationsabschleudern $\dot{n}_{T,RA}$ in Abbildung 3.30c. Aus den Tröpfchenzahlen und den zugehörigen Sauterdurchmessern wird der resultierende Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums im Kurbelraum berechnet:

$$d_{32} = \frac{d_{32,BB}^3 \cdot \dot{n}_{T,BB} + d_{32,RA}^3 \cdot \dot{n}_{T,RA}}{d_{32,BB}^2 \cdot \dot{n}_{T,BB} + d_{32,RA}^2 \cdot \dot{n}_{T,RA}} \quad (3.39)$$

In Abbildung 3.31 wird der resultierende Sauterdurchmesser im Kurbelraum der BMW R1200GS dargestellt. Es zeigt sich, dass der Blow-by-Einfluss besonders im oberen Drehzahlbereich gering ist. Damit ist das Rotationsabschleudern der wichtigste Prozess bei der Beurteilung der Öltröpfchengrößen im Kurbelraum.

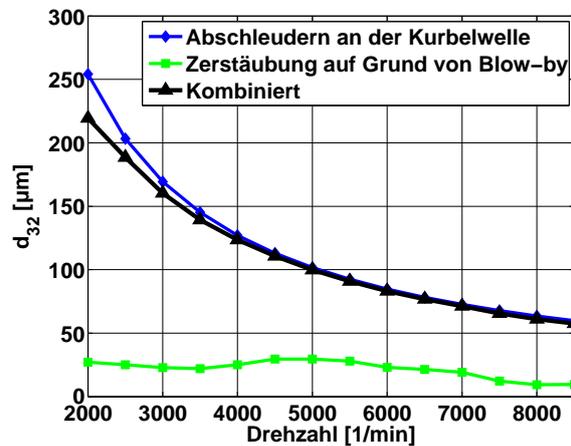


Abbildung 3.31: Resultierender Sauterdurchmesser BMW R1200GS

3.9 Die mittlere Temperatur im Kurbelraum

Wie in Abschnitt 3.5 gezeigt wurde, ist der Einfluss der Temperatur auf den Öleintrag in den Kurbelraum gegeben (vgl. Abb. 3.12 und 3.13). Weiterhin besteht ein Temperatureinfluss auf die Stoffwerte des Kurbelgehäusefluids. Zur Abschätzung der Temperatur im Kurbelraum wird folgende Annahme getroffen: Die mittlere Temperatur im Kurbelraum entspricht der Temperatur des einfließenden Öls. Diese Annahme kann mit dem konstanten Zufluss von Öl einer annähernd konstanten Temperatur begründet werden. Die mechanische Arbeit, welche in Form von Reibung in Wärme umgewandelt wird, generiert lokal an den Lagerstellen bzw. an der Zylinderlaufbahn höhere Temperaturen. Weiterhin werden die Strukturbauteile durch den Wandwärmeübergang im Brennraum erwärmt. Die erhitzten Bauteile werden durch das ständig nachgeführte Öl gekühlt. Im befeuerten Betriebszustand bedingt der Eintrag heißer Blow-by-Gase eine weitere Erhöhung der Enthalpie im Kurbelraum. Diese wird mit dem ständigen Abfluss des Kurbelraumfluids aus dem Kurbelraum transportiert. Durch den Wärmeeintrag steigt die Öltemperatur. Entsprechend

wirken alle Temperaturschwankungen im Kurbelraum auf die Temperatur des eingetragenen Öls.

Diese Ausführung zeigt, dass die Temperatur sowohl durch den Betriebszustand, als auch durch den Eintrag des Öls beeinflusst wird. Schon die Umgebungslufttemperatur beeinflusst die Temperaturen im Kurbelgehäuse. Somit ist die Temperatur eine unsichere Eingangsgröße bei der Betrachtung der Kurbelraumdurchströmung.

3.10 Der mittlere Druck im Kurbelraum

Der Druck im Kurbelraum wird über die Geometrie des Kurbelgehäuses und die Geometrie des Kurbeltriebs bestimmt. Je nach Betriebspunkt und Interaktion der Volumina des Kurbelgehäuses stellen sich die Druckverläufe in den Kurbelräumen ein. Diese können mittels Niederdruckindizierung gemessen werden. Das mittlere Druckniveau im Kurbelgehäuse liegt im Bereich des Umgebungsdrucks, da ein Überdruck im Kurbelgehäuse über die Kurbelgehäuseentlüftung (vgl. Abschnitt 2.3) abgebaut wird. Ein Unterdruck kann sich nur einstellen, wenn das Kurbelgehäuse evakuiert wird. Da die Kurbelgehäuseevakuierung ein Mittel ist, auf das besonders bei der Rennmotorenentwicklung zurückgegriffen wird, wird in Kapitel 6 auf die Beurteilung des Druckeinflusses auf die Kurbelraumdurchströmung eingegangen.

3.11 Einfluss der Oberflächenstruktur

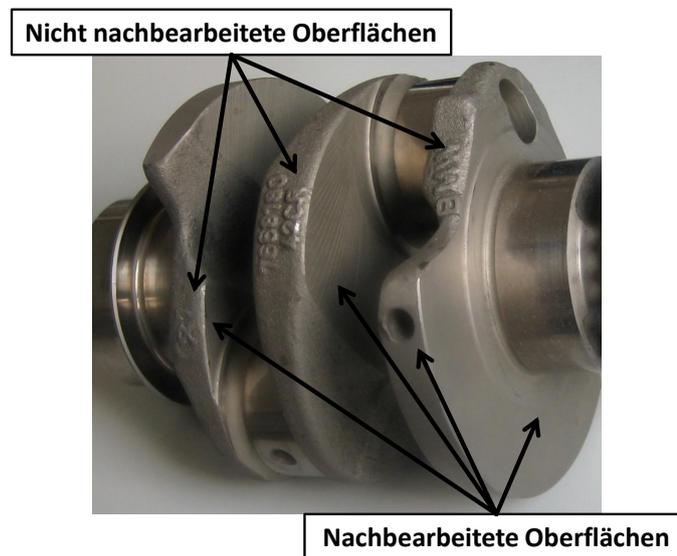


Abbildung 3.32: Oberflächenrauheiten an der Kurbelwelle der BMW R1200GS

Die Oberflächenrauheit ist eine fertigungsbedingte Unsicherheit. Auf Grund des Gussverfahrens liegt die gemittelte Rautiefe R_z des Kurbelgehäuses und der Kurbeltriebsbauteile im Bereich oberhalb von $100\ \mu\text{m}$. Durch Nachbehandlung kann die Oberflächenrauheit reduziert werden. In Abbildung 3.32 werden die Oberflächen der Kurbelwelle der BMW R1200GS gezeigt. Besonders am

Umfang der Mittelwange ist die Oberflächenrauheit erkennbar. Nachbearbeitet wurden Oberflächen, an denen ein Schleifen der Bauteile befürchtet wird. Die sehr glatten Oberflächen im Bereich der Haupt- und Pleuellager werden für die Gleitlagerung benötigt. Bei höherer Rauheit kann sich mehr Öl an den Oberflächen anlagern, außerdem werden die Scherkräfte auf Grund tangentialer Anströmung beeinflusst.

3.12 Zusammenfassung zu den Einflussgrößen

In diesem Kapitel wurden die möglichen Einflussgrößen auf die Kurbelraumdurchströmung und die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum dargestellt. Des Weiteren wurde verdeutlicht, dass diese Einflussgrößen meist unsichere Größen sind. Das heißt, sie können auf Grund der Fertigung, des Betriebszustandes, der Umgebungsbedingungen oder des Verschleißes während eines Motorlebens streuen. Die Berechnungsmethoden um die Bedeutung der Einflussgrößen zu quantifizieren werden im folgenden Kapitel vorgestellt.

4 Ansätze zur Modellierung der Strömung in Kurbelräumen

In diesem Abschnitt wird der CFD-Ansatz zur Berechnung eines Systems mit mehreren Fluiden vorgestellt. Es werden verschiedene Möglichkeiten der Modellierung aufgezeigt, und es wird auf die Euler-Euler Form der Differentialgleichungen hingeführt. Die monodisperse Euler-Euler-Modellierung wird mit dieser Arbeit erstmalig zur Abschätzung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum genutzt. Es wird auf die Diskretisierung der Gleichungen eingegangen, es werden die eingesetzten Kopplungen für die mehrphasige Berechnung aufgeführt und die Schritte bei der Lösung der diskretisierten algebraischen Gleichungssysteme wiedergegeben. Anschließend wird von den dreidimensionalen Gleichungen eine nulldimensionale Form zur Betrachtung des strömungsmechanischen Systems Kurbelraum hergeleitet. Diese Modellierung orientiert sich an [68], wird hier aber in einer impliziten Formulierung mit einer alternativen Interpretation der Geschwindigkeiten zwischen den einzelnen Kontrollvolumina vorgestellt.

4.1 Dreidimensionale Modellierung mehrphasiger Strömungen

Die Modellierung einer Strömung mit mehreren Phasen setzt eine Erweiterung der Modelle der klassischen numerischen Strömungsmechanik voraus. Um die Interaktion unterschiedlicher Stoffe bzw. Aggregatzustände in einem Strömungsgebiet zu betrachten gibt es verschiedene Ansätze.

Die Euler-Lagrange-Formulierung nach [26] behandelt diskrete Tröpfchen. Dies bedeutet, dass der Weg jedes Tröpfchens im Strömungsgebiet verfolgt wird und für repräsentative Partikel der dispersen Phase die Bewegungsgleichungen gelöst werden. Die kontinuierliche Phase gibt dabei die Umgebungsbedingungen vor. Dies heißt, dass für die Partikel unterschiedliche Eigenschaften, wie z.B. der Durchmesser, festgelegt werden. Partikel ähnlicher Eigenschaften werden in Gruppen zusammengefasst und die Bewegungsgleichungen für diese Gruppen gelöst. Mathematisch interagieren die Phasen über Quellterme in den Erhaltungsgleichungen. Dieses Verfahren wird z.B. bei der dreidimensionalen Ladungswechselberechnung (z.B. [17]) genutzt. Eine Schwäche dieses Verfahrens ist, dass eine große Anzahl von Partikeln auch eine große Anzahl von Gleichungen repräsentiert und damit einen hohen Aufwand an Berechnungsressourcen bedingt. Entsprechend wird dieses Verfahren nur bei Berechnungen mit einem geringen Volumenanteil der dispersen Phase eingesetzt und ist damit für die Berechnung der Kurbelraumdurchströmung ungeeignet.

Der zweite Modellierungsansatz für mehrphasige Strömung ist der Euler-Euler-Ansatz. Dabei wer-

den für jede Phase Erhaltungsgleichungen gelöst. Die Anzahl von Erhaltungsgleichungen je Phase unterscheidet sich je nach Art der Koppelung der Phasen untereinander. Wenn die räumliche Auflösung fein genug ist, kann der Volume-of-Fluid (VOF) Ansatz gewählt werden. Mit diesem ist es möglich scharfe Phasengrenzen im Strömungsgebiet wiederzugeben. Dies bedeutet, dass einzelne Tröpfchen der dispersen Phasen wiedergegeben werden können. Da die benötigte Diskretisierung für VOF sehr hohe Berechnungskapazitäten erfordert, wird dieser Ansatz hier nicht eingesetzt. Ein weiterer Ansatz ist der Einbezug eines Tröpfchengrößenspektrums über das Lösen zusätzlicher Transportgleichungen für statistische Momente der dispersen Phase. Ein entsprechender Ansatz wurde in [10] publiziert und unter anderem in [29] angewandt. Der Vorteil liegt darin, dass nur eine disperse Phase modelliert werden muss um mit lokal unterschiedlichen Tröpfchengrößen zu rechnen. Dies ist beim Standard Euler-Euler-Ansatz nicht möglich. Hier wird jede disperse Phase über einen mittleren Tröpfchendurchmesser repräsentiert. Der Ansatz zur Modellierung des Transports des Tröpfchengrößenspektrums ist in der Praxis kaum verbreitet. Es existieren nur wenige Publikationen zu dessen Anwendung, so z.B. [31]. Entsprechend wenig Erfahrung besteht in dessen Anwendung. Weiterhin fehlt in der in [29] beschriebenen und in [31] genutzten Umsetzung die Implementierung der Energieerhaltung und eine stabile Wandbehandlung. Dadurch sind Berechnungen mittels dieser Modellierung eher instabil. Entsprechend wird dieser Ansatz hier nicht verwendet.

In dieser Arbeit wird der Euler-Euler-Ansatz mit einer festen Tröpfchengröße je disperser Phase verwendet. Dies bedeutet, dass mit gemittelten Werten für den Volumenanteil der Phasen in jedem Kontrollvolumen gerechnet wird. Es existieren keine Phasengrenzen, sondern nur ein Volumenanteil jeder Phase im Volumen. Diese Vorstellung wird an Hand von Abbildung 4.1 für eine Luft-Öl-Mischung verdeutlicht. T steht für die Temperatur, ρ für die Dichte, v für die Strömungsgeschwindigkeit und α für den Volumenanteil der jeweiligen Phase.

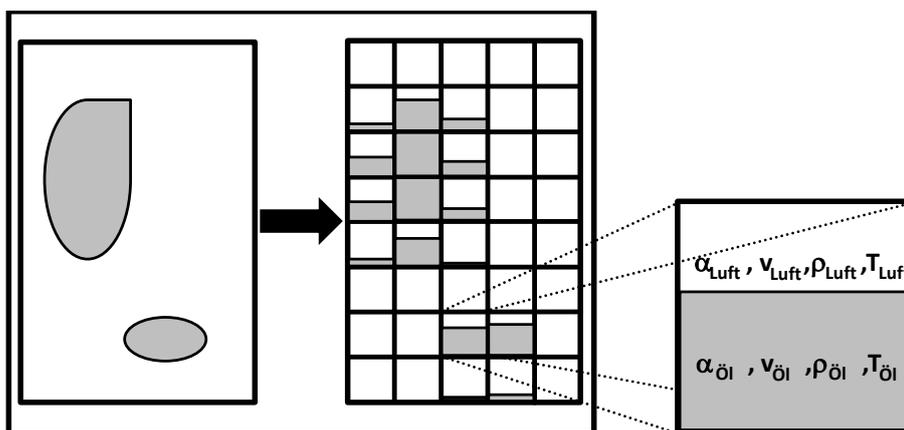


Abbildung 4.1: Euler-Euler Mehrphasigkeit

Für die mehrphasige Berechnung ist nur der Volumenanteil α der beiden Phasen im jeweiligen Kontrollvolumen erforderlich. Wo genau sich die Anteile der einzelnen Phasen im jeweils betrachteten Kontrollvolumen aufhalten geht im räumlichen Mittelwert unter. Beispielhaft bedeutet dies, dass in einer Volumenzelle mit einer Elementkantenlänge von 1mm und einem Ölvolumenanteil von 1% ~ 19 idealisiert kugelförmige Öltröpfchen durch die Ölphase repräsentiert werden.

Eine weitere Schwäche der hier verwendeten Euler-Euler-Modellierung ist, dass kein Wandfilmmodell implementiert ist, was mit einer Ungenauigkeit der Wandbehandlung einhergeht. Weiterhin werden die Sauterdurchmesser der Ölphase, bzw. Ölphasen (vgl. Abschnitt 6.2.10), während der für diese Arbeit durchgeführten CFD-Berechnungen nicht auf Grund der unter Abschnitt 3.8.3 aufgeführten Prozesse verändert. Während der CFD-Berechnungen bleibt der Sauterdurchmesser jeder Phase konstant.

4.1.1 Lösen der mehrphasigen Problemstellung

Die Berechnung der Strömung im Kurbelraum erfolgt mit der kommerziellen Software AVL Fire in der Version 2009. AVL Fire ist ein dreidimensionaler CFD-Code, der auf einer Finite-Volumen-Diskretisierung basiert. Bei der Finite-Volumen-Methode werden Erhaltungssätze gelöst. Diese Erhaltungssätze geben an, wie stark sich eine physikalische Größe innerhalb eines Volumens ändert. Sie sind meist nichtlineare partielle Differentialgleichungen. Die wesentlichen Erhaltungssätze zur Lösung einer strömungsmechanischen Problemstellung sind:

- Massenerhaltung
- Impulserhaltung
- Energieerhaltung

Es werden zusätzliche Gleichungen gelöst, um das Problem des Turbulenzschlusses aufzulösen. In dieser Arbeit wird das k - ϵ -Turbulenzmodell verwendet, da für dieses eine breite Erfahrungsbasis existiert, es robust ist und eine gute Ergebnisgenauigkeit bietet. Für weitere Informationen zu Turbulenzmodellen und Turbulenzmodellierung existiert ein breites Spektrum an Fachliteratur, z.B. [86].

AVL Fire löst die diskretisierten Erhaltungsgleichungen implizit. Zur räumlichen Diskretisierung werden unstrukturierte, bewegte Netze verwendet, welche aus Polyederzellen bestehen.

Die numerische Lösungsprozedur, Details zur Diskretisierung und zum Lösen der diskretisierten Differentialgleichungssysteme werden ausführlich in [6] dargestellt. Im nachfolgenden Teil soll die Form der Erhaltungsgleichungen für mehrphasige Berechnung mittels Euler-Euler-Ansatz aufgeführt werden. Diese basieren auf [7].

4.1.1.1 Formulierung der Erhaltungsgleichungen im CFD-Code

Die oben aufgeführten Erhaltungsgleichungen lassen sich aus der allgemeinen Form einer mehrphasigen Erhaltungsgleichung ableiten. Die allgemeine Form für eine Strömungsgröße ϕ_k ist ent-

sprechend [7, Gl. 3.17]:

$$\begin{aligned}
 & \underbrace{\frac{\partial \alpha_k \rho_k \phi_k}{\partial t}}_{\text{lokale Änderung } \phi_k} + \underbrace{\nabla \cdot \alpha_k \rho_k (\mathbf{v}_k - \mathbf{v}_g)}_{\text{Konvektion}} \phi_k = \\
 & \underbrace{\nabla \cdot (\alpha_k \Gamma_{\phi,k} \nabla \phi_k)}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\phi_k \sum_{l=1, l \neq k}^{n_K} \Gamma_{kl} + \nabla \cdot (\alpha_k q_{\phi S, k}) + \alpha_k q_{\phi V, k} + \sum_{l=1, l \neq k}^{n_K} q_{\phi, kl}}_{\text{Quellen/Senken}} \quad (4.1)
 \end{aligned}$$

Dabei ist α_k der Volumenanteil jeder Phase k einer Gesamtzahl von n_K Phasen, wobei der Begriff Phase für ein Fluid mit gleichen Stoffeigenschaften steht. Es muss folgende Kompatibilitätsbedingung gelten:

$$\sum_k^{n_K} \alpha_k = 1 \quad k = 1, \dots, n_K \quad (4.2)$$

\mathbf{v}_k steht für den Vektor der Strömungsgeschwindigkeit, \mathbf{v}_g für den Geschwindigkeitsvektor bewegter Kontrollvolumina, Γ_ϕ ist ein Diffusionskoeffizient und Γ_{kl} beschreibt den Massenübergang von Phase k in Phase l . Im Folgenden wird Γ_{kl} nicht mehr aufgeführt, da es für die in dieser Arbeit genutzten Kopplungsterme nicht benötigt wird. q ist ein Quellterm bzw. eine Senke. Entsprechend erfolgt mittels $q_{\phi, kl}$ die Kopplung der einzelnen Phasen über Quellterme.

Durch Einsetzen der Werte aus Tabelle 4.1 erhält man die zu lösenden Erhaltungsgleichungen. ϕ_k ist die volumengemittelte Strömungsgröße der Phase k . Sie kann ein Skalar sein, wie die totale Enthalpie h_k oder ein Vektor, wie die Strömungsgeschwindigkeit \mathbf{v}_k . $\Gamma_{\phi, k}$ ist der Diffusionskoeffizient der Strömungsgröße ϕ_k . $q_{\phi S}$ ist ein Term für eine Senke bzw. Quelle von ϕ über die Oberflächen und $q_{\phi V}$ ist ein Term für eine Senke bzw. Quelle von ϕ über die Volumina.

Variable	ϕ	$\Gamma_{\phi, k}$	$q_{\phi S}$	$q_{\phi V}$
Masse	1	0	0	0
Impuls	v	$\mu_k + \mu_k^t$	$(\mu_k + \mu_k^t) [\nabla \mathbf{v}_k^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v}_k \mathbf{I}] - \frac{2}{3} \rho_k k_k \mathbf{I}$	$-\nabla p + \rho_k \mathbf{F}$
Totale Enthalpie	h	$\frac{\kappa_k}{c_{p, k}} + \frac{\mu_k^t}{\sigma_T}$	$(\mu_k + \mu_k^t) [\nabla \mathbf{v}_k^T - \frac{2}{3} \nabla \cdot \mathbf{v}_k \mathbf{I}] - \frac{2}{3} \rho_k k_k \mathbf{I}$	$\rho_k q_k^m + \rho_k \mathbf{F} \cdot \mathbf{v}_k + \frac{\partial p}{\partial t}$
Turbulente kinetische Energie	k	$\mu_k + \frac{\mu_k^t}{\sigma_k}$	0	$P_k + P_{B, k} - \rho_k \epsilon_k$
Turbulente Dissipation	ϵ	$\mu_k + \frac{\mu_k^t}{\sigma_\epsilon}$	0	$C_1 P_k \frac{\epsilon_k}{k_k} - C_2 \rho_k \frac{\epsilon_k^2}{k_k} + C_3 \max(P_{B, k}, 0) \frac{\epsilon_k}{k_k} - C_4 \rho_k \epsilon_k \nabla \cdot \mathbf{v}_k$
Volumenanteil	$\frac{1}{\rho_k}$	0	0	0

Tabelle 4.1: Variablen in der allgemeinen mehrphasigen Transportgleichung nach [7]

Die Koeffizienten in Tabelle 4.2 werden für den Turbulenzschluss mittels des k - ϵ -Modells benötigt. Weiterhin sind P_k und $P_{B, k}$ Terme für die Produktion turbulenter kinetischer Energie auf Grund

von Scherung und Wechselwirkungen von Volumenkräften innerhalb des Kontrollvolumens. q_k^m ist die volumetrische Quelle der Enthalpie.

C_μ	C_1	C_2	C_3	C_4	σ_k	σ_ϵ	σ_T
0.09	1.44	1.92	1.44	-0.33	1.0	1.3	0.9

Tabelle 4.2: Koeffizienten im k - ϵ -Modell nach [7, Tabelle 1]

Der bisher nicht benötigte Koeffizient C_μ wird verwendet um die Wirbelviskosität μ_k^t zu berechnen.

4.1.1.2 Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen

Durch Integration von Gleichung 4.1 über das Kontrollvolumen V und unter Anwendung des Gaußschen Integralsatzes ergibt sich die allgemeine Form der Erhaltungsgleichungen in integraler Schreibweise nach [7, Gl. 3.21]:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \alpha_k \rho_k \phi_k \cdot dV + \int_S \alpha_k \rho_k (\mathbf{v}_k - \mathbf{v}_g) \phi_k \cdot ds = \\ \int_S \alpha_k \Gamma_{\phi,k} \nabla \phi_k \cdot ds + \int_S \alpha_k q_{\phi S,k} \cdot ds + \int_V \left(\alpha_k q_{\phi V,k} + \sum_{l=1, l \neq k}^{n_K} q_{\phi,kl} \right) \cdot dV \end{aligned} \quad (4.3)$$

Um die Erhaltungsgleichungen dieser allgemeinen integralen Form zu lösen, müssen sie diskretisiert werden. Dazu wird das Gesamtsystem in endlich viele Kontrollvolumina V zerlegt. In den Kontrollvolumina sind alle abhängigen Variablen im geometrischen Zentrum P_0 gespeichert. Die Kontrollvolumina sind mittels ihrer Außenflächen A verbunden. Beispielhaft ist eine Verbindung zweier polyedrischer Zellen in Abbildung 4.2 dargestellt.

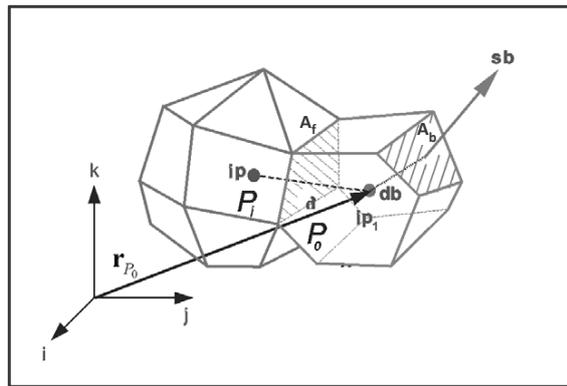


Abbildung 4.2: Verbindung zweier polyedrischer Kontrollvolumina (nach [7, Abbildung 3-1])

Dabei ist Kontrollvolumen 0 durch die Verbindungsfläche A_f mit dem Kontrollvolumen i verbunden. r_{P_0} gibt die Position des geometrischen Mittelpunkts P_0 im kartesischen Koordinatensystem an. Der Vektor s_b gibt die Normalenrichtung einer Randfläche A_b vor.

Damit ergibt sich nach der Integration über die Oberflächen um den Punkt P_0 :

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \int_V \alpha_k \rho_k \phi_k \cdot dV + \sum_{j=1}^{n_f} \alpha_k \rho_k (\mathbf{v}_k - \mathbf{v}_g) \phi_k \cdot ds = \\ \sum_{j=1}^{n_f} \alpha_k \Gamma_{\phi,k} \nabla \phi_k \cdot ds + \sum_{j=1}^{n_f} \alpha_k q_{\phi S,k} \cdot ds + \int_V \left(\alpha_k q_{\phi V,k} + \sum_{l=1, l \neq k}^{n_K} q_{\phi,kl} \right) \cdot dV \end{aligned} \quad (4.4)$$

Dies unterscheidet sich von Gleichung 4.3 dadurch, dass über die vorgegebenen n_f Randflächen des Kontrollvolumen aufsummiert wird. Nach Integration über das Volumen ergibt sich

$$\begin{aligned} \underbrace{\frac{\partial}{\partial t} (\alpha_k \rho_k \phi_k V)_P}_{\text{Änderung von } \phi_k} + \underbrace{\sum_{j=1}^{n_f} [\alpha_k \rho_k (\mathbf{v}_{k,j} - \mathbf{v}_{g,j}) A_j \phi_k]_f}_{\text{Konvektion}} = \\ \underbrace{\sum_{j=1}^{n_f} \left[\alpha_k \Gamma_{\phi,k} \frac{\partial \phi_k}{\partial \mathbf{x}_j} A_j \right]_f}_{\text{Diffusion}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{n_f} (\alpha_k q_{\phi S,k} A_j)_f + [\alpha_k q_{\phi V,k} V]_P}_{\text{Quelle/Senke}} + \underbrace{\left[\sum_{l=1, l \neq k}^{n_K} q_{\phi,kl} V \right]_P}_{\text{Grenzflächenaustausch}}. \end{aligned} \quad (4.5)$$

Die Indizes P bzw. f stehen dabei für das betrachtete Kontrollvolumen und dessen Randflächen. Damit ist die Form der zu lösenden Erhaltungsgleichungen bekannt. Die Terme für den Grenzflächenaustausch auf der rechten Gleichungsseite werden im folgenden Unterkapitel erläutert.

Der weitere Weg zum vollständigen numerischen Schema ist die Anwendung eines Diskretisierungsschemas um die Gradienten in den einzelnen Erhaltungsgleichungen zu bestimmen. Dieses muss die Strömungsgröße im Mittelpunkt der Randfläche bestmöglich repräsentieren. Die unbekanntenen Terme in den Transportgleichungen müssen noch modelliert und die Randbedingungen aufgetragen werden. Dann kann die Integration über die Zeit durchgeführt werden. Die sich ergebenden Gleichungssysteme werden gelöst. Letztlich ergibt sich ein gekoppeltes Gleichungssystem für Anzahl der Kontrollvolumina \cdot Anzahl Phasen \cdot abhängige Strömungsgrößen.

Das Bestimmen des Druckfelds ist eine besondere Schwierigkeit, siehe z.B. [33]. Es ist ein Druckkorrekturverfahren notwendig um den Druck im Strömungsfeld zu bestimmen. Innerhalb dieser Arbeit wird der Pressure-Implicit-Split-Operator (PISO) -Algorithmus eingesetzt. Dieser basiert auf dem Semi-Implicit-Method-for-Pressure-Linked-Equations (SIMPLE) -Algorithmus, durchläuft aber weitere Korrekturzyklen. Die genaue Beschreibung des Druckkorrekturverfahrens findet sich in [6]. Im Wesentlichen werden die Kontinuitätsgleichungen der Phasen zu einer Gesamtkontinuitätsgleichung verbunden und dann in eine Gleichung zur Druckkorrektur umgewandelt. Mit den Druckkorrekturen werden Druck- und Geschwindigkeitsfeld korrigiert, so dass das Geschwindigkeitsfeld der Impulsgleichung die Kontinuitätsgleichung erfüllt.

4.1.2 Kopplung der Phasen

Da für jede Phase ein eigener Satz von Differentialgleichungen gelöst wird, müssen zwecks Interaktion die Phasen gekoppelt werden. Dies findet über einen sogenannten Grenzflächenaustausch statt, was dem letzten Term der rechten Seite von Gleichung 4.5 entspricht. Im nachfolgenden wird

die Modellierung der Kopplung für die einzelnen Erhaltungsgleichungen, wie sie in dieser Arbeit angewendet wird, aufgeführt. Die angegebenen Modelle orientieren sich vollständig an [7].

Für die in Abschnitt 6.2.10 nachfolgend vorgestellten Berechnungen mit mehreren Ölphasen werden ebenfalls nur die hier aufgeführten Kopplungen genutzt. In dieser Arbeit wird im CFD-Code weder ein modellierter Tropfenaufbruch noch eine modellierte Koaleszenz eingesetzt.

4.1.2.1 Kopplung der Kontinuitätsgleichung

Die Kopplung der Kontinuitätsgleichungen dient dem Zweck, den Massenaustausch zwischen den einzelnen Phasen zu modellieren. Massenaustausch findet unter anderem bei Verdampfung oder Kondensation statt. Wie in [29] und in Abschnitt 2.3 aufgeführt, findet innerhalb des simulierbaren Berechnungszeitraums kein relevanter Massentransfer statt. Damit wird in der Kontinuitätsgleichung der Term für den Massentransfer zwischen den Phasen k und l

$$\Gamma_{kl} = 0 . \tag{4.6}$$

4.1.2.2 Kopplung der Impulsgleichungen

Die Kopplungsterme der Impulsgleichungen geben wieder, wie die Geschwindigkeiten der einzelnen Phasen sich gegenseitig beeinflussen. Beispielhaft sei die Beeinflussung von Öltröpfchen (disperse Phase) durch die Umgebungsbedingungen (kontinuierliche Phase) aufgeführt.

Der Impulsaustausch zwischen den Phasen k und l entspricht

$$\begin{aligned} \mathbf{q}_{\mathbf{v},kl} &= C_D \frac{1}{8} \rho_c A_i''' |\mathbf{v}_{\mathbf{r}}| \mathbf{v}_{\mathbf{r}} + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d && \text{(k ... kontinuierliche Phase)} \\ \mathbf{q}_{\mathbf{v},kl} &= - \left(C_D \frac{1}{8} \rho_c A_i''' |\mathbf{v}_{\mathbf{r}}| \mathbf{v}_{\mathbf{r}} + C_{TD} \rho_c k_c \nabla \alpha_d \right) && \text{(k ... disperse Phase)} \end{aligned} \tag{4.7}$$

mit

$$A_i''' = \frac{6 \cdot \alpha_d}{d_{32}} \tag{4.8}$$

als Flächendichte der Grenzfläche. Die Relativgeschwindigkeit $\mathbf{v}_{\mathbf{r}}$ wird als die Differenzgeschwindigkeit

$$\mathbf{v}_{\mathbf{r}} = \mathbf{v}_{\mathbf{d}} - \mathbf{v}_{\mathbf{c}} \tag{4.9}$$

zwischen disperser und kontinuierlicher Phase, definiert. Um den Widerstandsbeiwert C_D der Tröpfchen berechnen zu können, muss zuerst die Reynoldszahl der Tröpfchen Re_T bestimmt werden. Diese ist

$$Re_T = \frac{|\mathbf{v}_{\mathbf{r}}| \cdot d_{32}}{\nu_c} . \tag{4.10}$$

Damit wird nach [70] der Widerstandsbeiwert C_D bestimmt:

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{\text{Re}_T} (1 + 0.15 \text{Re}_T^{0.687}) & \text{Re}_T \leq 1000 \\ 0.438, & \text{Re}_T > 1000 \end{cases} \quad (4.11)$$

Somit ist der erste Term auf der rechten Seite der Gleichungen 4.7 bekannt. Der zweite Term ist die turbulente Dispersion, also der Transport der dispersen Phase auf Grund der Turbulenz, was physikalisch der wechselnden Kraftwirkung auf die Partikel entspricht. Für diese wird der Koeffizient C_{TD} benötigt. C_{TD} wird hier festgelegt auf:

$$C_{TD} = 0.1 \quad (4.12)$$

4.1.2.3 Kopplung der Energiegleichungen

Die Kopplung der Energiegleichungen der einzelnen Phasen erfolgt mittels des Ranz-Marshall Enthalpieaustauschmodells, welches unter [7, S.3-16] beschrieben ist. Dabei wird von der Ranz-Marshall Korrelation der Nusseltzahl Nu ausgegangen:

$$\text{Nu} = 2.0 + 0.6 \text{Re}_T^{0.5} \text{Pr}^{\frac{1}{3}} \quad (4.13)$$

wobei Pr die Prandtlzahl ist. Der Enthalpieaustausch entspricht:

$$\begin{aligned} q_{h,kl} &= \frac{\kappa_c}{d_{32}} \text{Nu} A_i''' (T_d - T_c) && (\text{k} \dots \text{kontinuierliche Phase}) \\ q_{h,kl} &= - \left(\frac{\kappa_c}{d_{32}} \text{Nu} A_i''' (T_d - T_c) \right) && (\text{k} \dots \text{disperse Phase}) \end{aligned} \quad (4.14)$$

4.1.2.4 Kopplung der Turbulenz

Die Turbulenz wird für alle Phasen als homogen betrachtet. Diese Modellierung wird verwendet, da bei dem betrachteten System Kurbelraum sowohl der Volumenanteil der dispersen Phase gering, als auch die Tröpfchengrößen klein sind, so dass die Bewegung der dispersen Phase von der kontinuierlichen Phase dominiert wird. Es wird angenommen, dass sich Mischungseigenschaften ergeben, so die Dichte der Mischung

$$\rho_m = \sum_{k=1}^{n_K} \alpha_k \rho_k \quad (4.15)$$

und analog die Viskosität μ_m und Geschwindigkeit \mathbf{v}_m der Mischung. Damit entfallen die Terme des Austausches an den Grenzflächen und die Gleichung für die turbulente kinetische Energie ergibt sich nach [7, Gl. 3.95] zu:

$$\frac{\partial \rho_m k}{\partial t} + \nabla \cdot \rho_m (\mathbf{v}_m - \mathbf{v}_g) k = \nabla \cdot \left(\mu_m + \frac{\mu_m^t}{\sigma_k} \right) \nabla k + P + P_B - \rho_m \epsilon \quad (4.16)$$

Analog werden die Mischungswerte zur Berechnung der Dissipation ϵ der turbulenten kinetischen Energie verwendet.

4.1.3 Lösungszyklus

Hier wird die Abfolge beim Lösen des diskretisierten Differentialgleichungssystems, welches in den vorhergehenden Abschnitten aufgeführt wurde, dargestellt. Die Beschreibung orientiert sich an [29].

Zur Lösung der algebraischen Gleichungssysteme für Impuls, Energie, Turbulenz und Volumenanteil wird eine konjugierte Gradienten Methode mit Jakobi Präkonditionierung (CGJP) verwendet. Zum Lösen der Kontinuitätsgleichung wird ein Algebraisches Mehrgitterverfahren genutzt. Die Kombination von PISO-Druckkorrekturverfahren und Algebraischen Mehrgitterverfahren (AMG) wird auf Grund von Geschwindigkeitsvorteilen genutzt (vgl. [5]).

Die algebraischen Gleichungen für jede Strömungsgröße werden nacheinander gelöst. Dies erfolgt indem die gerade nicht betrachteten Größen als bekannt vorausgesetzt werden. Der Lösungsvorgang wird wiederholt bis Konvergenz eintritt:

1. Geometrische Größen des Netzes berechnen und die Strömungsgrößen auf vorgegebene Initialwerte setzen.
2. Start der Berechnungsschleife im neuen Zeitschritt. Bestimmen der Knotengeschwindigkeiten \mathbf{v}_g . Setzen der Randbedingungen.
3. Start der äußeren Berechnungsschleife. Temperatur aus der totalen Enthalpie berechnen. Dichte der gasförmigen Phasen berechnen. Korrektur der temperaturabhängigen Stoffwerte und der turbulenten Viskosität μ_m^t .
4. Aufstellen und Lösen des algebraischen Gleichungssystems der Volumenanteile α_k aller Phasen.
5. Aufstellen und Lösen der algebraischen Gleichungssysteme zur Berechnung der Geschwindigkeitskomponenten aller Phasen.
6. Lösen der Druckkorrekturgleichung und Korrigieren der Druck- und Geschwindigkeitsfelder der Phasen.
7. Aufstellen und Lösen der Gleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipation ϵ .
8. Aufstellen und Lösen der Erhaltungsgleichung der totalen Enthalpie h_k aller Phasen.
9. Zurückgehen zu Schritt 3 und Durchführen der folgenden Schritte, bis das Konvergenzkriterium erfüllt ist.
10. Zurückgehen zu Schritt 2 und Fortsetzen mit dem nächsten Zeitschritt.

4.2 Nulldimensionale Modellierung

Da die dreidimensionale Berechnung sehr zeitaufwändig ist, wird hier ein neuer Ansatz für die Berechnung der Kurbelraumdurchströmung vorgestellt. Dieser Ansatz wird als nulldimensional bezeichnet. Die gezeigte Herleitung orientiert sich an [68], erweitert die ursprüngliche Formulierung der Geschwindigkeiten zwischen den einzelnen Volumina und nutzt aus Stabilitätsgründen eine implizite Formulierung gegenüber der ursprünglichen expliziten zeitlichen Diskretisierung. Die nulldimensionale Modellierung bietet Vorteile hinsichtlich der Anzahl von Freiheitsgraden, da jedes Volumen eines Kurbelgehäuses, also z.B. jeder Kurbelraum, als einzelnes Kontrollvolumen dargestellt wird. Dadurch wird die Gesamtzahl der Kontrollvolumina deutlich reduziert. Dementsprechend kann die komplexe Gasbewegung in den einzelnen Volumina mit diesem Ansatz nicht aufgelöst werden. Dennoch werden die gemittelten Strömungsgrößen über die Zeit wiedergegeben. Als Basis dienen dabei die schon aus Abschnitt 4.1 bekannten Erhaltungsgleichungen. Ein Beispiel

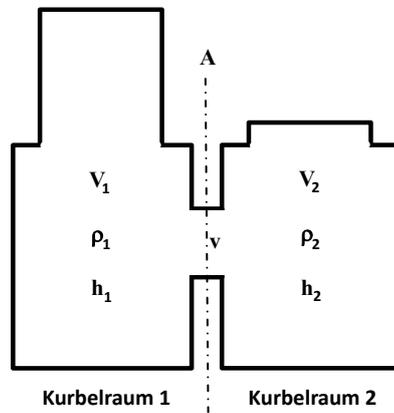


Abbildung 4.3: Beispielmmodell 0D-Modellierung

für den Aufbau eines nulldimensionalen Modells wird in Abbildung 4.3 gegeben. Zwei Kurbelräume sind über Verbindung A miteinander gekoppelt. v gibt die Geschwindigkeit in diesem Querschnitt an. Die Veränderung des Volumens der Kurbelräume ergibt sich in Abhängigkeit vom Kurbelwinkel mit dem Kolbenweg nach [55, Gl. 2.7]:

$$s_0(\psi) = r_K \cdot \left(1 + \frac{\lambda}{4} - \cos\psi - \frac{\lambda}{4} \cos 2\psi\right), \quad (4.17)$$

wobei λ das Pleuelstangenverhältnis

$$\lambda = \frac{r_K}{l_{Pl}}, \quad (4.18)$$

r_K der Kurbelradius, l_{Pl} der Mittenabstand (Pleuellänge) und ψ der Kurbelwinkel entsprechend Abbildung 4.4 sind. Damit ergibt sich das Volumen eines Kurbelraums mit einem Kolben über

$$V_{KR}(\psi) = V_{KR,OT} - s_0(\psi) \cdot A_{Kolben}. \quad (4.19)$$

$V_{KR,OT}$ ist das Kurbelraumvolumen im OT.

Für die nulldimensionale Berechnung sind die einzig benötigten geometrischen Daten die Volumina

bedingungen genutzt. Die Entwicklung erfolgt analog zu Gleichung 4.5. Es ergeben sich die diskretisierten Differentialgleichungen

$$\frac{\partial \rho V}{\partial t} + \sum_{j=1}^{n_f} \rho \mathbf{v} A_j = \rho_{Q,V} V \quad (4.22)$$

und

$$\frac{\partial \rho h V}{\partial t} + \sum_{j=1}^{n_f} \rho \mathbf{v} h A_j = \rho h_{Q,V} V + \frac{\partial p V}{\partial t}. \quad (4.23)$$

Die zeitlich implizite Diskretisierung wird mit

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = \frac{\phi^{n+1} - \phi^n}{\Delta t} \quad (4.24)$$

dargestellt. Dabei sind Δt das zeitliche Inkrement, ϕ^n die Strömungsgröße im aktuellen zeitlichen Inkrement und ϕ^{n+1} die Strömungsgröße im nächsten zeitlichen Inkrement. Nach Auflösen der partiellen Differentiation ergibt sich folgende diskretisierte Form der Erhaltungsgleichungen:

$$\underbrace{\frac{\rho^{n+1} V^n - \rho^n V^n}{\Delta t} + \frac{\rho^n V^{n+1} - \rho^n V^n}{\Delta t}}_{\text{Änderung der Dichte}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{n_f} \rho_A^{n+1} \mathbf{v}_j^{n+1} A_j}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\rho_{Q,V}^{n+1} V^{n+1}}_{\text{Randbedingung}} \quad (4.25)$$

für die Kontinuitätsgleichung und

$$\underbrace{\frac{(\rho^{n+1} h^n V^n) - (\rho^n h^n V^n)}{\Delta t} + \frac{(\rho^n h^{n+1} V^n) - (\rho^n h^n V^n)}{\Delta t} + \frac{(\rho^n h^n V^{n+1}) - (\rho^n h^n V^n)}{\Delta t}}_{\text{Änderung der Enthalpie}} + \underbrace{\sum_{j=1}^{n_f} \rho_A^{n+1} h_A^{n+1} \mathbf{v}_j^{n+1} A_j}_{\text{Konvektion}} = \underbrace{\rho^{n+1} h_{Q,V}^{n+1} V^{n+1}}_{\text{Randbedingung}} + \underbrace{\frac{p^{n+1} V^n - p^n V^n}{\Delta t} + \frac{p^n V^{n+1} - p^n V^n}{\Delta t}}_{\text{Volumenkräfte}} \quad (4.26)$$

für die Energiegleichung. Die Indizes A in den Konvektionstermen stehen dafür, dass die Werte daran orientiert sind, aus welchem Volumen ein Ein- bzw. Ausströmen über die Fläche A_j mit Geschwindigkeit \mathbf{v}_j erfolgt. Damit sind zwei diskretisierte Differentialgleichungen gegeben, um die unbekanntes Größen Dichte ρ und Enthalpie h zu berechnen. Wenn ρ und h bekannt sind, kann der bisher unbekanntes Druck p mittels Idealgleichung berechnet werden:

$$p = \rho \cdot R \cdot T = \rho \cdot R \cdot \frac{h}{c_p} \quad (4.27)$$

Auf Grund der Nulldimensionalität ist die Strömungsgeschwindigkeit in den Volumina nicht berechenbar. Es wird sich dadurch beholfen, dass die Strömungsgeschwindigkeit beim Übergang von einem Volumen in ein anderes als Skalar v modelliert wird. Ein gängiger Ansatz dafür, wie z.B. in [68] verwendet, ist die erweiterte Bernoullische Energiegleichung:

$$p + \rho g z + (1 + \zeta) \frac{\rho}{2} v^2 = \text{const.} \quad (4.28)$$

Durch diese kann der Potentialunterschied und die Überströmungsgeschwindigkeit zwischen zwei Vo-

lumina berechnet werden. Hierbei ist z die geodätische Höhe, welche vernachlässigt wird, da die Höhenunterschiede beim System Kurbelgehäuse gering sind. ζ ist der Verlustbeiwert, welcher den Widerstand beim Übergang von einem Volumen in ein anderes Volumen, zum Beispiel durch enge Querschnitte, darstellt. Es ist eine Kennzahl für den Energieverlust beim Überströmen von Fluid zwischen zwei Volumina. Wenn Gleichung 4.28 auf zwei miteinander verbundene Volumina angewandt wird, ergibt sich die Geschwindigkeit Δv zwischen den Volumina, welche als Überströmgeschwindigkeit interpretiert wird:

$$\Delta v = \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{(1 + \zeta) \cdot \rho}} \quad (4.29)$$

Hierbei ist ρ die Dichte im Querschnitt, also die Dichte des Volumens, aus dem das Fluid austritt. Somit ist die Überströmgeschwindigkeit im Wesentlichen abhängig von der Druckdifferenz zweier verbundener Volumina. Gleichung 4.29 ist nur zulässig im Bereich niedriger Machzahlen. Bei Berechnung von Strömungen mit Geschwindigkeiten nahe oder über der Schallgeschwindigkeit muss Gleichung 4.29 angepasst werden. Bei den hier berechneten Kurbelgehäusekonfigurationen und Drehzahlen hat sich gezeigt, dass erweiterte Formulierungen der Überströmgeschwindigkeit keine Veränderung der Berechnungsergebnisse im Gegensatz zur einfachen Formulierung verursachen. Von daher wird die einfache Modellierung genutzt.

In [68] wird die Dichte ρ in Gl. 4.29 als Mischungsichte ρ_m eines Gas-Öl-Gemischs interpretiert, über welche die Mehrphasigkeit vereinfacht dargestellt werden soll:

$$\rho_m = (1 - \alpha_{\text{Öl}}) \cdot \rho_{\text{Gas}} + \alpha_{\text{Öl}} \cdot \rho_{\text{Öl}} \quad (4.30)$$

Letztlich wird damit die Überströmgeschwindigkeit reduziert, wodurch eine künstliche Trägheit modelliert wird. Dabei wird der Ölvolumenanteil $\alpha_{\text{Öl}}$ nach [68] in Abhängigkeit von der Drehzahl n folgend dargestellt:

$$\alpha_{\text{Öl}} = 47 \cdot 10^{-7} \cdot n + 30 \cdot 10^{-11} \cdot n^2 \quad (4.31)$$

Diese Gleichung wurde in [68] über einen Abgleich mit Versuchsergebnissen eines Sechszylinder-

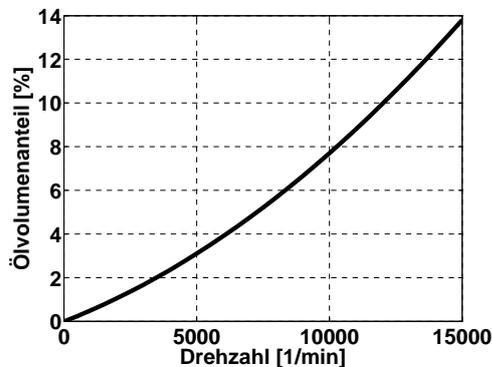


Abbildung 4.5: Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid nach [68] (Gl. 4.31)

tors aufgestellt. Der daraus resultierende drehzahlabhängige Ölvolumenanteil im Kurbelraum wird in Abb. 4.5 gezeigt. Dieser Ölvolumenanteil darf nicht als realer, physikalischer Wert verstanden

werden, sondern stellt eine Modellierung der Trägheit beim Überströmen zwischen zwei Volumina dar. Da sich für die in dieser Arbeit betrachteten Kurbelgehäusekonfigurationen gezeigt hat, dass diese Formulierung nicht allgemeingültig ist und sie besonders bei hohen Drehzahlen große Defizite aufweist, wird hier auf die Verwendung dieser Mischungsdichte verzichtet. Sie ist als Modellierung der Trägheit unzureichend.

4.2.2 Aufstellen und Lösen der Gleichungssysteme

Das Aufstellen des Gleichungssystems aus den diskretisierten Gleichungen wird an Hand des Beispiels in Abbildung 4.3 verdeutlicht. Es existieren keine Einlass- und Auslassrandbedingungen: Die Quellterme werden vernachlässigt. Für die zwei Volumina ergibt sich ein Gleichungssystem mit zwei Gleichungen je abhängiger Strömungsgröße. Aus der Kontinuitätsgleichung 4.25 folgt das Gleichungssystem:

$$\text{I.} \quad \frac{\rho_1^{n+1}V_1^n - \rho_1^n V_1^n}{\Delta t} + \frac{\rho_1^n V_1^{n+1} - \rho_1^n V_1^n}{\Delta t} + \rho_A^{n+1} v^{n+1} A = 0 \quad (4.32)$$

$$\text{II.} \quad \frac{\rho_2^{n+1}V_2^n - \rho_2^n V_2^n}{\Delta t} + \frac{\rho_2^n V_2^{n+1} - \rho_2^n V_2^n}{\Delta t} + \rho_A^{n+1} v^{n+1} A = 0 . \quad (4.33)$$

Der Index A besagt, dass der jeweilige Wert von der Strömungsrichtung abhängig ist und den Wert des Kontrollvolumens annimmt, von dem das Ausströmen erfolgt. Beim ausströmenden Volumen erfolgt weiterhin die Multiplikation mit -1 , da die Masse in diesem Volumen abnimmt. In diesem Fall soll die Annahme gelten, dass der Druck p_1 in Volumen V_1 größer als der Druck p_2 in Volumen V_2 ist. Somit findet nach Gleichung 4.29 ein Ausströmen aus V_1 statt. Es ergibt sich nach Umstellen der Gleichungen 4.32 und 4.33 und dem Ersetzen des Index A mit dem Index des ausströmenden Volumens V_1 folgende Form:

$$\begin{aligned} \text{I.} \quad & V_1^n \rho_1^{n+1} - \Delta t v^{n+1} A \rho_1^{n+1} = \rho_1^n (2V_1^n - V_1^{n+1}) \\ \text{II.} \quad & V_2^n \rho_2^{n+1} + \Delta t v^{n+1} A \rho_1^{n+1} = \rho_2^n (2V_2^n - V_2^{n+1}) \end{aligned}$$

Diese Gleichungen können in die Form

$$\mathbf{Ax} = \mathbf{b} \quad (4.34)$$

umgeformt werden:

$$\underbrace{\begin{bmatrix} V_1^n - \Delta t v^{n+1} A & 0 \\ \Delta t v^{n+1} A & V_2^n \end{bmatrix}}_{\mathbf{A}} \underbrace{\begin{bmatrix} \rho_1^{n+1} \\ \rho_2^{n+1} \end{bmatrix}}_{\mathbf{x}} = \underbrace{\begin{bmatrix} \rho_1^n (2V_1^n - V_1^{n+1}) \\ \rho_2^n (2V_2^n - V_2^{n+1}) \end{bmatrix}}_{\mathbf{b}}, \quad (4.35)$$

wobei \mathbf{A} die Koeffizientenmatrix darstellt, \mathbf{x} der Vektor der betrachteten Strömungsgröße im neuen zeitlichen Inkrement ist und \mathbf{b} den Termen entspricht, welche die betrachtete Strömungsgrößen des letzten zeitlichen Inkrements und der nicht betrachteten, aber als bekannt vorausgesetzten, Strömungsgrößen enthalten. Da die Koeffizientenmatrix A und der Vektor b bekannt sind, kann das Gleichungssystem nach x aufgelöst werden, wodurch sich die Werte im neuen Zeitpunkt ergeben.

Die Lösung erfolgt implizit. Das Aufstellen des Gleichungssystems zur Berechnung der Enthalpie h erfolgt analog zu dem oben dargestellten Vorgehen. Die Gleichungssysteme für ρ und h werden nacheinander gelöst. Das Lösen erfolgt mittels Gaußschem Eliminationsverfahren, wie es z.B. in [20, S.827] beschrieben wird. Dieses Verfahren ist langsam, aber robust bei akzeptablen Berechnungszeiten.

4.2.3 Lösungsvorgang bei nulldimensionaler Modellierung

Hier wird der Programmablauf bei der nulldimensionalen Berechnung vorgestellt:

1. Die einzelnen Volumina werden mit vorgegebenen Startwerten initialisiert.
2. Start der Berechnungsschleife im neuen Zeitschritt. Berechnen der Körpervolumina und Setzen der Randbedingungen.
3. Temperatur aus der totalen Enthalpie berechnen. Dichte des Gases berechnen.
4. Berechnen der Überströmgeschwindigkeiten v_j aller Verbindungen (Gleichung 4.29).
5. Aufstellen und Lösen der Erhaltungsgleichung der Masse (Gleichung 4.25).
6. Aufstellen und Lösen der Erhaltungsgleichung der Enthalpie (Gleichung 4.26).
7. Zurückgehen zu Schritt 3 und Durchführen der folgenden Schritte, bis das Konvergenzkriterium erfüllt ist.
8. Zurückgehen zu Schritt 2 und Fortsetzen mit dem nächsten Zeitschritt.

5 Berechnung der strömungsmechanischen Verluste

In diesem Kapitel werden verschiedene Ansätze zur Berechnung der strömungsmechanischen Verluste erläutert und vergleichend gegenüber gestellt. Dabei erfolgt die Verlustberechnung aus dem nulldimensionalen Ansatz, aus der dreidimensionalen CFD-Berechnung mittels einer in [30] vorgestellten Vorgehensweise und mittels eines hier neu vorgestellten empirisch-analytischen Ansatzes unter Nutzung von Strip-Down Versuchsergebnissen. Dazu erfolgt eine Aufteilung der Kurbeltriebsverluste hinsichtlich ihrer Ursachen. Die Größen der fluiddynamischen und strömungsmechanischen Verluste am Kurbeltrieb werden definiert. Die beschriebenen Vorgehensweisen zur Berechnung der strömungsmechanischen Verluste werden hinsichtlich ihrer Einsatzmöglichkeiten und Effektivität bewertet und vergleichend gegenübergestellt. Als Schlussfolgerung wird hier eine auf Metamodellbildung basierte Methodik zum Berechnen der strömungsmechanischen Verluste innerhalb vorgegebener Wertebereiche entscheidender Einflussgrößen vorgestellt. Mit dieser können umfangreiche Informationen über die Systemeigenschaften abgeleitet werden. Es wird auf die dafür benötigten statistischen Grundlagen, Methoden der statistischen Versuchsplanung (Design-of-Experiments (DOE)) und Metamodellbildung mittels Feed Forward neuronaler Netze eingegangen.

Zur Betrachtung der strömungsmechanischen Verluste am Kurbeltrieb muss zuerst eine Aufteilung der Verlustkategorien am Kurbeltrieb erfolgen (Abb. 5.1). Am Kurbeltrieb treten sowohl mechanische Reibung als auch strömungsmechanische Verluste auf. Der gesamte Reibmitteldruck eines Motors wird als Friction Mean Effective Pressure (FMEP) bezeichnet. Der in dieser Arbeit nachfolgend verwendete FMEP bezieht sich nur auf die Verluste am Kurbeltrieb. Die mechanische Reibung am Kurbeltrieb untergliedert sich in die Lagerreibungen von Haupt-, Pleuel-, und Kolbenbolzenlager und die Kolbenreibung an der Zylinderwand. Strömungsmechanische Verluste treten in Form von fluiddynamischen Verlusten und als Volumenänderungsarbeit auf. Da in der Literatur bisher nur der Crankcase Pumping Mean Effective Pressure (CPMEP) für die Volumenänderungsarbeit im Kurbelgehäuse genutzt wird und es keine Definition für die fluiddynamischen und strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum gibt, werden entsprechende Definitionen hier neu eingeführt:

CWMEP (Crank chamber Windage Mean Effective Pressure):

Reibmitteldruck bzw. das Verlustmoment auf Grund der fluiddynamischen Verluste an den Kurbeltriebsbauteilen. Dazu zählen Verluste die durch das Beschleunigen bzw. das Abbremsen des Kurbelraumfluids verursacht werden.

CFMEP (Crank chamber Fluid mechanic loss Mean Effective Pressure):

Reibmitteldruck bzw. das Verlustmoment auf Grund der gesamten strömungsmechanischen Verluste an den Kurbeltriebsbauteilen. Beinhaltet sowohl die fluiddynamischen Verluste als auch die Volumenänderungsarbeit.

Damit setzt sich der CFMEP aus dem CWMEP und dem CPMEP zusammen:

$$CFMEP = CPMEP + CWMEP \quad (5.1)$$

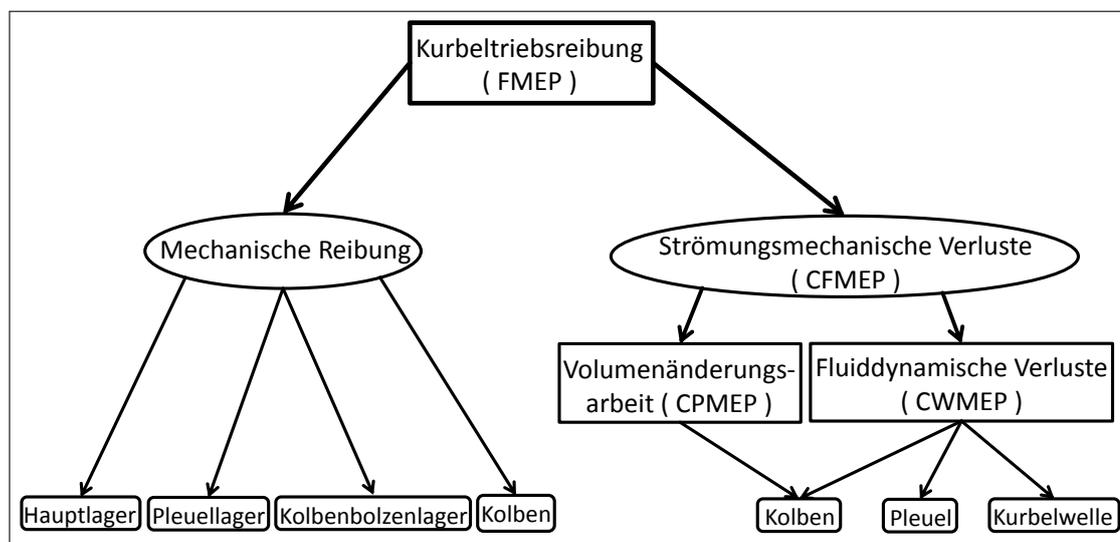


Abbildung 5.1: Definition der Verlustkategorien am Kurbeltrieb

5.1 Verlustberechnung aus nulldimensionaler Modellierung

In diesem Abschnitt wird die Möglichkeit zur Verlustabschätzung mittels der nulldimensionalen Modellierung, wie sie in Abschnitt 4.2 beschrieben wurde, aufgeführt. Wie gezeigt, wird die Strömung innerhalb der einzelnen Volumina nicht aufgelöst. Es werden volumengemittelte Strömungsgrößen genutzt. Somit kann nur die Volumenänderungsarbeit ausgewertet werden, ein Rückschluss auf fluiddynamische Verluste ist nicht möglich. Die Volumenänderungsarbeit W_V entspricht der eingeschlossenen Fläche im p-V-Diagramm und wird für jeden Kurbelraum je Kurbelwellenumdrehung über

$$W_V = \int_{V(0^{\text{KW}})}^{V(360^{\text{KW}})} p dV \quad (5.2)$$

berechnet. Durch Addition der Volumenänderungsarbeit der einzelnen Kurbelräume zur gesamten verrichteten Volumenänderungsarbeit $W_{V,ges}$ und das Beziehen auf das gesamte Hubvolumen V_H des Motors (vgl. [32]) ergibt sich der Reibmitteldruck im Kurbelraum auf Grund der Volumenän-

derungsarbeit

$$p_{r,KR} = \frac{W_{V,ges}}{V_H} , \quad (5.3)$$

welcher in der Literatur, z.B. [68], als CPMEP bezeichnet wird. Mittels des CPMEP ist eine Umrechnung in das Reibmoment auf Grund der Volumenänderungsarbeit möglich:

$$M_{WV,KR} = \frac{V_H \cdot p_{r,KR}}{2\pi} \quad (5.4)$$

Hierbei bedeutet die 2 im Nenner, dass nur eine Kurbelwellenumdrehung berücksichtigt wird. Wenn ein ganzer Arbeitstakt eines Viertaktmotors für die Berechnung der Volumenänderungsarbeit im Kurbelraum betrachtet wird (zwei Kurbelwellenumdrehungen $\hat{=} 720^\circ$ KW), wird die 2 durch 4 ersetzt.

5.2 Verlustberechnung aus dreidimensionaler Modellierung

Die hier verwendete Methodik zur Bestimmung der Verluste im Kurbelraum aus dreidimensionalen CFD-Berechnungen ist an [30] orientiert. Dort wird gezeigt, dass das Reibmoment auf Grund der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum berechnet werden kann, indem die wirkenden Kräfte an den bewegten Kurbeltriebsbauteilen erfasst werden. Diese Oberflächenkräfte können zu einem Gesamtreibmoment auf Grund der strömungsmechanischen Verluste $M_{Ges,KR}$ umgerechnet werden. Mit diesem Verfahren werden sowohl die Volumenänderungsarbeit als auch die fluiddynamischen Verluste erfasst. Die fluiddynamischen Verluste entstehen auf Grund der Bewegung von Festkörpern durch ein Fluid, in diesem Fall der Kurbeltriebsbauteile durch das Kurbelraumfluid. Damit zählt auch die Bewegung der Kurbelwelle durch einen Ölsumpf, das sogenannte Ölplanschen, zu den fluiddynamischen Verlusten. Letztlich wird das Kurbelraumfluid durch die Bewegung der Kurbeltriebsbauteile in Bewegung versetzt, was zur Dissipation von Energie führt.

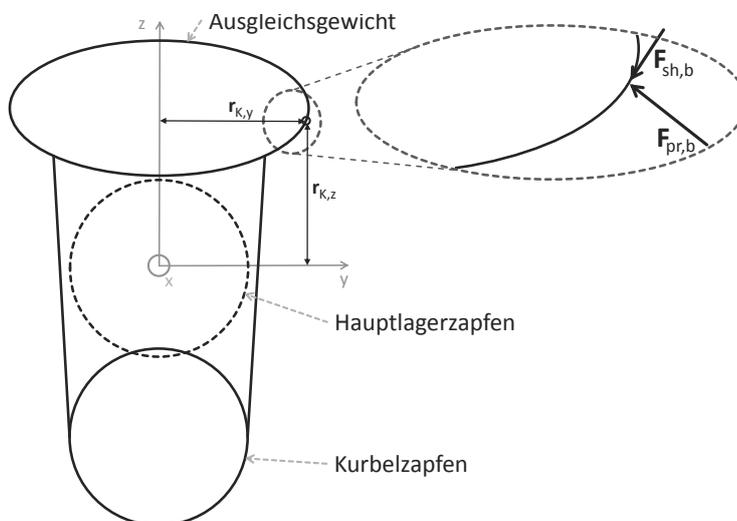


Abbildung 5.2: Aufteilung der Oberflächenkräfte an einer Kurbelwellenwange

Die Vorgehensweise bei der Verlustberechnung besteht darin, dass zunächst die wirkenden Kraftvektoren \mathbf{F}_b auf allen Oberflächenelementen b der diskretisierten Oberflächen berechnet werden (vgl. Abb. 5.2):

$$\mathbf{F}_b = \mathbf{F}_{pr,b} + \mathbf{F}_{sh,b} \quad (5.5)$$

Der Vektor \mathbf{F}_b setzt sich aus dem Vektor der Druckkraft $\mathbf{F}_{pr,b}$ und dem Vektor der Scherkraft $\mathbf{F}_{sh,b}$ zusammen. Die Druckkraft wird über die Beziehung

$$\mathbf{F}_{pr,b} = \left(p_{stat,b} + \sum_k^{n_K} \frac{\mathbf{v}_{n,k,P} \cdot \mathbf{v}_{n,k,P}}{2} \rho_{k,b} \right) \mathbf{A}_b \quad (5.6)$$

berechnet. Dabei ist $p_{stat,b}$ der statische Druck am jeweiligen Oberflächenelement, $\mathbf{v}_{n,k,P}$ die phasenbezogene, normal zum Oberflächenelement wirkende Mischungsgeschwindigkeit des Kontrollvolumens P , welches an das Oberflächenelement grenzt, und \mathbf{A}_b der Vektor des jeweils betrachteten Oberflächenelements. Die Scherkraft ist

$$\mathbf{F}_{sh,b} = \sum_k^{n_K} \tau_{W,k,b} |\mathbf{A}_b| \frac{\mathbf{v}_{t,k,P}}{|\mathbf{v}_{t,k,P}|} \quad (5.7)$$

mit der phasenbezogenen Tangentialgeschwindigkeit $\mathbf{v}_{t,k,P}$, der Fläche des betrachteten Oberflächenelements $|\mathbf{A}_b|$ und der Wandschubspannung $\tau_{W,k,b}$, welche über

$$\tau_{W,k,b} = \begin{cases} \frac{1}{y_P^+} \cdot C_\mu^{\frac{1}{4}} \cdot k_P^{\frac{1}{2}} \cdot \rho_{k,P} \cdot v_{t,k,P} & y_{k,P}^+ < 11.63 \\ \frac{C_\mu^{\frac{1}{4}} \cdot k_P^{\frac{1}{2}} \cdot \rho_{k,P} \cdot v_{t,k,P}}{\frac{1}{C_\kappa} \ln(C_E \cdot y_{k,P}^+)} & y_{k,P}^+ \geq 11.63 \end{cases} \quad (5.8)$$

mit der Wandfunktion, entsprechend [6], berechnet wird. $y_{k,P}^+$ ist der dimensionslose Wandabstand, wobei y_P den Abstand von Wand zum Zellmittelpunkts des wandnächsten Kontrollvolumens angibt:

$$y_{k,P}^+ = C_\mu^{\frac{1}{4}} \frac{\rho_{k,P} \cdot k_P^{\frac{1}{2}} \cdot y_P}{\mu} \quad (5.9)$$

Bei einem Wert von 11.63 stellt $y_{k,P}^+$ die Trennung der Schubspannungsberechnung aus dem Ansatz für die viskose Unterschicht oder dem logarithmischen Wandgesetz dar. C_μ ist entsprechend Tabelle 4.2 definiert. C_κ wird mit 0.4 und C_E für glatte Wände mit 9.0 angegeben. Über die Variation von C_E kann die Wandrauigkeit, wie sie unter Abschnitt 3.11 beschrieben wurde, in die Berechnung einbezogen werden.

Um die an den Oberflächenelementen wirkenden Kräfte auf ein um die Rotationsachse der Kurbelwelle wirkendes Reibmoment umzurechnen, erfolgt die Definition eines Projektionsoperators

$$\mathbf{x}|_n = \mathbf{x} - \frac{\mathbf{x} \cdot \mathbf{n}}{|\mathbf{x} \cdot \mathbf{n}|} \mathbf{n} \quad (5.10)$$

Mit diesem erfolgt eine Transformation der Kräfte in die y-z-Ebene, da bei Kurbelwellenrotation um die x-Achse nur y- und z-Kräfte einen Beitrag zum Moment um die x-Achse leisten.

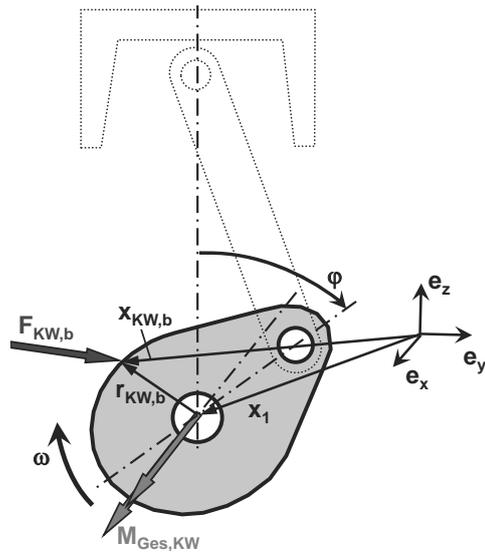


Abbildung 5.3: Berechnung des Reibmoments an der Kurbelwelle (adaptiert aus [30, Abb. 3])

Das Reibmoment auf Grund der strömungsmechanischen Verluste der Kurbelwelle ergibt sich mit den in Abbildung 5.3 definierten Größen zu

$$\mathbf{M}_{\text{Ges,KW}} = \sum_{b=1}^{n_b} ((\mathbf{x}_{\text{KW,b}} - \mathbf{x}_1)|_{\mathbf{e}_x} \times \mathbf{F}_{\text{KW,b}}|_{\mathbf{e}_x}). \quad (5.11)$$

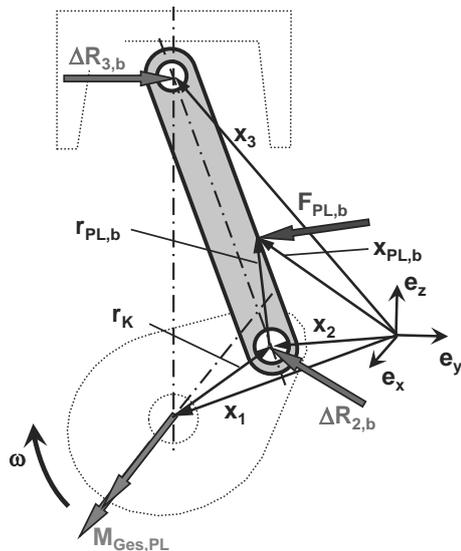


Abbildung 5.4: Berechnung des Reibmoments der Pleuel (adaptiert aus [30, Abb. 4])

Das Reibmoment auf Grund der strömungsmechanischen Verluste am Pleuel wird mit den geometrischen

- $CFMEP_{\text{Kolben}} = CWMEP_{\text{Kolben}} + CPMEP$
- $CFMEP_{\text{Pleuel}} = CWMEP_{\text{Pleuel}}$
- $CFMEP_{\text{Kurbelwelle}} = CWMEP_{\text{Kurbelwelle}}$

Die Umrechnung des CFMEP von $M_{\text{Ges,KR}}$ in den Reibmitteldruck eines Viertaktmotors erfolgt über

$$CFMEP = CPMEP + CWMEP = \frac{1}{V_H} \cdot 4 \cdot \pi \cdot M_{\text{Ges,KR}} \quad (5.15)$$

5.3 Empirisch-analytische Berechnung aus Versuchsergebnissen

In diesem Abschnitt wird die Vorgehensweise zur Berechnung der strömungsmechanischen Verluste aus den Ergebnissen von Strip-Down-Versuchen dargestellt. Dazu werden empirisch-analytische Ansätze genutzt. Wesentlich ist, dass vom gemessenen Verlust, dem FMEP der Kurbeltriebsbauteile, das Reibmoment der Hauptlager, Pleuellager, Kolbenbolzenlager und der Kolbenreibung abgezogen wird. Ohne diese Anteile der mechanischen Reibung bleiben als Restgröße die strömungsmechanischen Verluste CFMEP (vgl. Abb. 5.1). Die Berechnung der mechanischen Reibung erfolgt

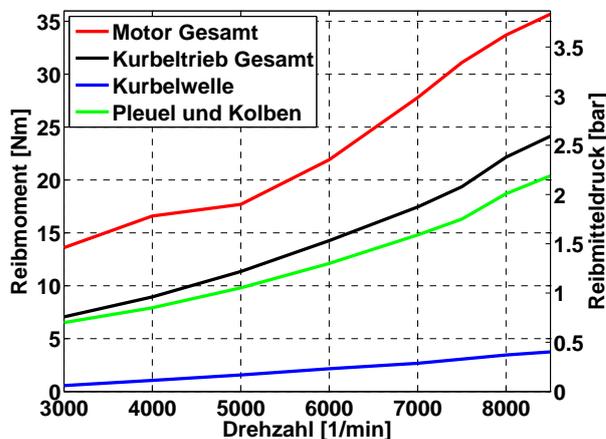


Abbildung 5.6: Strip-Down Reibmoment Kurbeltrieb BMW R1200GS

in zwei Schritten. Das Verlustmoment von Hauptlager, Pleuellager und Kolbenbolzenlager wird mittels empirisch-analytischer Modelle nach [55] und [44] mit der Software V-Engine (vgl. [45]) berechnet. Die Berechnung der Kolbenreibung erfolgt nach [76], wo verschiedene Kolbenreibungsmodelle gegenübergestellt wurden und ein belastbarer Ansatz nach [79], [40] und [80] herausgestellt wurde. Die Berechnung der Reibmomente mittels der hier genutzten einfachen Modelle wird vor allem durch vorzugebende empirische Parameter bestimmt. Dementsprechend muss die Genauigkeit dieser Modelle für jeden Anwendungsfall plausibilisiert werden. Dies geschieht hier mit den Strip-Down-Versuchsergebnissen bei niedrigen Drehzahlen, bei denen davon ausgegangen wird, dass die

strömungsmechanischen Verluste gering oder vernachlässigbar sind. Nach Berechnung der einzelnen Anteile mechanischer Reibung werden diese zu einem Gesamtreibmoment aufaddiert und vom gemessenen Strip-Down-Reibmoment abgezogen. Mit den Strip-Down-Messungen ist es möglich den Reibungsanteil einzelner Motorbaugruppen zu bestimmen. Dazu werden Messungen durchgeführt bei denen das Reibmoment eines Motors jeweils einmal mit der betrachteten Baugruppe und einmal ohne die betrachtete Baugruppe gemessen wird. Durch die Differenz im Reibmoment zwischen den beiden Messungen wird auf das Reibmoment der betrachteten Baugruppe geschlossen. In Abbildung 5.6 wird das gemessene Reibmoment der Kurbelwelle und der Baugruppe Pleuel/Kolben der BMW R1200GS dargestellt (vgl. [14]).

5.3.1 Berechnung der Lagerreibung

Die Berechnung des Reibmoments der Gleitlager mittels V-Engine wird in folgenden Schritten durchgeführt:

1. Berechnung der Lagerkräfte während der Bewegung der Kurbeltriebsbauteile. Dazu werden Ansätze nach [55] genutzt.
2. Berechnung der Wellenverlagerungsbahn. Es muss zu jedem Zeitpunkt ein Gleichgewichtszustand zwischen den am Kurbeltrieb wirkenden Kräften und den Kräften in den Schmierschichten der Lager vorliegen. Dies erfolgt mittels des Verfahrens der überlagerten Tragkraftanteile nach [44].
3. Berechnung der Reibungsleistung aus den am Lager angreifenden Scherkräften.

Die Berechnung ist grundsätzlich sowohl für Hauptlager, Pleuellager und Kolbenbolzenlager vom Ablauf her vergleichbar.

Das Resultat für die BMW R1200GS wird in Abbildung 5.7a dargestellt. Es wird von geschlepptem Betrieb ausgegangen, um eine gemeinsame Basis mit den Strip-Down-Versuchen zu haben. Es ist

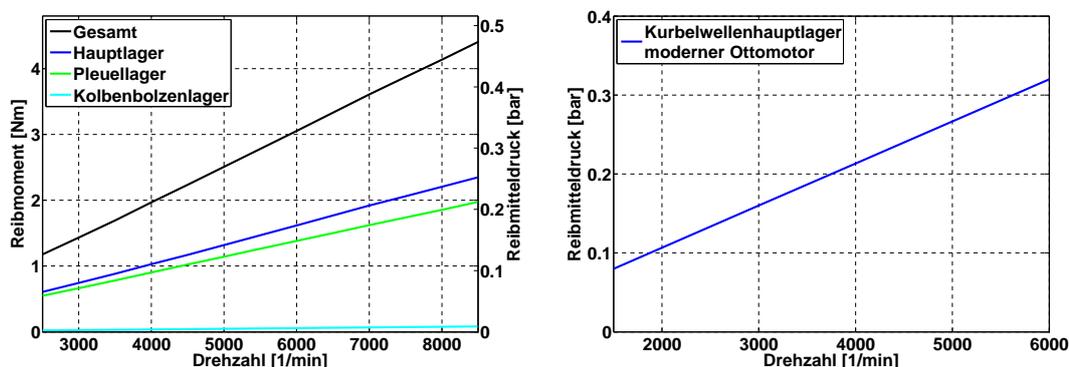


Abbildung 5.7: a) Lagerreibung der BMW R1200GS aus V-Engine ([45]); b) Vergleich: Kurbelwelle (reproduziert aus [9, Abb. 9-9])

ersichtlich, dass laut Berechnung die Lagerreibung linear mit der Drehzahl ansteigt. Dies korreliert mit Werten aus der Strip-Down-Messung in Abbildung 5.6 und mit Werten aus der Literatur, so z.B. [9]: Der Reibmitteldruck auf Grund der Kurbelwellenbewegung steigt linear mit der Drehzahl,

wobei die fluiddynamischen Verluste hier vernachlässigt werden. Der Motor in Abbildung 5.7b wird in der Quelle als „moderner Ottomotor“ bezeichnet.

5.3.2 Berechnung der Kolbenreibung

Die Berechnung der Kolbenreibung nach [79], [40] und [80] führt über die Kolbenkinematik auf die Kolbenreibungskraft. Dabei wird die Reibkraft in die Komponenten von Kompressionsringen, Öl-abstreifring und Kolbenlauffläche unterteilt. Jeder dieser Bestandteile setzt sich aus einem hydrodynamischen und einem Mischreibungsanteil zusammen. Charakteristisch ist ein Anstieg der Reibkraft mit steigender Kolbengeschwindigkeit. Wesentlich für dieses Modell ist die Bestimmung der Schmierfilmdicke, mit welcher zwischen hydrodynamischer und Mischreibung unterschieden werden kann. Es wird davon ausgegangen, dass nur für die Kolbenringe Mischreibung vorliegen kann. Das Vorgehen wird in folgende Schritte unterteilt:

1. Berechnung der Kolbenbewegung (Kolbenkinematik) während eines Arbeitsspiels.
2. Berechnung der Kolbenseitenkraft unter Einbezug von Gaskraft und Massenkräften.
3. Berechnung der Schmierfilmdicke, wobei ein konstantes Spaltmaß entlang des Umfangs festgelegt wird. Hierbei werden die Komponenten Kompressionsringe, Örling und Kolbenschaft unterschiedlich behandelt.
4. Berechnung der fünf Komponenten der Kolbenreibungskraft (hydrodynamische Reibung: Kolbenschaft, Kompressionsringe, Örling; Mischreibung: Kompressionsringe, Örling)
5. Berechnung der Reibleistung aus der Kolbenreibungskraft.

Diese Modellierung wird in [76] ausführlich beschrieben. In dem Modell sind Konstanten vorhanden, welche eine Abstimmung auf den jeweiligen Anwendungsfall zulassen.

Wie aus Abbildung 5.8a ersichtlich, steigt auch das berechnete Reibmoment auf Grund der Kolbenreibung linear mit der Drehzahl.

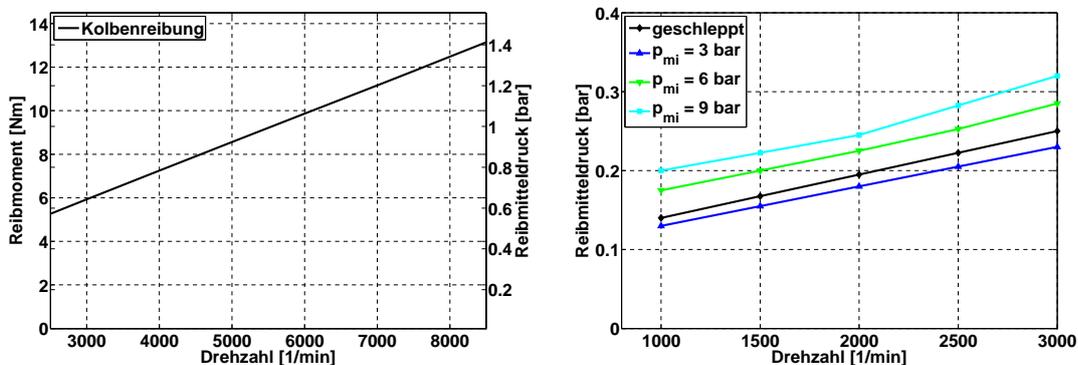


Abbildung 5.8: a) Berechnetes Kolbenreibmoment BMW R1200GS; b) Kolbenreibung eines Versuchsmotors in Abhängigkeit von der Last (reproduziert nach [47, Abb. 5-9])

Die lineare Abhängigkeit zwischen Drehzahl und Reibmoment kann mit Floating-Liner-Messungen aus der Literatur verglichen werden. Dabei wird die Kolbenreibung direkt gemessen, indem die Kraftwirkung auf die Zylinderlaufbahn mittels Piezosensoren erfasst wird. Diese direkte Messung ist auf Grund der starken Kraftanregungen bei hohen Drehzahlen nur im niedrigen Drehzahlbereich zuverlässig durchführbar. Weiterhin ist ein derartiger Versuch nur an speziell dafür konstruierten Motoren möglich. Ergebnisse aus solchen Messungen finden sich u.a. in [47], [49] und [87]. In Abbildung 5.8b wird die Kolbenreibung nach [47] in Abhängigkeit vom Lastzustand dargestellt. Es ist ersichtlich, dass im geschleppten Zustand ein linearer Anstieg der Kolbenreibung erfolgt. Unter Last nehmen nichtlineare Effekte, wie z.B. Reibung auf Grund der Kolbensekundärbewegung, zu, was ursächlich für das Abweichen vom linearen Zusammenhang ist. Es zeigt sich, dass für den geschleppten Betrieb der berechnete Verlauf mittels des Kolbenreibungsmodells nach [76] zulässig ist.

5.3.3 Berechnung des CFMEP

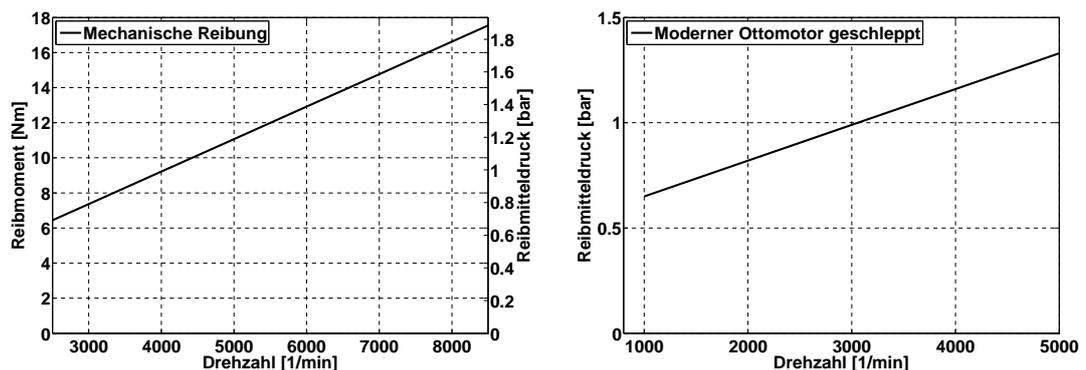


Abbildung 5.9: a) Berechnete mechanische Reibung am Kurbeltrieb der BMW R1200GS; b) Vergleich Reibmitteldruck moderner Ottomotor (reproduziert aus [9, Abb. 9-9])

Es wird die Berechnung des vorher definierten CFMEP mittels der empirisch-analytischen Methodik gezeigt. Durch Addition der berechneten mechanischen Reibungsanteile ergibt sich der in Abbildung 5.9a dargestellte Verlauf. Der lineare Anstieg entspricht dem experimentell gemessenen Verlauf für einen modernen Ottomotor in Abbildung 5.9b, wobei die strömungsmechanischen Effekte wieder vernachlässigt werden. Nach Abzug des empirisch-analytisch berechneten mechanischen Reibmoments aus Abbildung 5.9 vom gemessenen Strip-Down Reibmoment aus Abbildung 5.6 ergibt sich der Verlauf der strömungsmechanischen Verluste CFMEP in Abbildung 5.10. Damit gilt für den Kurbeltrieb:

$$CFMEP = FMEP - (\text{mechanische Reibungsanteile}) \quad (5.16)$$

Der CFMEP steigt überproportional mit der Drehzahl. Während der CFMEP bei niedrigen Drehzahlen bis 3.000 1/min vernachlässigbar ist, wird im oberen Drehzahlbereich ein deutlicher Einfluss auf das Gesamtreibmoment deutlich.

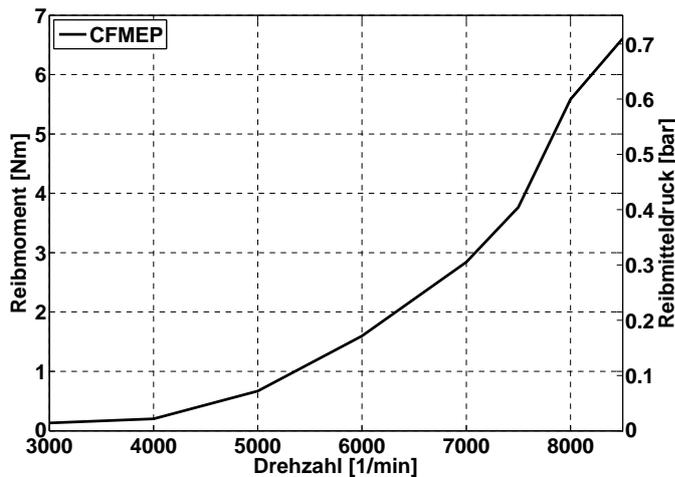


Abbildung 5.10: CFMEP BMW R1200GS

5.4 Vergleich der Berechnungsmethoden

Während die Berechnung der strömungsmechanischen Verluste CFMEP sowohl mittels dreidimensionaler CFD-Berechnung, als auch mittels empirisch-analytischer Berechnung aus Strip-Down-Versuchen erfolgen kann, ermöglicht die nulldimensionale Berechnung nur die Ermittlung der Volumenänderungsarbeit CPMEP. Vorteile der nulldimensionalen Berechnung sind die einfache Modellerstellung und kurze Berechnungszeiten. Damit ist die nulldimensionale Berechnung als Hilfsmittel zur Abschätzung der Volumenänderungsarbeit während der Vorentwicklung prädestiniert.

Die Methode der empirisch-analytischen Berechnung des CFMEP aus Strip-Down-Versuchen ist ein gutes Mittel zur Abschätzung der Gesamtgrößenordnung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum. Es fehlt die Möglichkeit die Verluste den einzelnen Bauteilen zuzuordnen und so Optimierungspotentiale deutlich zu machen. Über Niederdruckindizierung im Kurbelraum können die Volumenänderungsarbeit und somit als Differenz vom CFMEP auch die fluiddynamischen Verluste CWMEP ermittelt werden. Weiterhin ist das Vorgehen mittels Strip-Down-Versuch nur mit bereits aufgebauten Versuchsmotoren möglich, also nach dem Stadium der Vorentwicklung. Erfahrungsgemäß finden die Strip-Down-Messungen nicht an den ersten aufgebauten Motoren statt, sondern bei einer späteren Baustufe. In diesem Stadium sind die Möglichkeiten die strömungsmechanischen Verluste bis zum Serienanlauf noch zu reduzieren gering. Dennoch ist diese Vorgehensweise ein wertvolles Mittel zum Abgleich der Berechnungen. Kritisch betrachtet werden müssen die großen Unsicherheiten hinsichtlich der Berechnungsparameter (z.B. Lagerspiele) und die daraus resultierende Ungenauigkeit der Berechnungsmodelle.

Bei der dreidimensionalen CFD-Berechnung lassen sich sowohl die einzelnen Verlustanteile separieren, als auch im frühen Stadium der Entwicklung Aussagen zu weiteren Potentialen treffen. Weiterhin lassen sich einfacher neue Modellvarianten berechnen, als dass sich verschiedene Versuchsmotoren bewerten lassen. Damit ist die dreidimensionale CFD-Berechnung in der frühen Entwicklungsphase das besser geeignete Mittel zur Bewertung der Motorenauslegung bezüglich der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum.

Ein Nachteil der dreidimensionalen Berechnung ist, dass ein hoher Bedarf an Berechnungskapazitäten besteht, um das Systemverhalten und die Sensitivität einzelner Parameter zu ermitteln. Um die Berechnungskapazitäten möglichst effektiv einzusetzen empfiehlt sich ein Vorgehen mittels statistischer Versuchsplanung DOE und anschließender Metamodellerstellung. Eine entsprechende Vorgehensweise wird im folgenden Abschnitt vorgestellt.

Verfahren	Vorteile	Nachteile	Wertung
0D	-wenig Berechnungsaufwand -schnelle Modellerstellung/ Variantenerstellung -sehr früh im Entwicklungsprozess einsetzbar	-nur Berechnung der Volumenänderungsarbeit möglich -keine Auflösung der Kurbelraumströmung	⊕
3D	-CFMPE auf Bauteile und Verlustanteile aufteilbar -sehr früh im Entwicklungsprozess einsetzbar -Fragestellungen wie Ölemissionen mit selben Verfahren betrachtbar -relativ einfache Variantenrechnung	-aufwendige Modellerstellung -benötigt große Berechnungskapazitäten	⊕ ⊕ ⊕
Empirisch- analytisch aus Versuch	-wenig Berechnungsaufwand -Aufteilung in Volumenänderungs- arbeit und fluiddynamische Anteile möglich	-erst in später Phase vom Entwicklungsprozess -Variantenbeurteilung sehr aufwändig -Berechnungsverfahren berücksichtigt nur lineare Reibungsanteile -Berechnungsmodelle sind relativ ungenau	⊕

Tabelle 5.1: Gegenüberstellung der Verfahren zur Berechnung des CFMPE

5.5 Vorgehensweise bei der Systemanalyse

Ein großes Problem sind die hohen Berechnungszeiten der dreidimensionalen Strömungsberechnung bei Modellen mit einer hohen Anzahl von Freiheitsgraden. Damit ist nur eine geringe Anzahl von Berechnungen ökonomisch möglich. Ziel ist, mit dieser möglichst minimalen Anzahl von Berechnungen möglichst viele Informationen über das betrachtete System zu erhalten. Dafür bieten sich statistische Methoden an, im Wesentlichen die Metamodellbildung. Ein Metamodell ist ein Ersatzmodell, welches bei Vorgabe der Eingangsparameter eines komplexen Systems dieselben Ergebnisse erzeugt, welche auch von dem komplexen System erzeugt werden. Ziel ist es, dass die Ergebnisausgabe (Antwort) des Metamodells möglichst nahe an der Antwort des komplexen Systems liegt. Dabei kann dieses komplexe System ein Versuch mit wechselnden Eingangsgrößen, wie z.B. einer Drehzahlvariation, oder eine Berechnung mit variierten Randbedingungen sein. Ein Metamodell

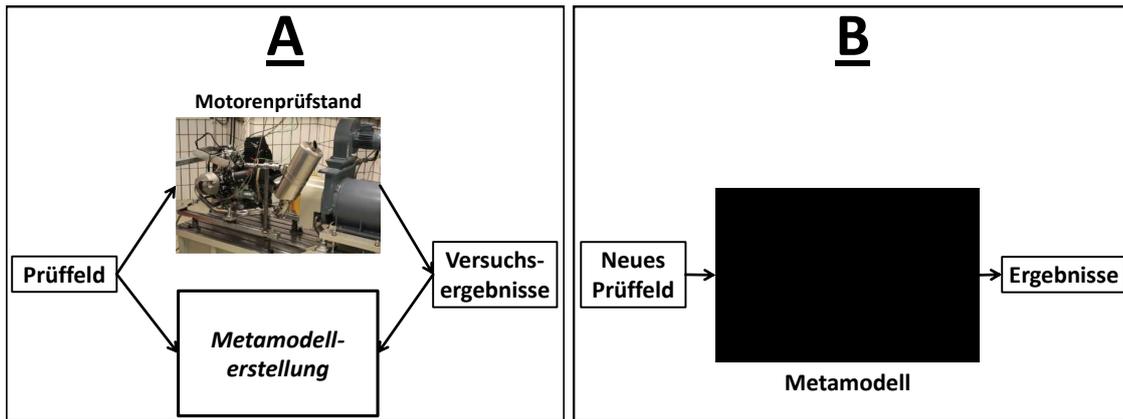


Abbildung 5.11: Anwendungsbeispiel eines Metamodells

bedingt eine Lernphase, in der es die Eigenschaften des komplexen Systems annehmen kann. Für dieses Lernen werden Datensätze mit Eingangsdaten und Antworten des komplexen Systems benötigt. Wenn das Metamodell erstellt wurde, kann es als Black-Box-Verfahren betrachtet werden bei dem keine Informationen über die Prozesse im Inneren der Black-Box zur Verfügung stehen, sondern nur die zu den Eingabedaten zugehörigen Antworten.

Die Zeit, welche ein Metamodell zur Generierung der Antworten benötigt ist wesentlich geringer als die Zeit, welche mit dem komplexen System benötigt wird. Dies macht den Vorteil der Metamodellmethodik aus. Es kann mit wenigen Eingabe- und Ausgabedatensätzen des komplexen Systems ein Metamodell erstellt werden, mit welchem in kurzer Zeit Kennfelder berechnet werden können und damit mehr Aussagen über das komplexe System ermöglicht werden, als dies mittels alleiniger Betrachtung der Antworten des komplexen Systems möglich wäre. Die Sensitivität der Antwort auf die Eingabeparameter kann bei einer geringen Parameterzahl auch in einem komplexen System schnell bestimmt werden. Sobald die Parameterzahl wächst, steigt auch der dafür benötigte Aufwand. Dieser kann mittels der DOE und Metamodellmethodik verringert werden.

Die wesentlichen Problempunkte bei der Metamodellbildung sind:

- Wahl der Eingangsdatensätze für informationsreiche Antworten des komplexen Systems.
- Anzahl der Eingangsdatensätze des komplexen Systems.
- Wahl des passenden Metamodelltyps.

Die Festlegung der Eingangsdatensätze erfolgt mittels statistischer Methoden des Design-of-Experiment (DOE), wie in Abschnitt 5.5.1 gezeigt wird. Für die Anzahl der Eingangsdatensätze ergeben sich 60 als ausreichend. Dies wird später folgend in Abschnitt 7.2 ausgeführt. Die Wahl des Metamodelltyps und die Vorgehensweise dabei wird in Abschnitt 5.5.2 erläutert.

5.5.1 Design-of-Experiments

Die Verwendung von DOE hat breiten Eingang sowohl in die Versuchsplanung, als auch in die Planung von Simulationen gefunden. Ziel des DOE ist es Varianten von Parametersätzen so fest-

zulegen, dass mit möglichst wenigen Versuchen, bzw. Berechnungen eine maximale Aussage über die Systemeigenschaften erhalten wird. Bei einem Motor kann das z.B. sein, welche Lastpunkte angefahren werden müssen, um die Applikation bestmöglich einzustellen.

Für die Versuchs- bzw. Berechnungsplanung existieren verschiedene Vorgehensweisen. Die Verfahren lassen sich prinzipiell in die Klassen der stochastischen und systematischen Verfahren unterteilen. Die wesentlichen Verfahren der beiden Klassen werden unter anderem in [27] aufgeführt.

5.5.1.1 Systematisches Sampling

Die systematischen Verfahren beruhen darauf, dass die Abstände zwischen den einzelnen Eingangswerten konstant sind. Die Variationen in jeder Dimension (entsprechend der Anzahl betrachteter Parameter) sind abhängig vom Typ des systematischen Designs.

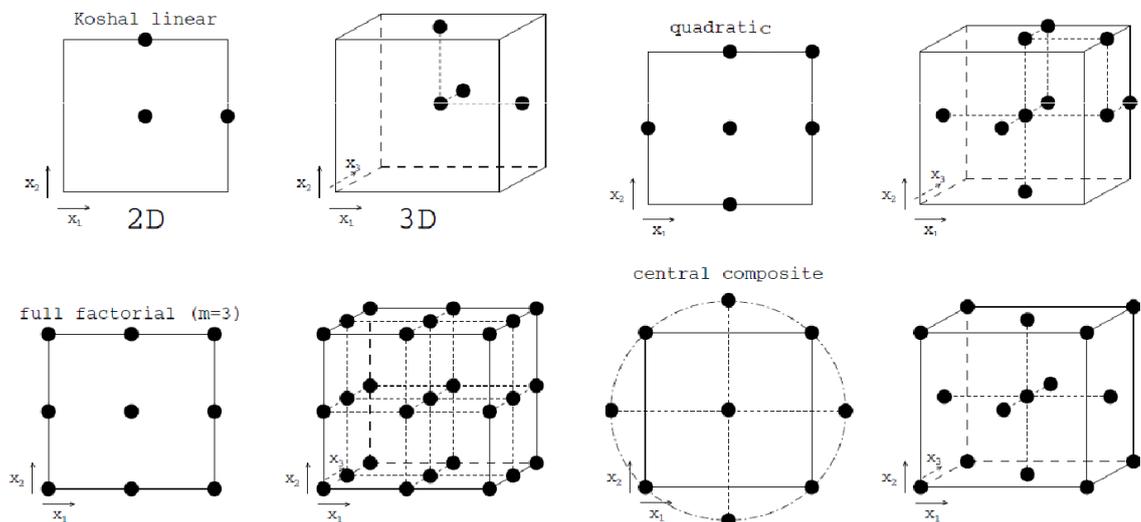


Abbildung 5.12: Sampling mittels systematischer Versuchsplanung (nach [27])

Das systematische Design bedingt eine große Anzahl von Eingangsdatensätzen und damit einen großen Aufwand. Vorteil ist, dass der gesamte Parameterraum abgedeckt wird. In Abbildung 5.12 wird die Anordnung für zwei (2D) bzw. drei (3D) Parameter verschiedener systematischer Verfahren dargestellt. Systematische Samplings ergeben bei mehrfacher Anwendung immer identische Eingangsdatensätze.

5.5.1.2 Stochastisches Sampling

Da das stochastische Sampling eine zufällige Komponente enthält, sind die Eingangsdatensätze zweier identisch durchgeführter Samplings unterschiedlich. Entgegen dem systematischen Sampling ist die Anzahl der Eingangsdatensätze nicht von der Anzahl der betrachteten Parameter abhängig, sondern kann frei gewählt werden. Dabei beruht die Wahl einer ausreichenden Anzahl

von Eingangsdatensätzen auf Erfahrung und kann nicht mittels mathematischer Korrelationen vorhergesagt werden, da jedes betrachtete System ein unterschiedliches Verhalten aufweist. Zur Abschätzung, ob eine ausreichende Anzahl von Samplings gewählt wurde, kann eine Konvergenzbetrachtung durchgeführt werden, also wie sich die Ergebnisqualität eines aus DOE-Daten erstellten Metamodells bei zusätzlichen Eingangsdatensätzen weiter verbessert.

Ein Beispiel für stochastisches Sampling ist das Monte-Carlo-Verfahren nach [69]. Dabei werden n_{Sample} Eingangsdatensätze erzeugt, welche zufällig innerhalb der vorgegebenen Grenzen der Eingangsparameter angeordnet werden. Die Platzierung der einzelnen Datensätze ist unabhängig voneinander. Das heißt theoretisch könnten viele Eingangsdatensätze auf einem sehr kleinen Raum verteilt sein. Damit würde ein mit diesen Eingangsdaten durchgeführter Versuch nur an entsprechender Stelle einen Informationsgewinn bringen.

Ein höheres stochastisches Verfahren ist das Latin-Hypercube-Sampling (LHS), welches in dieser Arbeit verwendet wird. Eine genaue Beschreibung findet sich in [21]. Die Eingangsparameter werden entlang ihrer Wertebereiche in $n_{Klassen}$ Klassen gleicher Wahrscheinlichkeit unterteilt. Damit werden für n_{Sample} Eingangsdatensätze $N_{n_{Klassen}}^{n_{Sample}}$ Hypercubes mit der jeweiligen Wahrscheinlichkeit $n_{Klassen}^{-n_{Sample}}$ erstellt. Mit zufälligen Permutationen werden $n_{Datensatz}$ Datensätze ermittelt. Lineare Korrelationen zwischen den einzelnen Datensätzen werden mittels Choleskyzerlegung reduziert. Zusätzlich können die linearen Korrelationen über eine Optimierung minimiert werden. Dabei werden die Spalten der einzelnen Werte paarweise getauscht.

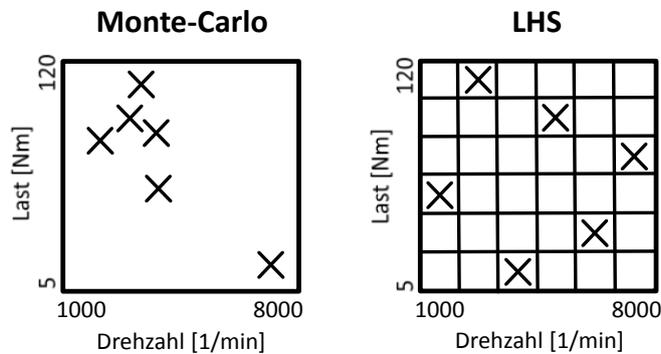


Abbildung 5.13: Sampling mittels stochastischer Versuchsplanung

Dadurch, dass die linearen Korrelationen der verschiedenen Eingangsdatensätze zueinander minimal sind, soll verhindert werden, dass bei der Metamodellbildung Korrelationen, die schon in den Eingangsdatensätzen auftreten als Korrelation der Ergebnisse zu den Eingangsdatensätzen fehlinterpretiert werden.

LHS ist dem Monte-Carlo-Verfahren in Hinsicht auf die benötigten Eingangsdatensätze überlegen. Gegenüber dem systematischen Sampling bietet es den Vorteil einer besseren Verteilung der Eingangsdatensätze im Parameterraum. Auf Grund dieser Eigenschaften hat sich LHS als am besten geeignet für die Problemstellung strömungsmechanische Verluste im Kurbelraum erwiesen.

5.5.2 Metamodellauswahl

Aus den Eingangsdatensätzen der DOE und den daraus erzeugten Antworten des komplexen Systems soll ein Metamodell erzeugt werden. Da unterschiedlichste Metamodelltypen bekannt sind, ist es nötig Qualitätskriterien für Metamodelle festzulegen. An Hand dieser soll der am besten geeignete Metamodelltyp gewählt werden. Für diesen Teil der Arbeit wird die Software ClearVu Analytics (vgl. [23]) verwendet. ClearVu Analytics bietet den Vorteil, dass verschiedenste Typen von Metamodellen verglichen werden und somit das für den jeweiligen Fall beste Metamodell ausgewählt wird. Die Auswahl der Metamodelltypen umfasst unter anderem:

- Lineares Modell
- Fuzzymodell
- Support Vector Machines
- Decision Trees
- Random Forest
- Gaussian Process
- Kernel Quantile Regression
- Partial Least Squares Regression
- Principal Component Regression
- Neuronale Netze

Hierbei sind die Oberklassen aufgeführt. Allein die Ausführungsformen der neuronalen Netze werden nochmals in viele unterschiedliche Einzelformen aufgeteilt, siehe dazu z.B. [51]. Genauere Beschreibungen zu Support Vector Machines sind unter anderem in [81], zu Kernel-Methoden in [72], zur Principal Component Regression in [46], Entscheidungsbaummethoden in [37], zu Fuzzy-methoden und linearen Modellen in [23] zu finden.

Die Qualität der aus den Eingangsdatensätzen und Antworten des komplexen Systems erstellten Metamodelle wird mit folgender Systematik bewertet:

- Aufteilen der Eingangsdatensätze und zugehöriger Antworten des komplexen Systems in zehn Gruppen.
- Metamodellbildung mit neun dieser zehn Gruppen.
- Mittels Metamodell Vorhersage der Ergebnisse, der nicht für die Metamodellbildung genutzten Gruppe.
- Statistische Auswertung der vorhergesagten Ergebnisse und Festlegen des „Siegermodells“.

Die statistische Auswertung erfolgt über den mittleren absoluten Fehler (Mean Absolute Error (MAE)) und die Korrelation von vorhergesagten Daten aus dem Metamodell zu den Antwortdaten des komplexen Systems. Dabei ist der

$$MAE = \frac{\sum_{i=1}^{n_{Sample}} |x_i - \hat{x}_i|}{n_{Sample}}, \quad (5.17)$$

wobei x_i den Antwortdaten des komplexen Systems und \hat{x}_i dem mittels Metamodell vorhergesagtem Ergebnis entspricht. Der Korrelationskoeffizient R wird über

$$R = \frac{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)(\hat{x}_i - \bar{\hat{x}}_i)}{\sqrt{\sum_{i=1}^n (x_i - \bar{x}_i)^2} \sqrt{\sum_{i=1}^n (\hat{x}_i - \bar{\hat{x}}_i)^2}} \quad (5.18)$$

berechnet, wobei \bar{x} bzw. $\bar{\hat{x}}$ die Mittelwerte der Antwortdaten des komplexen Modells bzw. der mittels Metamodell vorhergesagten Ergebnisse sind:

$$\bar{x} = \frac{1}{n_{Sample}} \sum_{i=1}^{n_{Sample}} x_i \quad \bar{\hat{x}} = \frac{1}{n_{Sample}} \sum_{i=1}^{n_{Sample}} \hat{x}_i \quad (5.19)$$

Bei der Berechnung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum stellten sich die Feed Forward neuronalen Netze (FFNN) als Metamodell mit dem geringsten MAE und den höchsten Korrelationen heraus. Entsprechend wird dieses Modell für die Auswertungen in dieser Arbeit verwendet. Eine allgemeine Beschreibung der neuronalen Netze und im speziellen eine Einführung zu FFNN folgt im nächsten Abschnitt.

5.5.3 Neuronale Netze

Neuronale Netze als Metamodell sind Stand der Technik. In der Motoren- und Fahrzeugentwicklung werden die speziellen Fähigkeiten der Neuronalen Netze in vielfältigen Szenarien genutzt. Beispielhaft seien [74], [57], [71] und [39] genannt.

Neuronale Netze orientieren sich am Beispiel des menschlichen Gehirns. Bestimmte Informationen, wie z.B. der Kaufpreis eines Hauses sind für einen Computer nicht einfach berechenbar. Dem Computer fehlt die Erfahrung um zu bestimmten Vorgängen eine Aussage machen zu können. Mittels neuronaler Netze wird ein Lernprozess nachgestellt in dessen Folge der Computer von Eingangsdaten auf bisher unbekannte Ergebnisse schlussfolgern kann. Prinzipiell gibt es verschiedenste Arten neuronaler Netze. Folgend werden die Wesentlichsten genannt:

- Single-layer-perceptron
- Multi-layer-perceptron
- Radiale Basisfunktionen
- Hopfieldnetze

mit jeweils zu ihnen gehörenden Unterklassen.

In dieser Arbeit wird mit dem Feed-Forward Multi-layer-perceptron mit einer versteckten Schicht gearbeitet. Von daher wird nur dieser Typ genauer erläutert. Andere Typen neuronaler Netze werden z.B. unter [51] oder [81] vorgestellt.

5.5.3.1 Aufbau neuronaler Netze

Technische neuronale Netze bestehen aus Recheneinheiten (Neuronen) und Verbindungen zwischen den Neuronen. In Abbildung 5.14 sind zwei Neuronen i und j und die Verbindung zwischen ihnen mit der Gewichtung $w_{i,j}$ dargestellt.

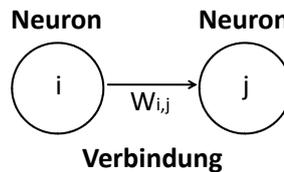


Abbildung 5.14: Bestandteile eines neuronalen Netzes

Die Eingaben in ein Neuron werden mit Hilfe einer Propagierungsfunktion zu einer Netzeingabe verarbeitet. Diese Netzeingabe erzeugt eine Aktivierungsfunktion mit welcher letztlich eine Ausgabefunktion, bzw. die Aktivierung der Ausgabe berechnet wird. Die Ausgabe kann dann wiederum mittels Verbindungen an andere Neuronen übergeben werden. Die Aktivierung eines Neurons hängt von den Eingaben und der bereits vorhandenen Aktivität des Neurons ab. Für die Aktivierung ist ein Schwellenwert gegeben, in dessen Bereich ein Neuron sehr sensibel agiert. Dies ist biologisch motiviert.

Ein neuronales Netz muss lernen, bevor sinnvolle Ausgaben zu gegebenen Eingaben berechnet werden können. Dazu werden Lernalgorithmen verwendet, welche das neuronale Netz verändern und ihm so beibringen, für eine bestimmte Eingabe die gewünschte Ausgabe zu generieren.

5.5.3.2 Feed Forward Netze

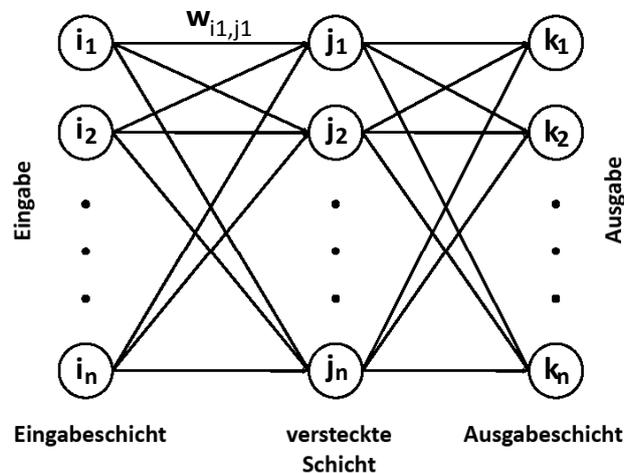


Abbildung 5.15: Voll verknüpftes FFNN

Die Feed Forward Netze sind ein klassischer Netzaufbau. Sie bestehen aus einer Eingabeschicht, $n_{Schicht}$ versteckten Verarbeitungsschichten und einer Ausgabeschicht. Die Verbindung der Neuronen erfolgt ausschließlich in Richtung der nächsten Schicht. Der in Abbildung 5.15 dargestellte Typ wird als vollverknüpft bezeichnet, da jedes Neuron Verbindungen zu allen Neuronen der nachfolgenden Schicht hat. Dies ist der Typ neuronaler Netze, der in dieser Arbeit verwendet wird.

5.5.3.3 Das Training neuronaler Netze

Das interessanteste Merkmal neuronaler Netze ist, dass sie sich mittels Training mit Problemen vertraut machen. Damit erhalten Sie die Fähigkeit Probleme derselben Klasse zu lösen. Dies bezeichnet man als Generalisierung.

Das Lernen in einem neuronalen Netz kann erfolgen durch:

- Entwickeln neuer Verbindungen / Löschen bestehender Verbindungen
- Verbindungsgewichte ändern
- Schwellenwerte von Neuronen ändern
- Aktivierungs-, Propagierungs- oder Ausgabefunktion abwandeln
- Neue Neurone hinzufügen / Vorhandene Neurone löschen

Die gängigste und auch bei FFNN eingesetzte Methode ist die Änderung der Gewichte.

Für das Lernen muss immer eine Trainingsmenge vorhanden sein, d.h. es muss auf Trainingsdatensätze zurückgegriffen werden können. Beim überwachten Lernen sind sowohl Eingabedatensätze als auch die zugehörigen Antworten des komplexen Systems vorhanden. An Hand der Differenz von erzeugter und gewünschter Antwort werden die Gewichtungen angepasst, so dass das Netz Ein- und Ausgabemuster assoziieren und unbekannte Problemfälle lösen kann. Im Wesentlichen erfolgt das Lernen folgend:

- Vorgabe der Eingabedatensätze.
- Vorwärtspropagierung der Eingabe durch das Netz und somit Erzeugen einer Ausgabe.
- Vergleich Ausgabe mit der korrekten Antwort des komplexen Systems und Ermitteln eines Fehlervektors.
- Rückwärtspropagation der Fehler von Ausgabe- zur Eingabeschicht und damit Erhalten der Information, wie die Verbindungsgewichte zur Verringerung des Fehlers geändert werden müssen.
- Gewichtsänderung entsprechend berechneter Werte.

Eine besondere Eigenschaft beim Lernen ist das sogenannte „Auswendiglernen“. Dies bedeutet, dass ein Trainingsdatensatz so verinnerlicht wird, dass man zwar für den trainierten Datensatz die exakten Lösungen erhält, das neuronale Netz aber für andere Probleme derselben Klasse unzureichende Ergebnisse liefert. Um zu testen, ob das neuronale Netz im Bereich der Generalisierung, also des Erfassens eines breiten Problemspektrums ist, wird in der Regel die Trainingsmenge in zwei Teilmengen untergliedert. Die größere Teilmenge dient zum Training des neuronalen Netzes.

Die kleinere Teilmenge dient als Kontrollgruppe, mit welcher die Ergebnisse des Trainings überprüft werden. Das Training wird dann abgebrochen, wenn das neuronale Netz sowohl mit dem Trainingsdatensatz als auch mit dem Testdatensatz gute Ergebnisse zeigt.

5.5.4 Zusammenfassung der Methodik

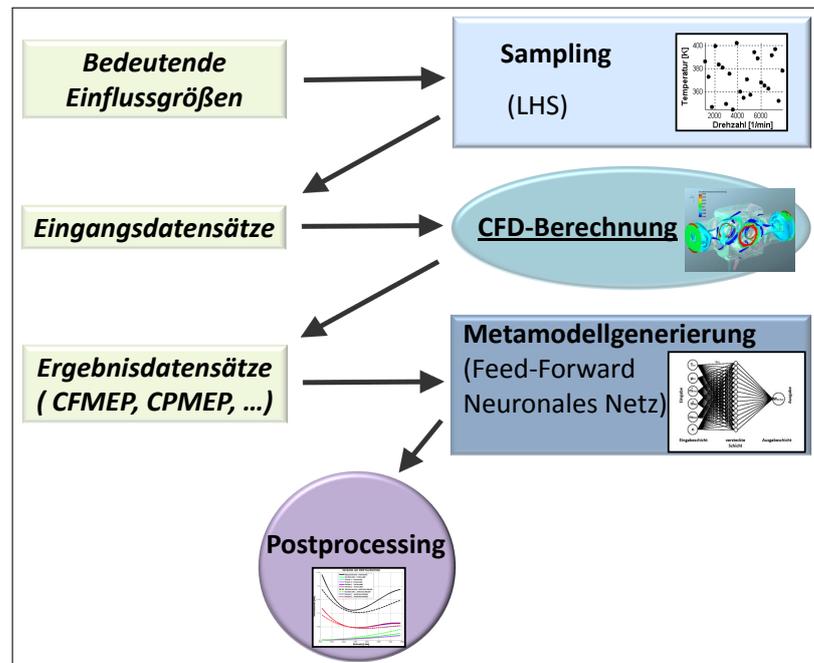


Abbildung 5.16: Methodik der Systemanalyse

In Abbildung 5.16 wird der Ablauf der Systemanalyse dargestellt, wie sie hier zur Untersuchung der strömungsmechanischen Verluste CFMEP des Gesamtsystems, dem CFMEP der einzelnen Kurbeltriebsbauteile und dem CPMEP genutzt wird. Zuerst werden Eingangsdatensätze erstellt, welche mittels LHS so im Werteraum positioniert sind, dass mit einer minimalen Anzahl von Datensätzen ein maximaler Informationsgewinn erfolgt. Mittels dieser Eingangsdatensätze werden bedeutende Einflussgrößen auf den CFMEP variiert. Die Definition dieser bedeutenden Einflussgrößen steht noch aus und erfolgt in Abschnitt 6.2. Unter Nutzung der Eingangsdatensätze werden CFD-Berechnungen durchgeführt. Aus den berechneten Ergebnissen für CFMEP und CPMEP werden Metamodelle erstellt. Diese können für unbekannte Eingangsdatensätze die zugehörigen Antworten berechnen. Mit diesen Metamodellen wird die Analyse des Systems strömungsmechanische Verluste im Kurbelraum durchgeführt.

Mit den Metamodellen sind z.B. Sensitivitäts- und Robustheitsanalysen möglich. Weiterhin können die Einflüsse unsicherer Eingangsgrößen (vgl. Kapitel 3) berechnet werden. Ebenso ist eine Abschätzung verschiedener Betriebszustände möglich, so z.B. Warm- oder Kaltbetrieb. Gleichfalls können Optima der Eingangsparameter ermittelt werden.

Die hier vorgestellte Form der Systemanalyse wird in Kapitel 7 durchgeführt. Voraussetzung dafür ist das Durchführen von dreidimensionalen CFD-Berechnungen des Systems Kurbelraum und das Festlegen der zu betrachtenden Eingangsparameter und deren Wertebereiche.

6 Modellaufbau und Sensitivität

In diesem Kapitel wird auf den Modellaufbau der dreidimensionalen CFD-Berechnungen eingegangen. Der Kurbelraum der BMW R1200GS wird als Beispiel genutzt. Es werden vernetzungsbedingte Vereinfachungen der Geometrie gezeigt. Weiterhin werden die Umsetzung der Netzbewegung und die Formulierung der Randbedingungen dargestellt. Anschließend wird eine Sensitivitätsanalyse entsprechend der in Kapitel 3 aufgeführten Einflussgrößen durchgeführt. Die Untersuchung der Einflussgrößen auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum findet hier erstmalig in diesem Umfang und unter Nutzung numerischer Methoden statt. Die Ergebnisse der Sensitivitätsanalyse werden, sofern möglich, Versuchsergebnissen gegenübergestellt. Abschließend werden die Parameter für die Systemanalyse in Kapitel 7 festgelegt.

6.1 Modellaufbau

In Abbildung 6.1 wird der Motor der BMW R1200GS im Schnitt durch die Kurbelgehäuseteilungsebene dargestellt. Es ist die Boxerkurbelwelle mit 180° Kröpfung ohne Hauptlagerung der Mittelwange erkennbar. Ebenso werden Ölraum, Ausgleichswelle und die Positionierung der Kupplung, welche direkt auf der Kurbelwelle sitzt, gezeigt. Weiterhin wird der Kurbelraum mit Membranventil dargestellt.

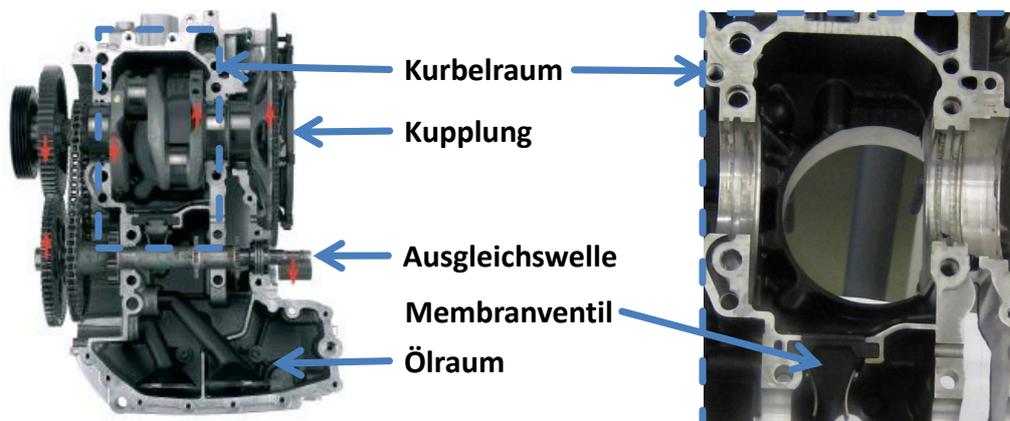


Abbildung 6.1: Kurbelraum im Motor der BMW R1200GS (adaptiert aus [19])

Das dazu korrespondierende Finite-Volumen-Modell wird in Abbildung 6.2 aufgeführt. Dabei werden in Abbildung 6.2a die Oberflächen im Kurbelraum dargestellt. Abbildung 6.2b zeigt die be-

wegten Kurbeltriebsbauteile, also Kurbelwelle, Pleuel und Kolben (der Kolben des ersten Zylinders ist hier nicht dargestellt).

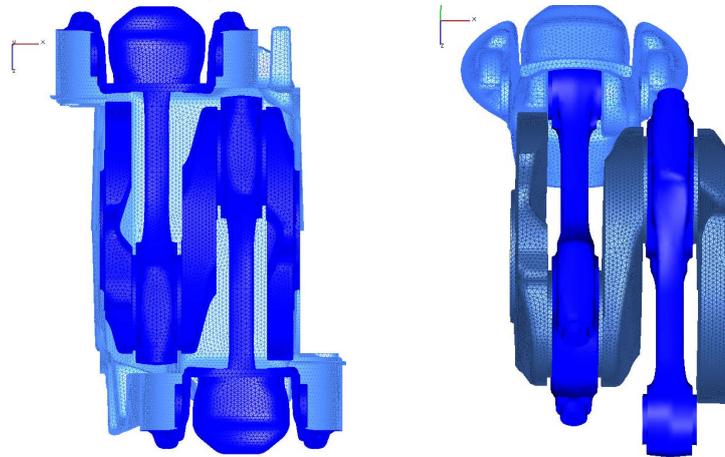


Abbildung 6.2: Oberflächen des Finite-Volumen-Modells a) Kurbelraum und b) Kurbeltrieb der BMW R1200GS

6.1.1 Modellvereinfachungen

Bei der Modellerstellung aus den Geometriedaten müssen Vereinfachungen angewandt werden, um die Generierung der bewegten Netze zu ermöglichen. Besonders Engstellen und überlappende Flächen sind problematisch. Dies betrifft vor allem die Modellierung der Lagerung. In Abbildung 6.3 sind die Lagerungen der Kurbeltriebsbauteile im realen Zusammenbau zu sehen. Konträr dazu wird das jeweils benötigte axiale Spiel zwecks Netzerstellung dargestellt. Es wird deutlich, dass die axialen Spiele der Kurbeltriebsbauteile auf Grund der Vernetzbarkeit vergrößert wurden.

Wie in Abbildung 6.4 gezeigt, werden die Ausgleichsbohrungen in der Kurbelwelle vernachlässigt. Grund ist wieder die problematische Netzgenerierung innerhalb dieser Ausgleichsbohrungen. Im realen Motorbetrieb taucht das Kolbenhemd nahe UT unterhalb der Zylinderlaufbahn in den Kurbelraum ein. Die dabei entstehenden überlappenden Flächen sind für den Vernetzer nicht handhabbar. Entsprechend werden die Kolben korrespondierend zu Abbildung 6.5 modifiziert.

6.1.2 Erstellung der bewegten Netze

Die räumliche Diskretisierung erfolgt mittels des automatisierten Vernetzers FameEngine 2009 (vgl. [8]). Die Systematik bei der Darstellung der Netzbewegung ist folgend: An definierten, kurbelwinkelabhängigen Stützstellen werden Finite-Volumen-Modelle der Geometrie erzeugt. Ausgehend von diesen Stützstellen erfolgt eine Auslenkung des Netzes um eine definierte Anzahl von Grad Kurbelwinkel. Dabei wird das an der Stützstelle erzeugte Finite-Volumen-Netz verzerrt. Um für jede beliebige Position der Kurbelwelle ein Finite-Volumen-Netz zu erhalten wird zwischen der naheliegendsten Stützstelle und der naheliegendsten Auslenkung des Finite-Volumen-Netzes linear

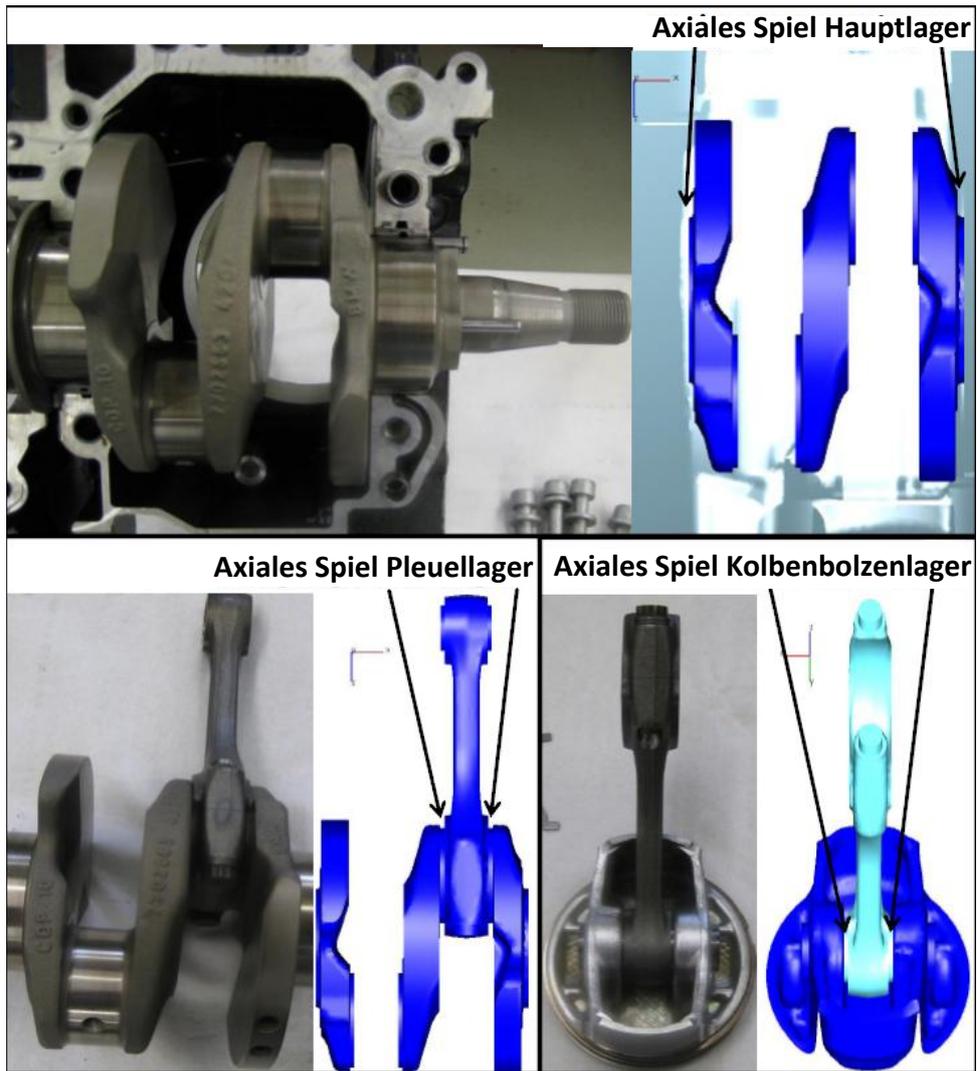


Abbildung 6.3: Geometrievereinfachungen an den Lagern

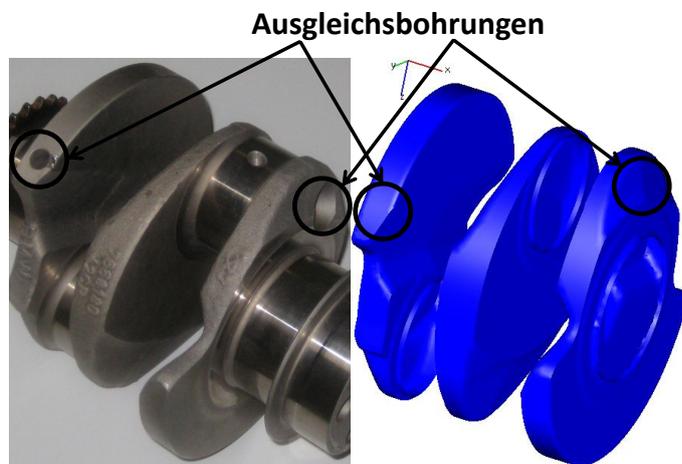


Abbildung 6.4: Geometrievereinfachung der Ausgleichsbohrungen

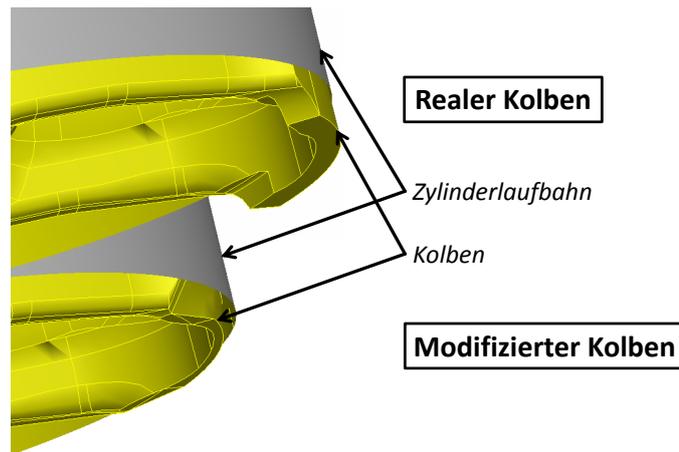


Abbildung 6.5: Vereinfachungen an Kolben/Zylinderlaufbahn

interpoliert.

Die Anzahl der Finite-Volumen-Netze entspricht der Anzahl von Stützstellen. Die Auslenkungen der Stützstellen sind so gewählt, dass eine Überschneidung der Auslenkungen zweier aufeinander folgender Stützstellen erfolgt. An dieser Überschneidung erfolgt ein sogenannter „Rezone“. Das heißt, die Strömungsgrößen werden von einem Finite-Volumen-Netz auf ein anderes interpoliert. Die Geometrie der Netze beim „Rezone“ ist identisch, jedoch unterscheiden sie sich hinsichtlich Zellenanzahl und Positionierung der Zellen. Damit geht ein „Rezone“ mit einem Interpolationsfehler einher.

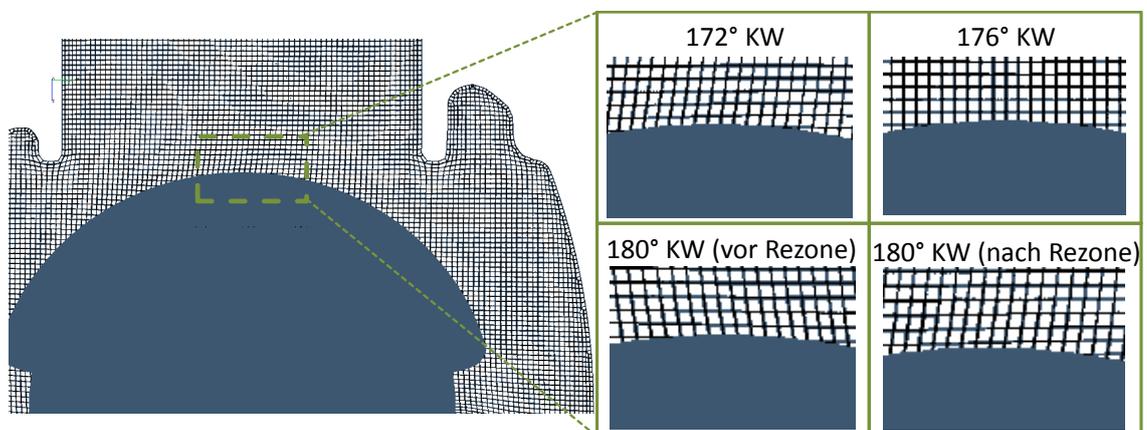


Abbildung 6.6: Netzbewegung beim Finite-Volumen-Modell der BMW R1200GS

Da bei zu großen Auslenkungen von den Stützstellen die Verzerrung des Finite-Volumen-Netzes sehr groß wird und damit die Qualität der Netze reduziert wird, wird eine große Anzahl von Stützstellen und Rezones zur Darstellung einer vollständigen Kurbelwellenumdrehung verwendet. Für diese Arbeit werden bewegte Netze mit Stützstellen alle 8°KW genutzt. Die Auslenkung von den Stützstellen ist jeweils um -4°KW und $+4^\circ\text{KW}$. Damit erfolgt alle 8°KW ein Rezone.

Beispielhaft wird die Netzbewegung in Abbildung 6.6 dargestellt. Dabei ist ein Schnitt durch die

erste Kurbelwellenwange der BMW R1200GS mit den zugehörigen Finite-Volumen-Netzen bei entsprechenden Grad Kurbelwinkel zu sehen. Es wird deutlich, dass die Zellen bei der Änderung des Kurbelwinkels verzerrt werden. Eine Stützstelle befindet sich bei 176 °KW. Die maximale negative Auslenkung ist bei 172 °KW, die maximale positive Auslenkung bei 180 °KW. Bei 180 °KW findet der Rezone von der maximalen positiven Auslenkung der Stützstelle bei 176 °KW auf die maximale negative Auslenkung der Stützstelle bei 184 °KW statt. Die Unterschiede im Finite-Volumen-Netz werden durch die Ausrichtung der Zellen deutlich.

Entsprechend der Veränderung des Kurbelraumvolumens durch die Auf- und Abbewegung der Kolben zwischen OT und UT ändert sich die Zellenanzahl des Finite-Volumen-Modells. Während das Finite-Volumen-Netz im UT 1.151.935 Zellen umfasst, sind es im OT 1.619.152 Zellen. Dies bedeutet, dass der Berechnungsaufwand im OT bedeutend höher ist als im UT.

6.1.3 Randbedingungen

In diesem Abschnitt wird die Definition der Ein- und Auslassrandbedingungen bei der Berechnung der Kurbelraumdurchströmung der BMW R1200GS gezeigt. Abbildung 6.7 stellt die Randbedingungen am Finite-Volumen-Modell dar. Diese sind für die BMW R1200GS:

- Blow-by \Rightarrow Gaseintrag
- Hauptlager \Rightarrow Öleintrag
- Pleuellager \Rightarrow Öleintrag
- Membranventil \Rightarrow Auslass Kurbelraumfluid

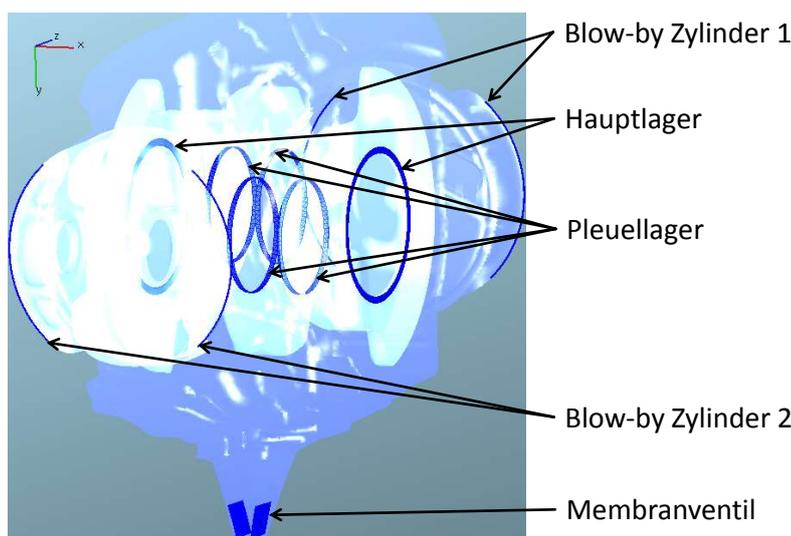


Abbildung 6.7: Ein- und Auslassrandbedingungen des Finite-Volumen-Modell der BMW R1200GS

Die Definition der Einlassrandbedingung der Öleinträge durch Hauptlager und Pleuellager erfolgt als Massenstromrandbedingung mit konstantem Massenstrom. Die Größenordnung der je-

weiligen Öleinträge wird entsprechend Abschnitt 3.5 vorgenommen. Es wird angenommen, dass unverschäumtes Öl eingetragen wird. Die Definition der Oberflächen der Randbedingungen für Hauptlager und Pleuellager wird in Abbildung 6.8 dargestellt. Für die Pleuellagermodellierung wird der zur Vernetzung benötigte axiale Spalt zwischen Kurbelwelle und Pleuel genutzt. Die Hauptlagerdefinition erfolgt am Rand des Übergangs von Kurbelraum zu Kurbelwelle.

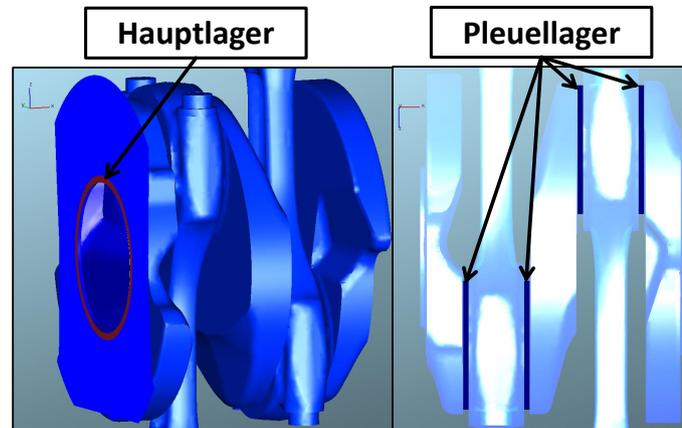


Abbildung 6.8: a) Hauptlager- ; b) Pleuellager- randbedingung

Die Definition der Blow-by-Einlassrandbedingung erfolgt kurbelwinkelaufgelöst entsprechend der Formulierung in Abschnitt 3.3. Die Oberflächendefinition wird in Abbildung 6.9 aufgeführt. Es wird davon ausgegangen, dass der Blow-by-Eintrag an den Stellen erfolgt, an denen der Abstand von Brennraum zum Kurbelraum am dünnsten ist. Damit wird das Kolbenhemd als Fläche des Blow-by-Eintrags vernachlässigt.

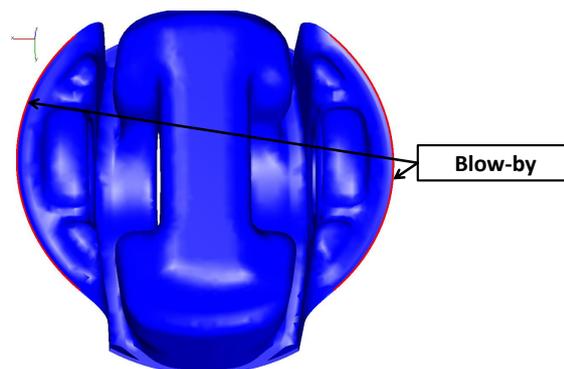


Abbildung 6.9: Blow-by-Randbedingung

Die Modellierung des Membranventils als Auslassrandbedingung erfordert die Modellierung der Wirkungsweise. In Abbildung 6.10 wird das reale Membranventil gegenüber entsprechendem Finite-Volumen-Modell gezeigt. Die außen angeschraubten Bleche definieren den maximalen Öffnungswinkel der Membrane und sind ein mechanischer Bestandteil des Membranventils, der in den strömungsmechanischen Berechnungen nicht betrachtet werden kann. Die Auslassflächen im Finite-Volumen-Netz liegen an derselben Position wie die Öffnungen unter den Membranen am realen

Bauteil.

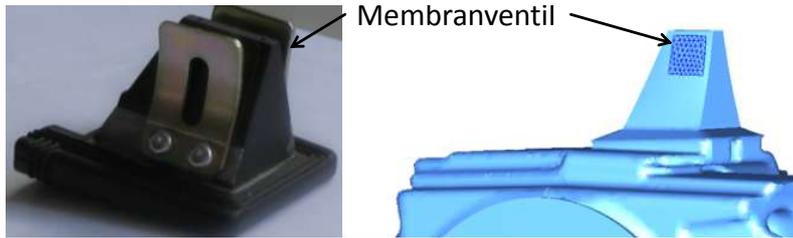


Abbildung 6.10: Membranventil a) real; b) im Finite-Volumen-Modell

Die Funktion des Membranventils wird in Abbildung 6.11 wiedergegeben. Der Kurbelraum ist durch das Membranventil vom Ölräum und somit vom restlichen Kurbelgehäuse getrennt. Wenn im Kurbelraum ein höherer Druck p_A als der benötigte Aktivierungsdruck $p_{Aktivierung}$ anliegt, so wird die Flächenkraft auf die Membranoberfläche so groß, dass sich die Membran verbiegt, das Membranventil somit öffnet und Kurbelraumfluid aus dem Kurbelraum in Richtung des Ölräums strömt. Wenn der Aktivierungsdruck größer als der Druck im Kurbelraum ist, schließt das Membranventil. Entsprechend kann nur Fluid aus dem Kurbelraum in Richtung Ölräum transportiert werden. Ein Rückströmen in den Kurbelraum ist nicht möglich. Der Aktivierungsdruck setzt sich aus dem Druck im Ölräum p_B und eine, durch die Membransteifigkeit bedingte, Druckdifferenz p_{MV} zusammen:

$$p_{Aktivierung} = p_B + p_{MV} \tag{6.1}$$

p_{MV} gibt die Flächenkraft wieder, welche zum Öffnen des Membranventils benötigt wird. Die Membran ist ein Bauteil welches eine hohe Eigendynamik hat. Das dynamische Verhalten ist mit einfachen Methoden nicht abschätzbar. Entsprechend wird als vereinfachte Modellierung die Funktionsweise entsprechend der Darstellung 6.11 gewählt: Es strömt immer dann Kurbelraumfluid aus dem Kurbelraum, wenn der Druck am Membranventil größer als der Aktivierungsdruck ist.

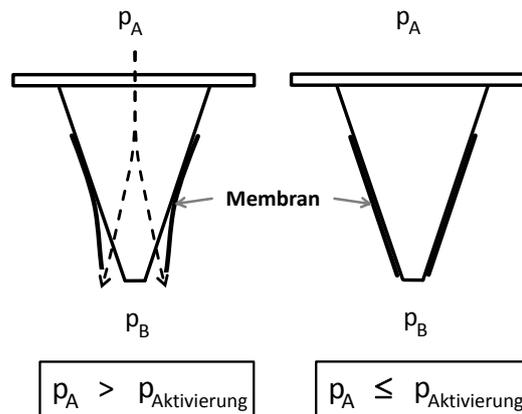


Abbildung 6.11: Modellierung des Membranventils

Die Druckdifferenz zur Öffnung des Membranventils und der Einfluss des dynamischen Verhaltens werden mittels Niederdruckindizierung von Kurbelraum und Ölräum bestätigt. In Abbildung 6.12

wird der Druckverlauf im Ölraum dem Druckverlauf im Kurbelraum bei Drehzahlen von $2.000\text{ }^1/\text{min}$ und $8.500\text{ }^1/\text{min}$ gegenübergestellt. Dadurch, dass das mittlere Druckniveau im Kurbelraum höher liegt, wird deutlich, dass der benötigte Aktivierungsdruck $p_{\text{Aktivierung}}$ zum Öffnen des Membranventils bei $8.500\text{ }^1/\text{min}$ höher ist, als bei $2.000\text{ }^1/\text{min}$. Da der Druck p_B im Ölraum bei beiden Betriebspunkten fast konstant ist, ändert sich die Größe von p_{MV} . Dies ist durch die Dynamik des Membranventils bedingt, welche bei $8.500\text{ }^1/\text{min}$ einen großen Einfluss auf das Öffnen und Schließen des Membranventils hat.

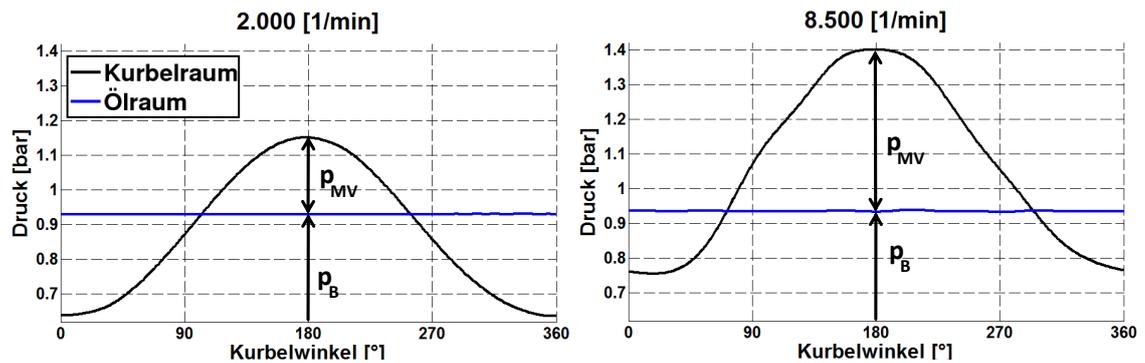


Abbildung 6.12: Gemessene Druckverläufe im Kurbelraum und Ölraum der BMW R1200GS

6.2 Sensitivität

Die Sensitivitätsanalyse soll Aufschluss über die Auswirkungen der im Kapitel 3 aufgeführten Einflussgrößen hinsichtlich der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum geben. Diese werden, soweit möglich, Ergebnissen aus vergleichbaren Versuchen gegenübergestellt. Da die Wirkung der meisten Einflussgrößen nicht im realen Motorbetrieb gemessen werden kann, wird ein Prinzipversuch von in Öl bewegten Zahnradpaarungen als Abgleichsmöglichkeit genutzt, welcher in [75] vorgestellt wurde. Der Versuchsaufbau besteht aus zwei Zahnradern welche gegeneinander rotieren (vgl. Abb. 6.13). Durch den geschickten Versuchsaufbau und die spezielle Nachbehandlung der Oberflächen sind, laut [75], die mechanischen Verluste von vernachlässigbarer Größenordnung. Somit werden die strömungsmechanischen Verluste gemessen. Da keine Volumenänderungsarbeit verrichtet wird, werden mit diesem Versuch nur die fluiddynamischen Verluste (CWMEP) betrachtet. Die Größe h in Abbildung 6.13 gibt den Ölstand wieder, wobei $h = 1$ bedeutet, dass Öl bis zur Rotationsachse der Zahnräder aufgefüllt wurde. In [75] wurden keine Angaben zum Gesamtvolumen des Versuchsaufbaus bzw. zum resultierenden Ölvolumenanteil aufgeführt. Unter der Annahme, dass die Höhe des Versuchsaufbaus $2 \cdot h$ entspricht, also die Rotationsachsen auf halber Höhe liegen, würde bei einer Ölfüllhöhe von $h = 0.05$ der Ölvolumenanteil 2.5% betragen und wäre damit nahe an den folgend angenommenen Werten für die Sensitivitätsanalyse an Hand des Kurbelraums der BMW R1200GS. Mit dem Aufbau des Prinzipversuchs wurden verschiedene Variationen durchgeführt, wozu unter anderem Drehzahl, Temperatur und Ölstand zählen. Die Vergleichbarkeit zum Kurbeltrieb ist insofern gegeben, dass schnell bewegte Körper in einem ölhaltigen Medium betrachtet werden. Wie bereits erläutert wurde, ist die direkte Messung der strömungsmechanischen Verluste am Kurbeltrieb auf Grund der immer enthaltenen Lagerreibung nicht möglich. Daher wird die Gegenüberstellung zu den Zahnradpaarungen genutzt.

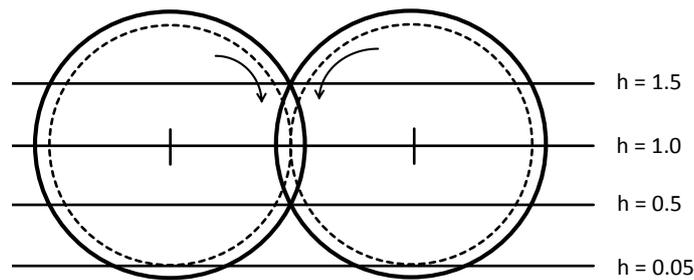


Abbildung 6.13: Prinzipversuch Zahnradpaarung (reproduziert nach [75, Abb. 5b])

Die Sensitivitätsanalyse zu den strömungsmechanischen Verlusten im Kurbelraum erfolgt, soweit nicht anders angegeben, mit den Parametern in Tabelle 6.1.

Kurbelraumgas	Luft
Ölsorte	15W40 (vgl. Abschnitt 3.7)
Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid	1.6 %
Temperatur	90 °C
Aktivierungsdruck Membranventil	1.218 bar
Blow-by	10 l/min
Öleintrag je Hauptlagerrandbedingung	0.3 l/min
Öleintrag je Pleuellagerrandbedingung	0.1 l/min
d_{32} Öltröpfchengrößenspektrum	80 μm

Tabelle 6.1: Grundeinstellungen bei der Sensitivitätsanalyse

Ausgewertet wird jeweils die dritte berechnete Kurbelwellenumdrehung, da bei der Betrachtung weiterer Kurbelwellenumdrehungen nur vernachlässigbare Veränderungen des CFMEP auftreten. Weiterhin wird festgelegt, dass der in diesem Unterkapitel angegebene Ölvolumenanteil sich immer auf das Kurbelraumvolumen des Boxermotors in UT-Stellung der Kolben bezieht.

6.2.1 Drehzahleinfluss

Der berechnete, drehzahlabhängige CFMEP auf Grund der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum der BMW R1200GS wird in Abbildung 6.14 dargestellt. Das betrachtete Drehzahlband umfasst 1.000¹/min bis 9.000¹/min. Der Anstieg des CFMEP erfolgt progressiv. Weiterhin wird der, aus der Widerstandskraft entsprechend Gleichung 3.2 berechnete, Verlauf des Reibmoments dargestellt. Dabei gibt r_{SP} den Abstand des Angriffspunktes der Widerstandskraft von der Rotationsachse der Kurbelwelle an, welcher zur Umrechnung in das Reibmoment benötigt wird. Da sich die Geometrie nicht ändert, entspricht das Reibmoment auf Grund der Widerstandskraft

M_D :

$$M_D = r_{SP} \cdot F_D = \frac{1}{2} \cdot \rho_M \cdot C_D \cdot A_K \cdot v_r^2 \cdot r_{SP} \quad (6.2)$$

Die Relativgeschwindigkeit v_r ist proportional zur Drehzahl n . Da sowohl die Dichte ρ_M als auch der Widerstandsbeiwert C_D , die Fläche A_K und r_{SP} unabhängig von der Drehzahl als konstant angenommen werden können, werden diese zur Konstante C zusammengefasst. Damit ergibt sich

$$M_D \sim C \cdot n^2 \quad \text{mit} \quad C = \frac{1}{2} \cdot \rho_M \cdot C_D \cdot A_K \cdot r_{SP} . \quad (6.3)$$

Somit kann mit einem berechneten Datenpunkt A der theoretische drehzahlabhängige Verlauf des Reibmoments auf Grund der Widerstandskraft berechnet werden:

$$C = \frac{M_A}{n_A^2} \quad \Rightarrow \quad M_D = C \cdot n^2 \quad (6.4)$$

Bezogen auf 6.000 1/min für Datenpunkt A wird dieser theoretische Verlauf in Abbildung 6.14 aufgeführt. Es wird deutlich, dass der Verlauf des Reibmoments aus der dreidimensionalen CFD-Berechnung dem Verlauf des Reibmoments entsprechend Gleichung 6.4 ähnelt. Die Abweichung von der Parabelform ist auf nichtlineare strömungsmechanische Effekte, die unterschiedlichen Phasengeschwindigkeiten und auf die wechselnden Geschwindigkeiten der Pleuel und Kolben während einer Kurbelwellenumdrehung zurückzuführen.

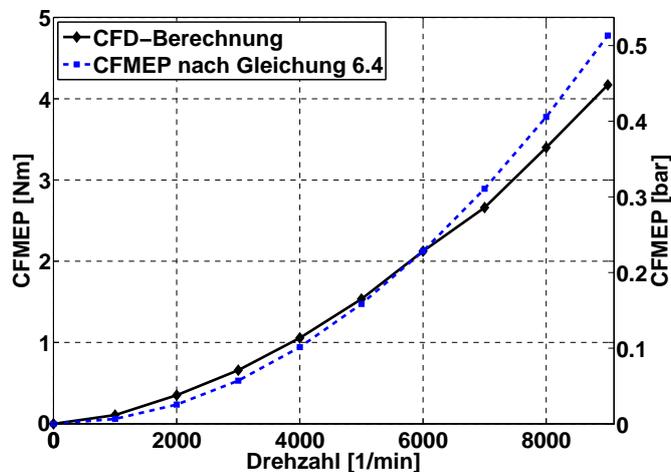


Abbildung 6.14: Drehzahleinfluss auf den CFMEP

Bei dem Prinzipversuch zu den Zahnradpaarungen wurde ebenfalls ein überlinearer Drehmomentenanstieg mit der Drehzahl gemessen (siehe Abb. 6.15a). Die Ölfüllhöhe im Prinzipversuch betrug $h = 0.05$ und liegt mit dem resultierenden Ölvolumenanteil von $\sim 2.5\%$ nahe dem Ölvolumenanteil, welcher für die Sensitivitätsanalyse der BMW R1200GS genutzt wurde. Die Versuche bei diesem Ölfüllstand wurden bis zu einer Drehzahl von 6.000 1/min durchgeführt, was auch die Basis für den Relativvergleich in Abb. 6.15b darstellt. Es zeigt sich, dass bei einem geringen Ölvolumenanteil beim Prinzipversuch Zahnradpaarung die Lagerreibung nicht komplett vernachlässigbar ist. Die Lagerreibung hat eine Größenordnung nahe des Reibmomentes bei 1.000 1/min und wird hier

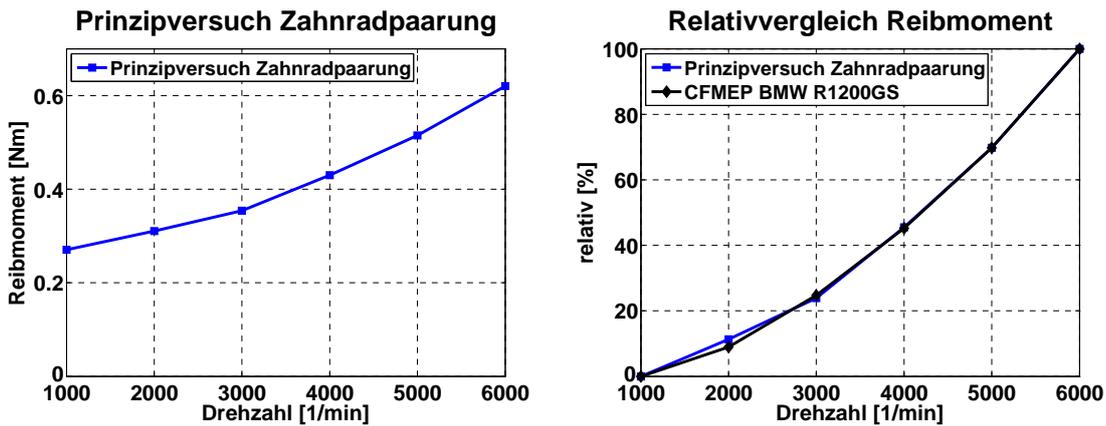


Abbildung 6.15: a) Gemessener Drehzahleinfluss Prinzipversuch Zahnradpaarungen (reproduziert nach [75, Abb. 6]); b) Gegenüberstellung der relativen Ergebnisse aus Abb. 6.14 und Abb. 6.15a (bezogen auf den Drehzahlbereich von 1.000 1/min bis 6.000 1/min)

folgend als konstante Unsicherheit im Versuchsaufbau betrachtet. In [75] wird die Größenordnung des daraus resultierenden Fehlers nicht angegeben. Mit den, in [75], vorgeschlagenen Formeln für die beim Versuch auftretende Lagerreibung ist keine realistische Abschätzung dieser Unsicherheit möglich. Damit folgt der Relativvergleich zum Anstieg des Reibmomentes beim Prinzipversuch Zahnradpaarungen und zum CFMEP der BMW R1200GS in Abb. 6.15b für die Drehzahlen von 1.000 1/min bis 6.000 1/min. Es zeigt sich, dass das Anwachsen des Reibmomentes im Prinzipversuch Zahnradpaarungen, unter Vernachlässigung der Unsicherheit auf Grund der Lagerreibung, sehr gut mit der Berechnung des CFMEP der BMW R1200GS korreliert.

6.2.2 Einfluss der Gaszusammensetzung

Entsprechend Abschnitt 3.4 werden drei mögliche Zusammensetzungen des Blow-by-Gases untersucht, welche die Zusammensetzung des Kurbelraumgases bestimmen. Die Stoffwerte der Gaszusammensetzungen bei 90 °C und 1 bar werden in Tabelle 6.2 aufgeführt. Die Dichten der Gaszusammensetzungen variieren entsprechend der spezifischen Gaskonstante um 5%. Die dynamischen Viskositäten unterscheiden sich um maximal 9%.

	Luft	Kraftstoff-Luft-Gemisch ($\lambda = 1$)	Abgas
spez. Gaskonstante R [J/kg·K]	287.2	286.11	273.81
Dichte ρ [kg/m ³]	0.959	0.962	1.006
dyn. Viskosität μ [10 ⁻⁵ Ns/m ²]	2.15	2.22	2.03

Tabelle 6.2: Stoffwerte der untersuchten Gaszusammensetzungen

In Abbildung 6.16 wird der Einfluss der Gaszusammensetzung bei Drehzahlen von 3.000 1/min, 5.000 1/min und 7.000 1/min gezeigt. Es ist ersichtlich, dass der Einfluss der Zusammensetzung des Kurbelraumgases gering ist. Bei einer Drehzahl von 7.000 1/min ist die Differenz der berechneten Ergebnisse mit Abgas und Luft ca. 2%. Damit sind die Auswirkungen der Unsicherheit auf Grund

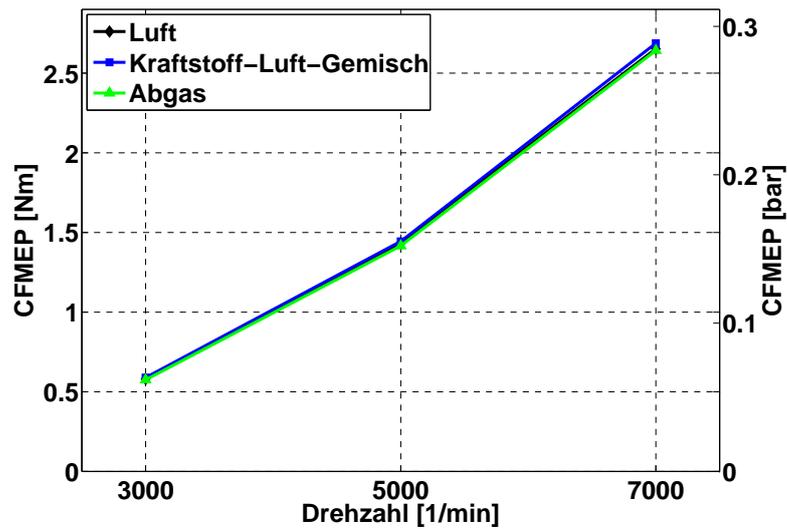


Abbildung 6.16: Einfluss der Gaszusammensetzung auf den CFMEP

der Gaszusammensetzung von vernachlässigbarem Einfluss auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum. Folgend wird als einzige Gaszusammensetzung Luft betrachtet, da die zum Abgleich genutzten Versuchsergebnisse aus Messungen im geschleppten Motorbetrieb stammen, bei welcher der Blow-by-Eintrag Umgebungsluft ist.

6.2.3 Einfluss des Ölvolumenanteils

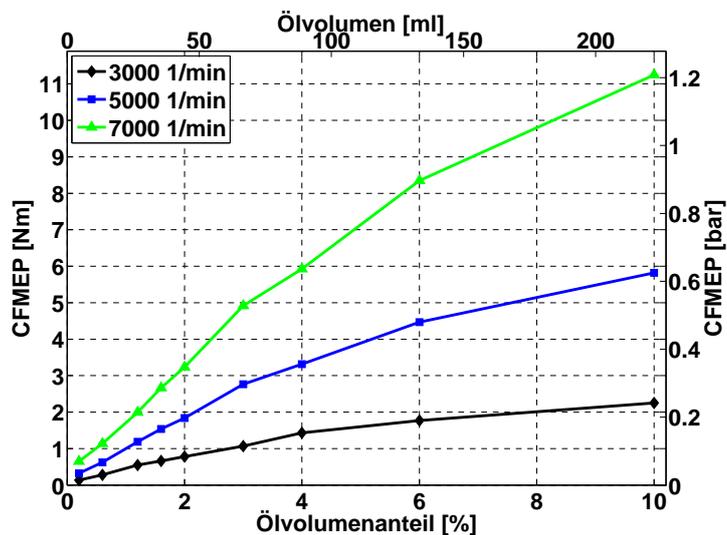


Abbildung 6.17: Einfluss des Ölvolumenanteils auf den CFMEP

Wie bereits bekannt, steigt der Strömungswiderstand linear mit der Dichte des anströmenden Fluids. Für die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum der BMW R1200GS wird in Abbildung 6.17 für verschiedene Drehzahlen die Abhängigkeit des berechneten CFMEP vom Volumenanteil Öl dargestellt. Es ist zu erkennen, dass der CFMEP mit steigendem Ölvolumenanteil

erst linear ansteigt und mit weiter steigendem Ölvolumenanteil der Anstieg des CFMEP abflacht. Die Ursache dafür ist der Ölanteil auf den bewegten Kurbeltriebsbauteilen. Als Hinweis zum Ölvolumenanteil im Kurbelraum soll gegeben werden, dass dieser immer als mittlerer Wert über den gesamten Kurbelraum angegeben wird. Ein Großteil des Öls ist dabei an den Wänden angelagert, wobei hier bei den Berechnungen ebenso kein Wandfilmmodell genutzt wurde. Im freien Strömungsgebiet ist der Ölvolumenanteil wesentlich geringer als an den Wänden, korreliert aber gleichfalls mit dem mittleren Ölvolumenanteil im Kurbelraum. Für den Betriebspunkt bei $3.000\ 1/\text{min}$ erfolgt in Abbildung 6.18a eine relative Gegenüberstellung des Ölanteils an den bewegten Kurbeltriebsbauteilen zu dem im Kurbelraum berechneten CFMEP in Abhängigkeit vom Ölvolumenanteil im Kurbelraum. Bezugspunkt der Gegenüberstellung ist ein Ölvolumenanteil im Kurbelraum von 10 %. Es wird deutlich, dass der Anstieg des CFMEP mit dem Anstieg des Ölanteils auf den bewegten Kurbeltriebsbauteilen korreliert. Abbildung 6.18b zeigt die mittleren Ölanteile auf den einzelnen Kurbeltriebsbauteilen während einer Kurbelwellenumdrehung in Abhängigkeit vom Ölvolumenanteil im Kurbelraum. Der höchste mittlere Ölanteil liegt auf den Oberflächen der Pleuel vor, der geringste auf den Oberflächen der Kurbelwelle. Bei geringem Ölvolumenanteil im Kurbelraum ist der Ölanteil auf der Oberfläche der Kurbelwelle am höchsten. Dies ist durch den Lageröleintrag bedingt, welcher direkt an der Kurbelwelle erfolgt. Dieser Lagerölanteil hat nur einen geringen Einfluss auf das Öl an den Oberflächen von Pleuel und Kolben. Bei hohem Ölvolumenanteil im Kurbelraum verliert der Öleintrag durch die Lager an Bedeutung. Bei der Berechnung weiterer Kurbelwellenumdrehungen zeigt sich, dass der Öleintrag an den Lagern auch einen stärkeren Einfluss auf den Ölanteil an den Oberflächen von Kolben und Pleuel hat. Zusammenfassend ist der CFMEP vor allem vom Ölvolumenanteil in der freien Strömung abhängig. Das Öl in der freien Strömung hat einen direkten Einfluss auf den Ölanteil auf den Oberflächen der bewegten Bauteile. Die in Abbildung 6.18 dargestellten Korrelationen ergeben sich daraus, dass bei einem höheren Ölvolumenanteil im Kurbelraum überproportional mehr Öl in Richtung der feststehenden Kurbelraumwand transportiert und somit, relativ gesehen, ein geringerer Ölvolumenanteil in der freien Strömung vorherrscht, welcher letztlich von den bewegten Kurbeltriebsbauteilen bei deren Bewegung „aufgesammelt“ wird. Mit dieser „aufgesammelten“ Ölmenge wird die Größenordnung des CFMEP beeinflusst.

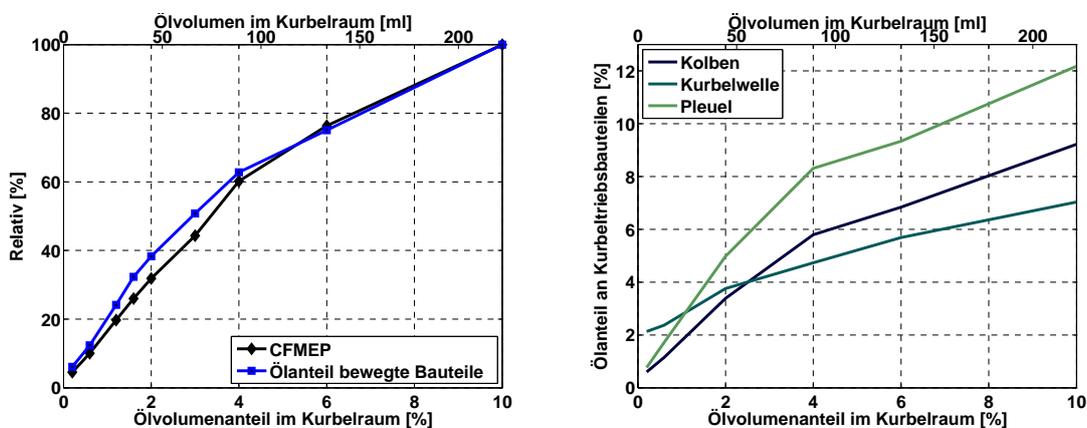


Abbildung 6.18: Ölanteil a) im Vergleich zum CFMEP; b) an den Kurbeltriebsbauteilen

In Abbildung 6.19 wird der kurbelwinkelaufgelöste Ölanteil an den bewegten Kurbeltriebsbauteilen für unterschiedliche Ölvolumenanteile im Kurbelraum dargestellt. Die gestrichelte Linie stellt den jeweiligen Mittelwert dar. Bei 0°KW befindet sich der Kolben im UT. Die Schwankungen der Ölanteilsverläufe werden von den Kolben dominiert. Die Ölanteilsverläufe an Kurbelwelle und Pleuel bleiben relativ konstant, wobei größere Schwankungen auf den Pleuel erkennbar sind. Dies ist bedingt durch die gemischte rotatorische und translatorische Bewegung der Pleuel. Der Anstieg des Ölanteils an den Kolben entsteht dadurch, dass der Kolben vom OT in den UT bewegt wird und dabei das gesamte Öl im Kurbelraumfluid unterhalb des Kolbens aufammelt. Während des Abbremsens des Kolbens bei der Bewegung in den UT wird Öl von der Kolbenoberfläche in den Kurbelraum abgegeben. Damit sinkt der Ölanteil am Kolben. Beim Zurückfahren von UT in OT verringert sich der Ölanteil am Kolben kontinuierlich. Mit der Veränderung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum ist ein Phasenversatz des maximalen Ölanteils am Kolben erkennbar. Bei einem Ölvolumenanteil im Kurbelraum von 10% erfolgt das Ölabschleudern von der Kolbenunterseite in den Kurbelraum früher als bei niedrigem Ölvolumenanteil. Damit wird der mittlere Ölanteil an den bewegten Oberflächen stärker verringert. Dies ist in Abbildung 6.18b zu sehen: Bis 2% Ölvolumenanteil im Kurbelraum steigt der Ölanteil an den Kurbeltriebsbauteilen linear, darüber flacht die Kurve ab. Dies korreliert mit der Änderung des Zeitpunkts des maximalen Ölanteils am Kolben. Physikalisch kann das Abflachen der Kurve mit den Ölanteilen der Kurbeltriebsbauteile so betrachtet werden, dass eine Sättigung erfolgt: Der Ölfilm wird sehr dick und löst sich leicht von den Oberflächen, bzw. weitere Ölanlagerung wird erschwert.

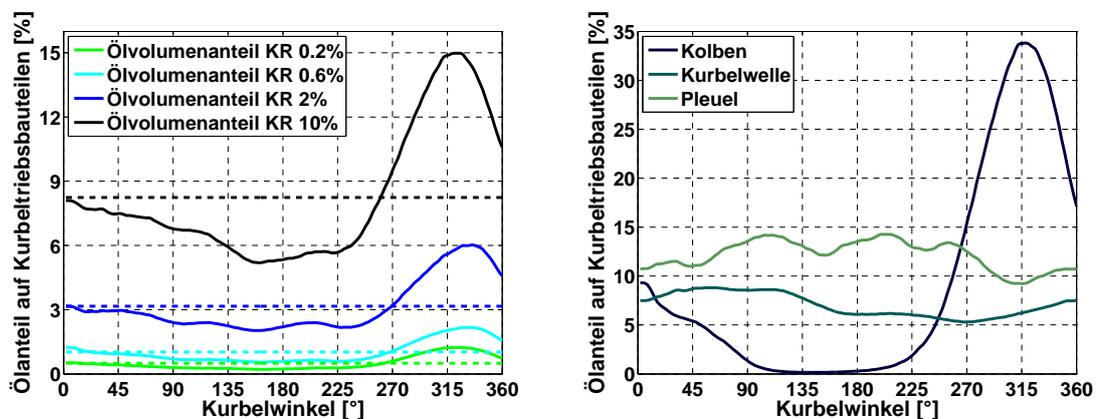


Abbildung 6.19: Kurbelwinkelaufgelöster Ölanteil: a) Kurbeltriebsbauteile gesamt; b) an Kolben, Kurbelwelle und Pleuel bei 10% Ölvolumenanteil im Kurbelraum

In Abbildung 6.20 wird das Reibmoment beim Prinzipversuch Zahnradpaarung in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölanteil im Getriebegehäuse dargestellt. Die Definition des Ölanteils erfolgt über die Ölfüllhöhe. Es wurden vier Varianten gemessen, wobei h nach Abbildung 6.13 definiert ist und die Füllstände 0.05, 0.5, 1 und 1.5 umfasst, wobei $h = 0.05$ am ehesten dem Ölvolumenanteil im Boxerkurbelraum entspricht. Es wird deutlich, dass im Prinzipversuch der Anstieg des Reibmoments bei steigendem Ölanteil anfänglich linear ist und im weiteren Verlauf abflacht. Entsprechend deckt sich die Aussage des Prinzipversuchs mit dem berechneten CFMEP der BMW R1200GS in Abbildung 6.17.

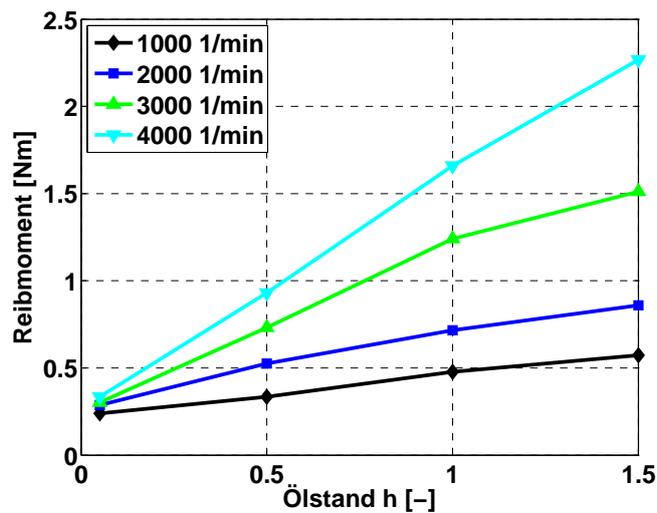


Abbildung 6.20: Gemessener Einfluss des Ölanteils beim Prinzipversuch (reproduziert nach [75, Abb. 10])

Der Ölvolumenanteil im Kurbelraum hat einen großen Einfluss auf den CFMEP, womit dessen unsichere, und bisher nicht experimentell bestimmte, absolute Größenordnung am realen Motor einen großen Einfluss auf die Berechnung des CFMEP realer Motoren hat.

6.2.4 Einfluss der Temperatur

Es wird der Temperatureinfluss auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum aufgezeigt. Dazu werden Temperaturen von 60 °C, 90 °C und 120 °C betrachtet. Die Stoffwerte des Kurbelraumfluids (15W40-Öl und Luft) werden entsprechend angepasst. In Tabelle 6.3 sind die temperaturabhängigen Stoffwerte bei 1 bar aufgeführt.

Temperatur	Öl 15W40		Luft	
	Dichte [kg/m ³]	dyn. Visk. [Ns/m ²]	Dichte [kg/m ³]	dyn. Visk. [Ns/m ²]
60 °C	851	0.04048	1.045	2.01 e-5
90 °C	832	0.01694	0.959	2.15 e-5
120 °C	813	0.0081	0.886	2.28 e-5

Tabelle 6.3: Temperaturabhängige Stoffwerte Kurbelraumfluid

Der berechnete CFMEP in Abhängigkeit von der Temperatur wird in Abbildung 6.21 dargestellt. Es zeigt sich, dass mit steigender Temperatur die strömungsmechanischen Verluste zunehmen. Die berechneten CFMEP bei 60 °C und 120 °C weichen um 9 % voneinander ab.

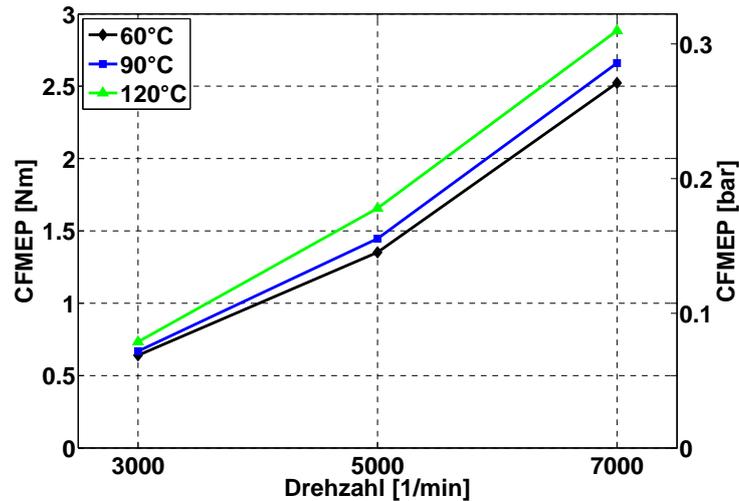


Abbildung 6.21: Einfluss der Temperatur auf den CFMEP

Aus den Berechnungen ging hervor, dass die temperaturbedingte Viskositätsänderung des Öls einen größeren Einfluss auf den CFMEP hat, als die temperaturbedingte Dichteänderung. Die Einflüsse auf Grund der Änderung der Stoffwerte des Gases sind von vernachlässigbarer Größenordnung. Der Anstieg des CFMEP mit der Temperatur wird durch die geringer werdende Viskosität des Öls verursacht. Dieser Zusammenhang ist unerwartet und wird im Folgenden gesondert diskutiert.

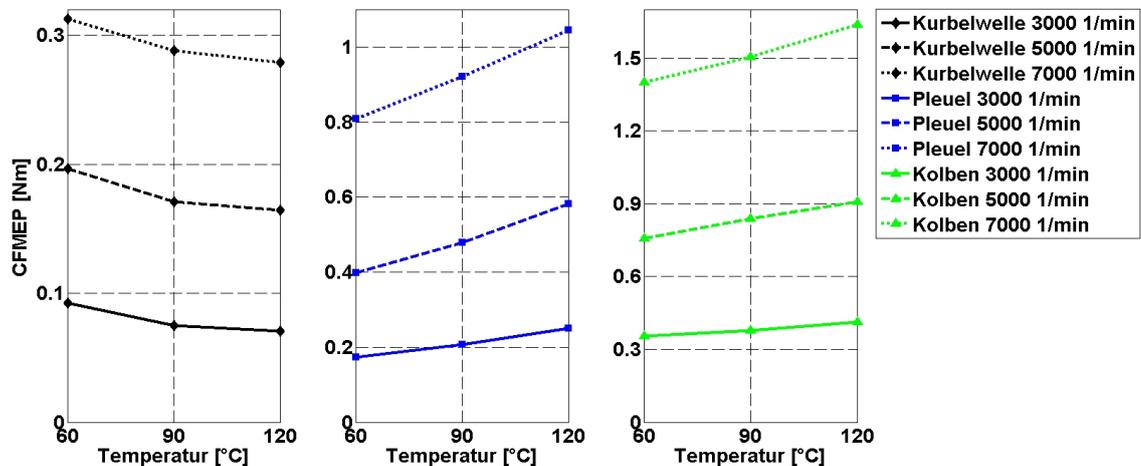


Abbildung 6.22: Einfluss der Temperatur auf den CFMEP der Kurbeltriebsbauteile

In Abbildung 6.22 wird der Temperatureinfluss auf den CFMEP der einzelnen Kurbeltriebsbauteile gezeigt. Es wird deutlich, dass der durch die Kurbelwelle verursachte CFMEP mit steigender Temperatur und fallender Ölviskosität niedriger wird, während der CFMEP von Pleuel und Kolben steigt. Damit resultiert das Ansteigen des Gesamt-CFMEP mit der Temperatur daraus, dass die CFMEP von Pleuel und Kolben zusammen stärker ansteigen als der CFMEP der Kurbelwelle fällt. Da sich in der Literatur keine Versuche zum Ölabschleudern von nicht rotatorisch bewegten Körpern finden, wird an Hand der vorliegenden Berechnungsergebnisse eine Hypothese aufgestellt: Bei der rotatorisch bewegten Kurbelwelle wird das Öl unabhängig von der Viskosität immer von den Lagern zum äußeren Umfang der Kurbelwellenwangen transportiert und von dort abgeschleudert.

Auf Grund der dabei auftretenden Scherkräfte erfolgt eine Dissipation von Energie. Entsprechend der Schubspannungen und Scherkräfte sinkt die Energiedissipation mit abnehmender Viskosität. Dieser Effekt tritt trotz des bei der Berechnung nicht vorhandenen Wandfilmmodells auf, da die Ölverlaufwege von den Lagern zu den äußeren Kurbelwellenradien entlang der Kurbelwellenoberfläche führen.

Mit der Temperatur steigt der Ölanteil an den Oberflächen von Pleuel und Kolben, was, analog zu Abschnitt 6.2.3, zu einer Erhöhung des CFMEP führt. Die Ursache für einen kleineren CFMEP mit höherer Ölviskosität kann zum einen ein geringerer Öl volumenanteil in der freien Strömung oder ein verstärkter Öltransport von Pleuel und Kolben sein. Was letztlich die Ursache für den geringeren Ölanteil an den Oberflächen von Pleuel und Kolben ist, kann nicht geklärt werden. Die plausibelste Erklärung ist, dass mit höherer Viskosität (niedriger Temperatur) mehr Öl an der Kurbelraumwand liegt, welches nicht wieder von der freien Strömung aufgenommen wird und damit nicht von den bewegten Bauteiloberflächen erfasst werden kann. Sicher ist, dass laut Berechnung die Ölanteile an den Oberflächen von Pleuel und Kolben mit der Temperatur steigen. Die Unabhängigkeit der Kurbelwelle von diesem Effekt kann damit erklärt werden, dass der primäre Ölauftrag auf die Kurbelwelle von den Lagern kommt und im Verhältnis dazu nur wenig Öl aus der freien Strömung aufgenommen wird.

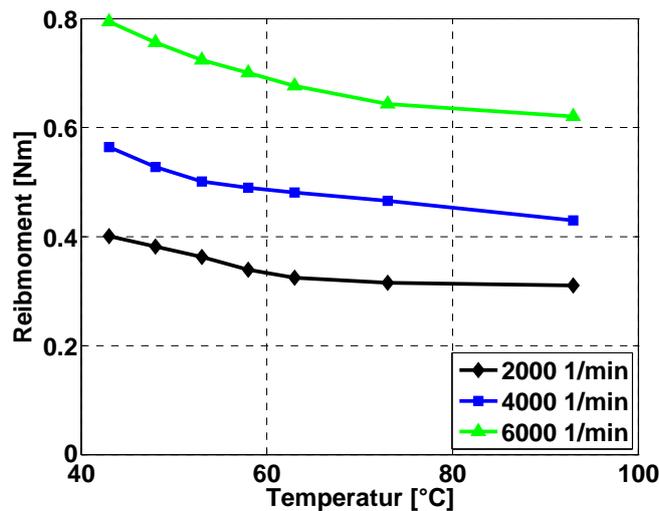


Abbildung 6.23: Gemessener Temperatureinfluss beim Prinzipversuch Zahnradpaarungen (reproduziert nach [75, Abb. 6])

In Abbildung 6.23 wird der gemessene Temperatureinfluss beim Prinzipversuch Zahnradpaarung bei einer Ölfüllhöhe von $h = 0.05$ dargestellt. Hierbei nimmt das Reibmoment mit steigender Temperatur und sinkender Ölviskosität ab. Vom Aufbau her ist der Prinzipversuch Zahnrad mit der rotatorischen Bewegung der Kurbelwelle vergleichbar. Damit stimmen die Aussagen der berechneten Ergebnisse für die Kurbelwelle und die Ergebnisse des Prinzipversuchs überein.

Der Einfluss der Temperatur auf das Gesamtreibmoment des Motors der BMW R1200GS wird in Abbildung 6.24 dargestellt. Es wird gezeigt, dass mit steigender Temperatur das Reibmoment fällt. Dies ist gegensätzlich zur Aussage des berechneten CFMEP im Kurbelraum. Ursache ist, dass die

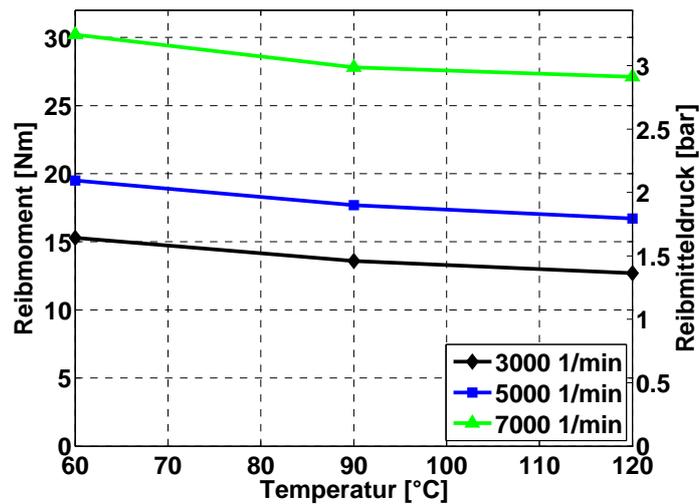


Abbildung 6.24: Einfluss der Öltemperatur auf das Gesamtriebmoment des Motors der BMW R1200GS (reproduziert nach [14])

Lagerreibung mit kleiner werdender Ölviskosität reduziert wird. Die Reduktion der Lagerreibung ist größer als das Ansteigen des CFMEP, wodurch das Gesamtriebmoment des Motors sinkt.

6.2.5 Einfluss der Ölsorte

Der Einfluss des Ölsorte auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum wird an Hand von Abbildung 6.25 gezeigt. Es werden die typischen Ölsorten aus Abschnitt 3.7 gegenübergestellt. Die Stoffkennwerte der Ölsorten bei 90 °C werden in Tabelle 6.4 aufgeführt.

	15W40	5W40	10W60
Dichte ρ [kg/m ³]	832.0	812.5	810.0
dyn. Viskosität μ [Ns/m ²]	0.01694	0.01397	0.02656

Tabelle 6.4: Stoffwerte der typischen Ölsorten aus Abschnitt 3.7 bei 90 °C

Der Vergleich des CFMEP in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölsorte in Abbildung 6.25 zeigt, dass bei 5W40-Öl über den gesamten Drehzahlverlauf der höchste CFMEP auftritt. Die maximale Differenz zwischen 15W40- und 5W40-Öl liegt bei 4 %, die maximale Abweichung von 10W60- zu 5W40-Öl bei 8 %. Dies wird durch die unterschiedliche Viskosität verursacht. Analog zur Auswertung des Temperatureinflusses steigt der CFMEP mit geringer werdender Viskosität. Dies ist ebenso in dem steigenden CFMEP von Pleuel und Kolben begründet, während der CFMEP der Kurbelwelle bei geringerer Viskosität kleiner wird.

In Abbildung 6.26 wird das drehzahlabhängige Gesamtriebmoment des Motors der BMW R1200GS aus einem Strip-Down-Versuch dargestellt. Es erfolgte eine Variation der Ölsorten 15W40 und 10W60. Es zeigt sich, dass unter Verwendung des 10W60-Öls das Reibmoment konstant höher ist

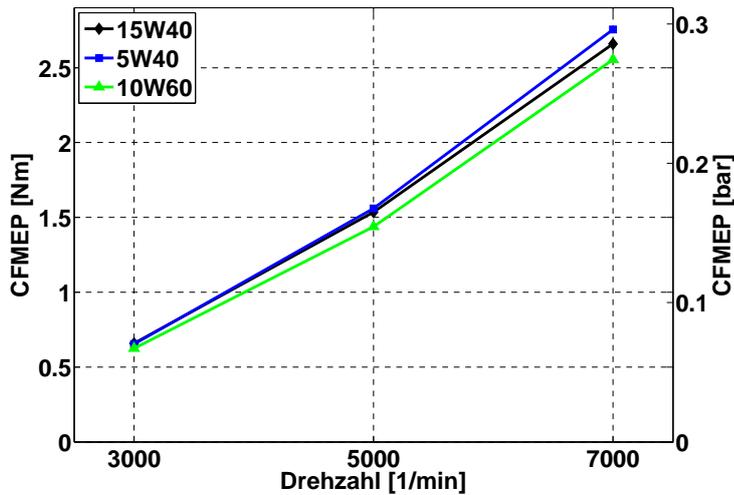


Abbildung 6.25: Einfluss der Ölsorte auf den CFMEP

als bei Verwendung von 15W40-Öl. Dies ist bedingt durch die niedrigere Viskosität des 15W40-Öls und der damit geringeren Lagerreibung. Im Mittel ist das Reibmoment bei Verwendung von 10W60-Öl um ca. 2 % erhöht. Entsprechend Abbildung 6.25 leisten die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum keinen Beitrag dazu.

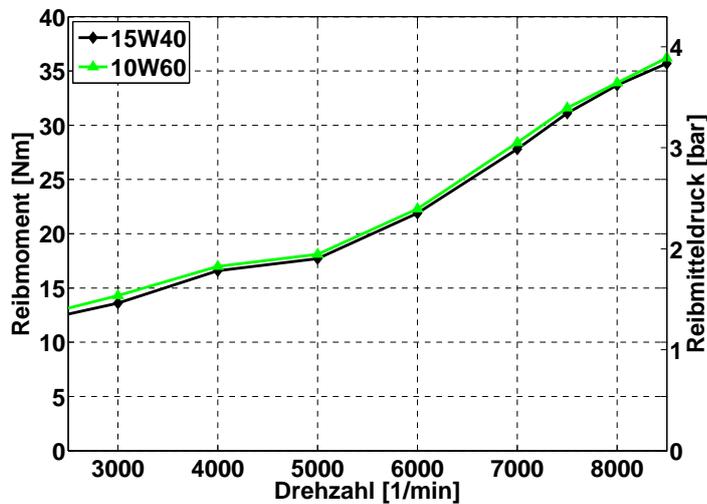


Abbildung 6.26: Einfluss der Ölsorte auf das Gesamtreibmoment des Motors der BMW R1200GS (reproduziert nach [14])

6.2.6 Einfluss des Blow-by

Der Einfluss des Blow-by-Volumenstroms auf den berechneten CFMEP wird in Abbildung 6.27a dargestellt. Es wird gezeigt, dass der Einfluss der Menge des Blow-by-Eintrags gering ist. Mit steigendem Blow-by sinkt der CFMEP minimal. Ursache dafür ist die Verdünnung des Kurbelraumfluids. Durch den zusätzlichen Gaseintrag wird der Ölvolumenanteil geringfügig gesenkt, was

zu dem geringeren CFMEP führt. In Abbildung 6.27b wird der experimentell gemessene Blow-by-Einfluss auf den Rumpfmotor der BMW R1200GS gezeigt. Die Regulierung des Blow-by erfolgte hierbei über eine zusätzliche Zuführöffnung in den Kurbelraum, über welche der gewünschte Blow-by-Eintrag eingestellt wurde. Es wird deutlich, dass bei Drehzahlen über 3.000 1/min und geringer werdendem Blow-by das Gesamtreibmoment ansteigt. Ursache ist eine Anlagerung von Öl im Kurbelraum, welche durch den geringen Blow-by-Eintrag nicht vollständig aus dem Kurbelraum abgeführt werden kann. Bei geringerem Blow-by-Volumenstrom als in Abbildung 6.27b aufgeführt, wird das gemessene Reibmoment sogar so groß, dass der Versuch von der Prüfstandssoftware abgebrochen wird. Bei 3.000 1/min ist der Öleintrag über die Lager nicht groß genug, dass ein Volllaufen des Kurbelraums erfolgen kann. Der Anstieg des Reibmoments erfolgt erst nach einer gewissen Verweildauer im jeweiligen Betriebspunkt, da der Ölanteil im Kurbelraum kontinuierlich zunimmt. Entsprechend der kurzen möglichen zeitlichen Auflösungsmöglichkeit mittels der dreidimensionalen CFD-Berechnung ist dieser Effekt dort nicht abbildbar. Es zeigt sich aber auch im Versuch, dass, solange der Motor nicht mit Öl vollläuft, der Blow-by-Einfluss auf das Gesamtreibmoment gering ist. Korrespondierend zur CFD-Berechnung nimmt das Reibmoment mit steigendem Blow-by ab.

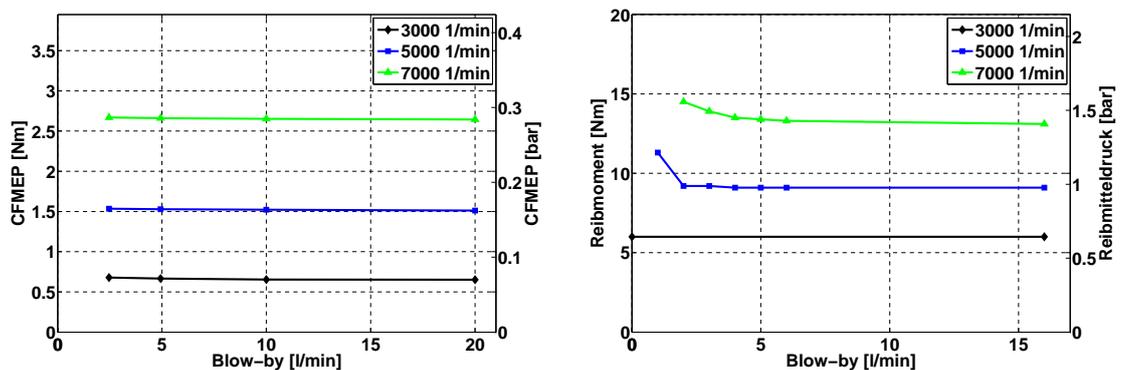


Abbildung 6.27: Einfluss des Blow-by a) Berechnung; b) Versuch (reproduziert nach [14])

6.2.7 Einfluss des Kurbelraumdrucks

Hier wird der Einfluss des Drucks auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum beschrieben. Dazu erfolgten Berechnungen mit variiertem Aktivierungsdruck des Membranventils $p_{\text{Aktivierung}}$ (vgl. Abb. 6.11). Für Drehzahlen von 3.000 1/min , 5.000 1/min und 7.000 1/min wird der Aktivierungsdruck von 1.058 bar auf 1.133 bar und 1.2123 bar variiert. Der Einfluss des Kurbelraumdrucks auf den CFMEP wird in Abbildung 6.28a dargestellt. Es zeigt sich, dass der Kurbelraumdruck nur einen geringen Einfluss auf den CFMEP hat. Drehzahlunabhängig fällt bei geringer werdendem Druck der CFMEP geringfügig. Dies korreliert mit den Versuchsergebnissen in Abbildung 6.28b. Dabei wurde durch Absaugung an der Kurbelgehäuseentlüftung der Druck im Kurbelgehäuse und somit auch im Kurbelraum variiert. Es zeigt sich nur ein geringer Einfluss auf das dabei gemessene Gesamtreibmoment des Motors der BMW R1200GS. Die Erklärung dafür ist, dass durch die Druckverringerung die Gasdichte geringer wird. Damit ist entsprechend Gleichung 3.2 für den Strömungswiderstand die resultierende Widerstandskraft geringer. Weiterhin ist die Volumenänderungsarbeit auf Grund des niedrigeren Druckniveaus geringer.

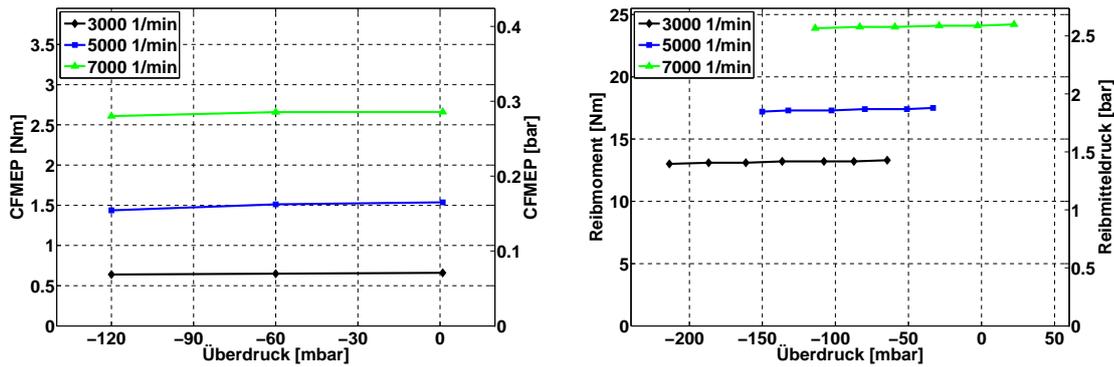


Abbildung 6.28: Einfluss des Kurbelraumdrucks: a) Berechnung; b) Versuch (reproduziert nach [14])

Es zeigt sich, dass reine Unterdruckerzeugung im Kurbelraum keine sinnvolle Maßnahme zur Erhöhung des Motorwirkungsgrades ist. Zum einen ist dies konstruktiv aufwändig, zum anderen ist der Erfolg gering. Erfolgversprechender ist es, wenn eine Absaugung direkt am Kurbelraum stattfindet, neben Luft auch Öl abgesaugt wird und damit der Ölvolumenanteil im Kurbelraum reduziert wird.

6.2.8 Einfluss der Oberflächenrauigkeit

In Abbildung 6.29 wird der berechnete Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den CFMEP dargestellt. Dazu wurden sämtliche Oberflächen des Finite-Volumen-Modells mit einer einheitlichen gemittelten Rautiefe R_Z beaufschlagt. Durch Variation des rauigkeitsabhängigen Faktors C_E in Gleichung 5.8 wird die Scherkraftberechnung mittels des logarithmischen Wandgesetzes beeinflusst. Es zeigt sich, dass der Rauigkeitseinfluss im Bereich von einem Promille liegt und damit bei der Betrachtung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum vernachlässigt werden kann.

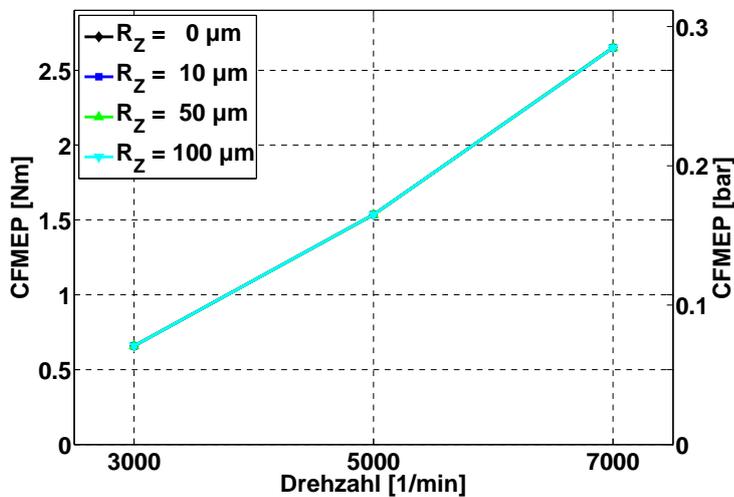


Abbildung 6.29: Einfluss der Oberflächenrauigkeit auf den CFMEP

6.2.9 Einfluss des Sauterdurchmessers der Öltröpfchen

Der Einfluss bzw. die Notwendigkeit der Betrachtung des Tröpfchengrößenspektrums im Kurbelraum wird untersucht. Dazu werden Berechnungen mit variierten Eigenschaften des Tröpfchengrößenspektrums genutzt. Konkret wird der Sauterdurchmesser des Tröpfchengrößenspektrums verändert. Die Ergebnisse werden in Abbildung 6.30 dargestellt. Es zeigt sich, dass der zum maximalen CFMEP zugehörige Sauterdurchmesser drehzahlabhängig ist. Mit steigender Drehzahl wird der zum maximalen CFMEP zugehörige Sauterdurchmesser geringer. Bei einem Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums, der kleiner ist als der zum maximalen CFMEP zugehörige Sauterdurchmesser, fällt der CFMEP. Mit dem Ziel eines geringen CFMEP ist bei der Kurbeltriebsauslegung ein möglichst großer Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums anzustreben. Im realen Fall können weder die entsprechenden Kurbelwellenabmessungen, noch die Drehzahlen erreicht werden, um die beim Rotationsabschleudern entstehenden Tröpfchengrößen so weit zu verringern, dass damit ein Absinken des CFMEP erreicht wird.

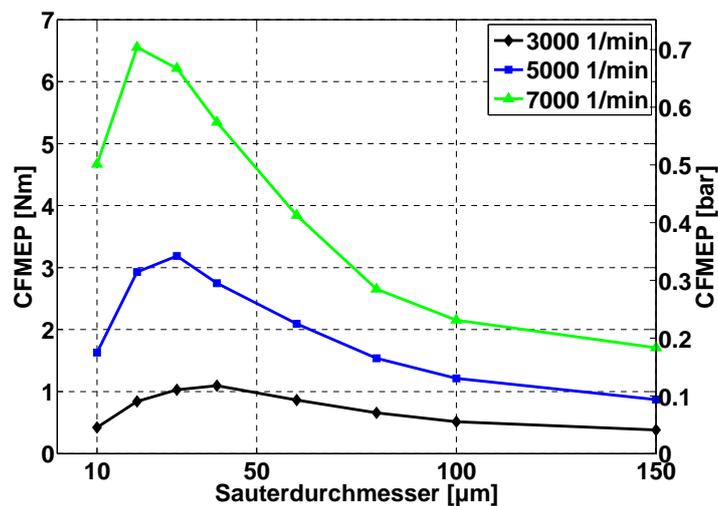


Abbildung 6.30: Einfluss des Sauterdurchmessers der Öltröpfchen auf den CFMEP

Die Ursache für den nichtlinearen, drehzahlabhängigen Einfluss des Sauterdurchmessers ergibt sich durch die veränderte Tröpfchenbewegung. Größere Tröpfchen werden eher zur Wand abgeschleudert und wenig von der umgebenden Kurbelraumströmung beeinflusst. Damit sinkt der Ölanteil an den Kurbeltriebsbauteilen. Dies wird in Abbildung 6.31 dargestellt. Für eine Drehzahl von 3.000 1/min werden die kurbelwinkelaufgelösten Ölanteile an den Kurbeltriebsbauteilen in Abhängigkeit vom Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums dargestellt. Bei einem Sauterdurchmesser von $40 \mu\text{m}$ ist der Ölanteil an den Kurbeltriebsbauteilen maximal. Bei größerem Sauterdurchmesser sammelt sich weniger Öl an den bewegten Bauteilen an. Bei einem Sauterdurchmesser von $10 \mu\text{m}$ wird die Bewegung der Öltröpfchen stark von der Gasbewegung beeinflusst, so dass weniger Öl direkt mit den bewegten Bauteilen interagiert und damit auch das typische Ansammeln von Öl am Kolben bei dessen Bewegung vom OT in den UT entfällt. Dabei muss wieder berücksichtigt werden, dass die Berechnung ohne Wandfilmmodellierung erfolgte.

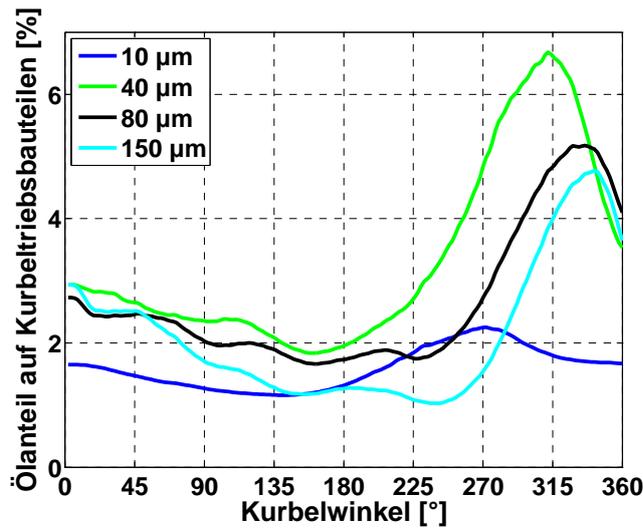


Abbildung 6.31: Einfluss des Sauterdurchmessers auf den Ölanteil an den Kurbeltriebsbauteilen

Damit stellt der Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums eine bedeutende Einflussgröße bei der Betrachtung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum dar.

6.2.10 Einfluss der polydispersen Modellierung der Ölphase

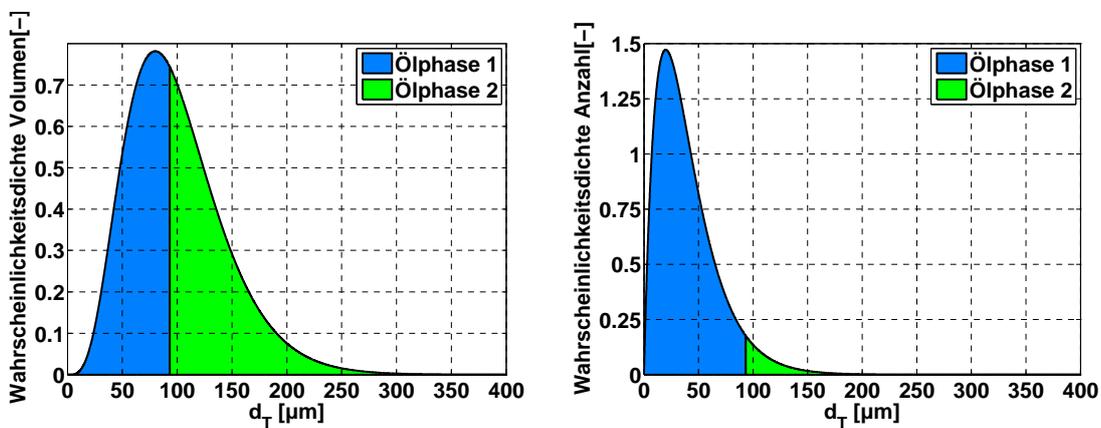


Abbildung 6.32: Aufteilung Wahrscheinlichkeitsdichte des Tröpfchengrößenspektrum a) Volumen; b) Tröpfchenanzahl

Die bisher angewandte Berechnungsmethodik besteht darin, den Kurbelraum mit einer zweiphasigen monodispersen Gas-Öl-Mischung zu berechnen. Dies bedeutet, dass eine Gas- und eine Ölphase miteinander gekoppelt sind. Das Tröpfchengrößenspektrum wird über den Sauterdurchmesser der Ölphase wiedergegeben. Eine alternative Herangehensweise ist es, das Tröpfchengrößenspektrum mittels mehrerer Klassen von Tröpfchengrößen (polydispers) darzustellen. Um diesen Modellierungseinfluss zu betrachten, werden für die Berechnungen mehrere Ölphasen mit jeweils unterschiedlichem Sauterdurchmesser definiert. Dabei wird der Tropfenaufbruch und damit der Massentransfer zwischen den einzelnen Tröpfchengrößenklassen (den Ölphasen) nicht modelliert. Der

Gesamtvolumenanteil des Öls bleibt konstant, alle Ölphasen zusammen haben einen gleichgroßen Ölvolumenanteil. Die Festlegung des Ersatzsauteerdurchmessers der einzelnen Ölphasen erfolgt mittels der modifizierten Rosin-Rammler-Verteilung, wie sie in Abschnitt 3.8 vorgestellt wurde. Die Wahrscheinlichkeitsdichte des Volumens wird so aufgeteilt, dass entsprechend der Anzahl der Ölphasen viele Abschnitte mit dem gleichen Volumen erhalten werden. Dies wird für zwei Ölphasen in Abbildung 6.32a dargestellt. In Abbildung 6.32b wird die zugehörige Wahrscheinlichkeitsdichte der Tröpfchenanzahl dargestellt.

Mit der bekannten Anzahl von Öltröpfchen und deren Größen wird entsprechend Gleichung 3.9 der Ersatzsauteerdurchmesser jeder Ölphase berechnet. Der Gesamtsauteerdurchmesser bleibt konstant $80 \mu\text{m}$. Für die betrachteten Anzahlen von Ölphasen werden die Sauterdurchmesser und Ölvolumenanteile je Ölphase in Tabelle 6.5 aufgeführt.

Ölphasen	Ölanteil je Ölphase	Sauterdurchmesser d_{32}							
		Ph 1	Ph 2	Ph 3	Ph 4	Ph 5	Ph 6	Ph 7	Ph 8
[-]	[%]	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm	μm
1	1.6	80							
2	0.8	58.4	127.3						
3	0.533	50.7	93	144.9					
4	0.4	46.1	79.8	107.6	155.8				
5	0.32	42.8	71.7	92.8	117.7	164.1			
6	0.266	40.4	66.4	83.7	101.8	124.8	169.7		
8	0.2	37.5	60	73.9	86.78	100.2	115.9	137.3	181

Tabelle 6.5: Ersatzsauteerdurchmesser und Ölvolumenanteile für polydisperse Gas-Öl-Gemische

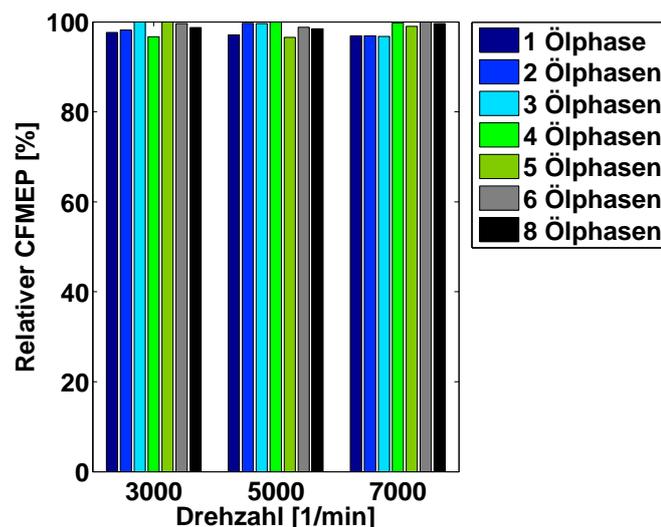


Abbildung 6.33: Einfluss der Modellierung der Mehrphasigkeit auf den CFMEP

In Abbildung 6.33 wird für 3.000 1/min , 5.000 1/min und 7.000 1/min die Abhängigkeit des berechneten CFMEP von der Anzahl der zur Modellierung verwendeten Ölphasen dargestellt. Die Ergebnisse

sind auf den Maximalwert der jeweiligen Drehzahl bezogen. Es zeigt sich, dass sich die Berechnungsergebnisse der monodispersen Modellierung um maximal 3% von den Ergebnissen der polydispersen Modellierungen unterscheiden. Damit ist die getroffene Annahme, dass die monodisperse Modellierung das Tröpfchengrößenspektrum im Kurbelraum wiedergibt, zulässig.

6.2.11 Weitere Untersuchungen

Da bisher nur die Kurbeltriebsbauteile im Kurbelraum betrachtet wurden, erfolgt hier für die BMW R1200GS eine Abschätzung zu dem Kurbelwellenteil, der sich nicht im Kurbelraum befindet. Dieser wird in Abbildung 6.34 in der realen Ansicht und als Oberflächen eines Finite-Volumen-Modells gezeigt.

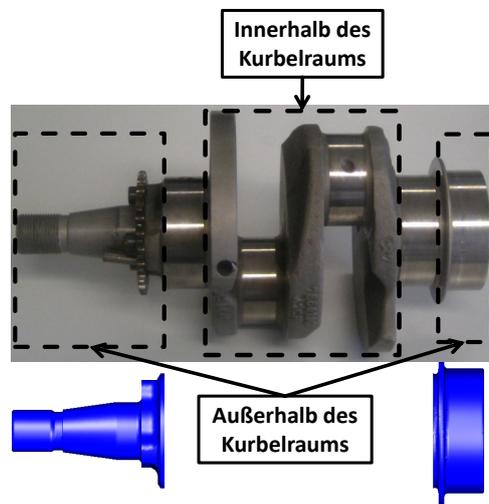


Abbildung 6.34: Kurbelwellenteil der BMW R1200GS außerhalb des Kurbelraums

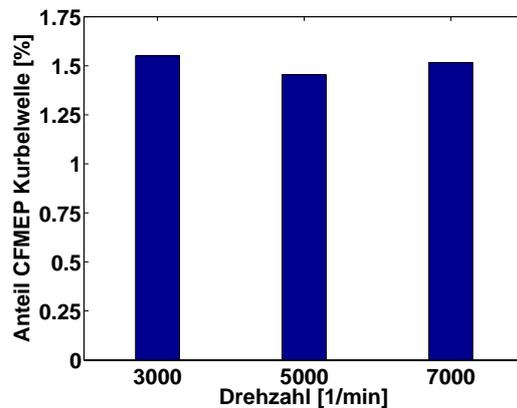


Abbildung 6.35: Anteil des äußeren Kurbelwellenteils am CFMEP der Kurbelwelle

In Abbildung 6.35 wird der Anteil des äußeren Kurbelwellenteils am CFMEP der Kurbelwelle dargestellt. Dieser Anteil ist im betrachteten Drehzahlbereich maximal 1.6% und damit vernachlässigbar. Ursache ist die zylindrische Form des äußeren Kurbelwellenteils, wodurch nur geringe

Normalkräfte auftreten. Dagegen hat der Kurbelwellenteil im Kurbelraum Wangen, die normal zum Kurbelraumfluid bewegt werden. Weiterhin ist der Radius des zylindrischen Kurbelwellenteils außerhalb des Kurbelraums geringer, wodurch das resultierende Moment der angreifenden Kräfte gering bleibt.

6.2.12 Detailauswertung

In diesem Abschnitt werden die drehzahlabhängigen Ergebnisse der Berechnung der strömungsmechanischen Verluste aus Abschnitt 6.2.1 detailliert betrachtet. Es erfolgt eine Aufteilung des CFMEP in die einzelnen Anteile. Der berechnete Druckverlauf wird mit dem experimentellen Druckverlauf verglichen. Die berechnete drehzahlabhängige Volumenänderungsarbeit wird Versuchsergebnissen gegenübergestellt.

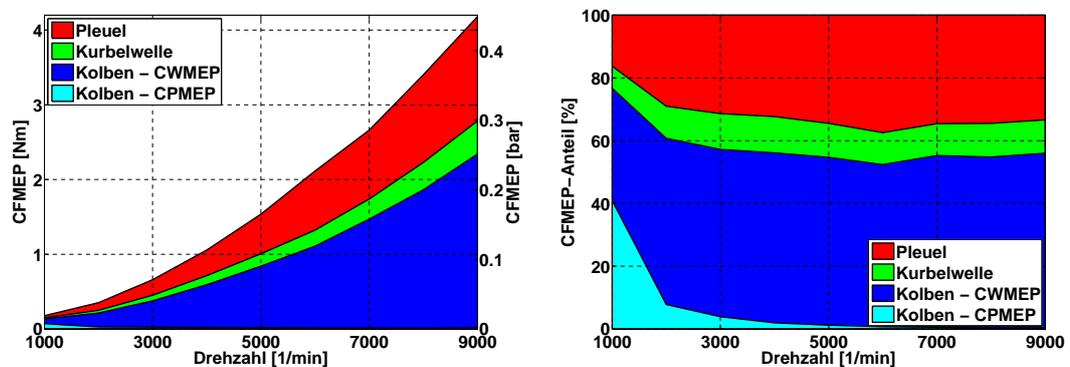


Abbildung 6.36: Verlustanteile der Kurbeltriebsbauteile: a) absolut; b) relativ

In Abbildung 6.36 werden die absoluten und relativen strömungsmechanischen Verlustanteile der Kurbeltriebsbauteile des Motors der BMW R1200GS dargestellt. Dabei werden die strömungsmechanischen Verluste CFMEP des Kolbens in die Anteile der fluiddynamischen Verluste CWMEP und der, aus dem p-V-Diagramm bestimmten, Volumenänderungsarbeit CPMEP unterteilt. Es wird deutlich, dass die Volumenänderungsarbeit CPMEP vernachlässigbar gering ist. Nur bei $1.000^{1/\text{min}}$ hat sie einen Anteil von ca. 40% am CFMEP. Dies ist durch den geringen Gesamt-CFMEP bedingt. Die absolute Größe des CPMEP nimmt mit steigender Drehzahl ab, da der Eintrag von Blow-by und Öl in den Kurbelraum über die Drehzahl konstant bleibt und damit weniger Masse je Kurbelwellenumdrehung durch das Membranventil aus dem Kurbelraum gedrückt werden muss. Das benötigte Moment zum Ausstoßen des Kurbelraumfluids findet sich im CPMEP wieder.

Die Verluste auf Grund des Wandwärmeübergangs von Kurbelraumfluid zu Kurbelgehäuse sind vernachlässigbar. Zum einen sind die Temperaturdifferenzen zwischen Kurbelgehäuse und Kurbelraumfluid gering. Weiterhin schwankt die Temperatur des Kurbelraumfluids auf Grund der Expansion und der Kompression während einer Kurbelwellenumdrehung um einen Mittelwert, welcher im hier idealisierten, berechneten Fall der Temperatur des Kurbelgehäuses entspricht. In Abbildung 6.37 wird der berechnete, kurbelwinkelabhängige Temperaturverlauf des Kurbelraum-

gases bei $1.000 \text{ }^1/\text{min}$ dargestellt. Dabei wurden die Wandtemperaturen und die mittlere Temperatur des eingetragenen Fluids mit $90 \text{ }^\circ\text{C}$ vorgegeben. Entsprechend des Temperaturgradienten von Kurbelraumfluid zu Kurbelgehäuse tritt ein Wandwärmeübergang auf. Während der Expansion des Kurbelraumfluids, bei Bewegung des Kolbens im Bereich des OT, findet ein Wandwärmeübergang vom Kurbelgehäuse zum Kurbelraumfluid statt. Bei der Kompression des Kurbelraumfluids, bei Bewegung des Kolbens im Bereich des UT, tritt Wandwärmeübergang vom Kurbelraumfluid zum Kurbelgehäuse auf. Bei befeuerten Motor wird durch Wandwärmeübergang mehr Energie vom Kurbelraumfluid zum Kurbelgehäuse transferiert als in dem hier dargestellten idealisierten Fall. Dies wird vor allem von der höheren Temperatur des Kurbelraumgases verursacht. Durch den Eintrag der Verbrennungsgase über Blow-by ist das Kurbelraumgas wesentlich heißer als im geschleppten Betrieb. Dieser Wandwärmeübergang auf Grund der hohen Temperatur des Blow-by-Eintrags bedingt kein höheres Verlustmoment an der Kurbelwelle und wird entsprechend nicht im CFMEP berücksichtigt. Zusammenfassend beträgt der Anteil der Verluste durch Wandwärmeübergang weniger als 10% des CPMEP und ist damit im Gesamtkontext des CFMEP gering.

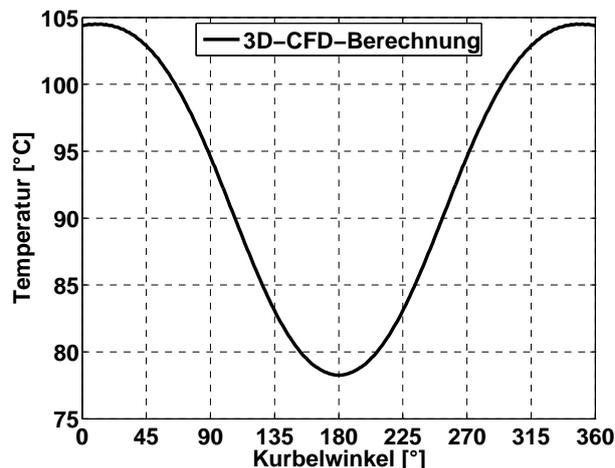


Abbildung 6.37: Berechnete kurbelwinkel aufgelöste Gastemperatur im Kurbelraum der BMW R1200GS bei $1.000 \text{ }^1/\text{min}$ (geschleppter Betrieb)

Den größten Verlustanteil in Abbildung 6.36 bedingen die fluiddynamischen Verluste CWMEP des Kolbens, also die Energie, welche benötigt wird um das Kurbelraumfluid in Bewegung zu versetzen. Der Anteil der Kurbelwelle ist im gesamten Drehzahlbereich ca. 10% vom Gesamt-CFMEP. Der Verlustanteil der Pleuel liegt um die 30%. Obwohl die Kurbelwelle eine größere Oberfläche als die Pleuel hat, sind die verursachten strömungsmechanischen Verluste im Vergleich zu den Pleuel geringer. Die hohen strömungsmechanischen Verluste an den Pleuel werden durch deren massive Ausführung und die ungleichförmige, gemischt translatorische- und rotatorische Bewegung verursacht.

Die Anteile der Normalkräfte und der Scherkräfte am CFMEP werden in Abbildung 6.38 gezeigt. Der CFMEP auf Grund der Scherkräfte wird in die Anteile von Luft und Öl unterteilt. Es wird deutlich, dass die Normalkräfte den größten Anteil am CFMEP haben. Die Scherkräfte durch die Luft sind entsprechend der Viskosität der Luft gering (in Abb. 6.38 kaum erkennbar). Der

Scherkraftanteil des Öls am CFMEP liegt unter 10 %. Dabei muss berücksichtigt werden, dass die Berechnung der Scherkräfte ohne Oberflächenrauheit erfolgt. Wie gezeigt sind die Auswirkungen der vernachlässigten Oberflächenrauheit gering.

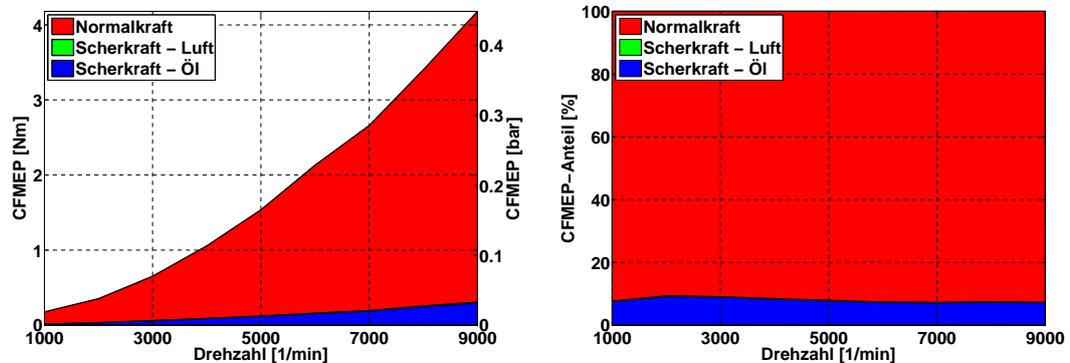


Abbildung 6.38: Verlustanteile durch Normal- und Scherkraft: a) absolut; b) relativ

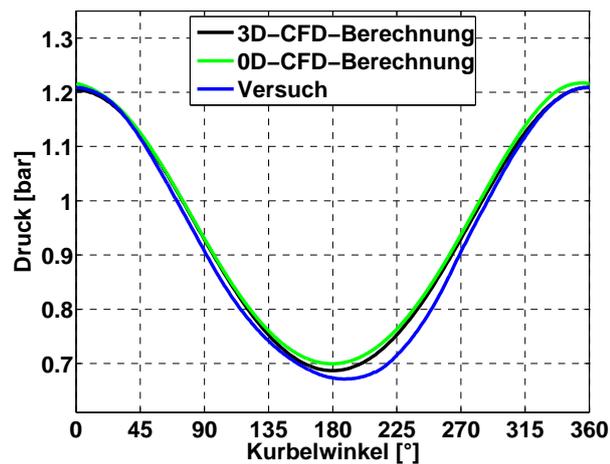


Abbildung 6.39: Kurbelwinkelaufgelöster Kurbelraumdruck der BMW R1200GS bei $3.000 \frac{1}{\text{min}}$

In Abbildung 6.39 wird der berechnete Druck im Kurbelraum dem gemessenen Druck gegenübergestellt. Die Messung im Kurbelraum erfolgte mittels eines Niederdruckindiziersensors, wodurch der Druck kurbelwinkelaufgelöst aufgenommen wurde. Der Druck wurde tiefpassgefiltert um hochfrequente Einflüsse auf Grund des Körperschalls auszublenden. Der betrachtete Lastpunkt ist geschleppter Motorbetrieb bei $3.000 \frac{1}{\text{min}}$. Dem gegenübergestellt wird der berechnete Druck aus der dreidimensionalen CFD-Berechnung, wobei ein Sensor an derselben Position wie beim Versuch modelliert wurde. Der nulldimensional, entsprechend Abschnitt 4.2, berechnete Druck wird, auf Grund der Diskretisierung des Kurbelraums als einzelnes Volumen, über den Kurbelraum gemittelt ausgewertet. Es zeigt sich, dass der gemessene Druckverlauf gut mit den berechneten Druckverläufen korreliert. Die Druckverläufe bei Berechnung mittels nulldimensionaler und dreidimensionaler Methode zeigen nur geringe Unterschiede in den Ergebnissen. Es wird deutlich, dass der UT bei 0°KW liegt. Das Kurbelraumvolumen ist gering und der Druck im Kurbelraum hoch. Im OT bei 180°KW ist das Kurbelraumvolumen groß und dafür der Kurbelraumdruck gering. Bei der Bewegung der Kolben von OT zu UT erfolgte eine Kompression des Kurbelraumfluids, von UT zu OT erfolgt

eine Expansion.

In Abbildung 6.40 wird der Massenstrom durch das Membranventil bei dreidimensionaler bzw. nulldimensionaler Berechnung dargestellt. Entsprechend der Modellierung des Membranventils nach Abbildung 6.11 wird, sobald der Kurbelraumdruck den Druck im Ödraum und die Steifigkeit des Membranventils übersteigt, Kurbelraumfluid in den Ödraum transportiert. Dies geschieht im Bereich um den UT. Da bei der dreidimensionalen Berechnung das Öl im Kurbelraumfluid berücksichtigt wird, ist der Massenstrom durch das Membranventil größer als bei der nulldimensionalen Berechnung.

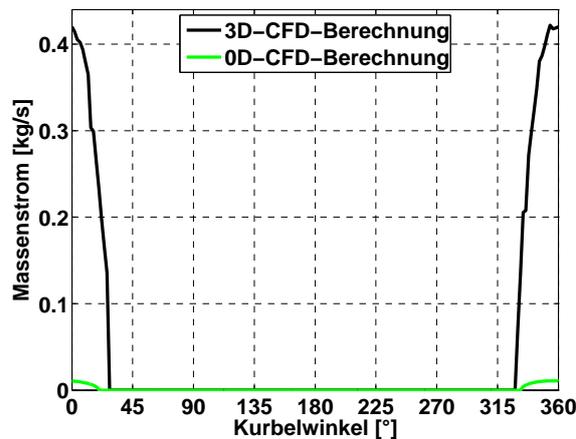


Abbildung 6.40: Massenstrom aus dem Kurbelraum der BMW R1200GS durch das Membranventil in den Ödraum bei 3.000 1/min

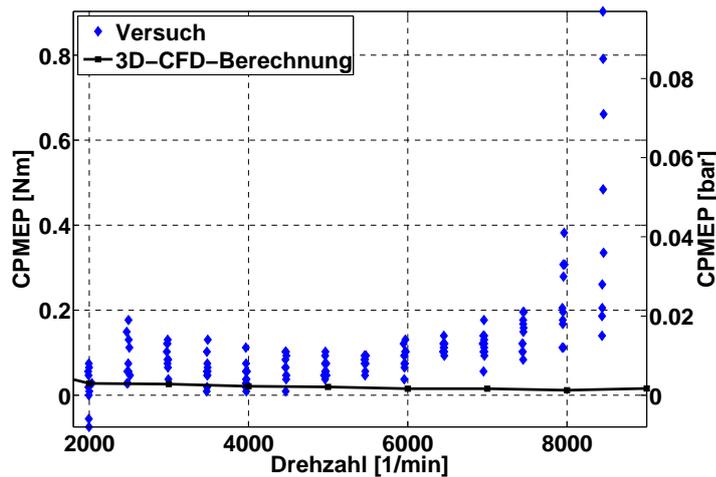


Abbildung 6.41: Vergleich von Versuch und Berechnung: CPMEP

Die Darstellung der gemessenen Volumenänderungsarbeit im Kurbelraum des Motors der BMW R1200GS im Vergleich zur berechneten Volumenänderungsarbeit wird in Abbildung 6.41 aufgeführt. Die Werte aus dem Versuch stehen für das gesamte Drehzahl-Last-Kennfeld. Es wird gezeigt, dass die niedrigsten gemessenen Werte der Volumenänderungsarbeit für Drehzahlen bis 5.000 1/min

im Bereich der berechneten Werte liegt. Bei den Messungen ergibt sich bei niedrigen Drehzahlen teilweise eine negative Volumenänderungsarbeit, was bedeutet, dass dem Kurbeltrieb Arbeit zugeführt wird. Bei hohen Drehzahlen sind die gemessenen Werte der Volumenänderungsarbeit wesentlich höher als die berechneten.

In Abbildung 6.42 wird deutlich, dass die auffälligen Werte für die Volumenänderungsarbeit bei hoher Drehzahl und geringem Blow-by auftreten. Die Last liegt dabei im mittleren Drehmomentbereich. Dies korreliert mit den Aussagen aus den Abschnitten 3.3 und 6.2.6. Dort konnte ein Anstieg des Reibmoments am Boxermotor bei hoher Drehzahl und geringem Blow-by aufgezeigt werden. Durch den Anstieg des Ölanteils im Kurbelraum steigt der CFMEP. Wie schon beschrieben, kann dieser Effekt auf Grund der geringen zeitlichen Auflösung mittels der dreidimensionalen Berechnung nicht dargestellt werden.

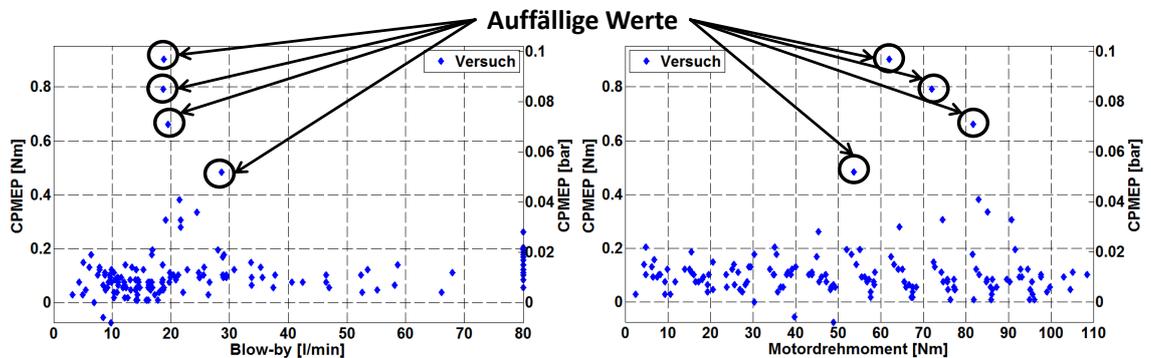


Abbildung 6.42: Lastpunkte mit auffälligem CPMEP

Ein weiterer Grund für das Abweichen des berechneten CPMEP vom gemessenen CPMEP ist die Dynamik der Membrane des Membranventils. Abbildung 6.43 zeigt die über 720°KW gemessenen Druckverläufe bei 3.000 1/min und 8.500 1/min im geschleppten Betrieb. Es ist zu sehen, dass bei beiden betrachteten Drehzahlen die Verläufe der ersten und der zweiten Kurbelwellenumdrehung sehr ähnlich sind und somit die Betrachtung einer einzelnen Kurbelwellenumdrehung ausreichend ist. Bei der Messung bei 8.500 1/min sind viele hochfrequente Anteile zu erkennen, welche besonders im UT, also bei 0°KW , 360°KW und 720°KW deutlich werden. Dies sind Einflüsse auf Grund des Körperschalls, welche mit steigender Drehzahl einen größeren Einfluss haben. Bei befeuerten Motor ist der Körperschalleinfluss nochmals höher. Der Druck bei 3.000 1/min verläuft annähernd harmonisch. Im Gegensatz dazu sind in der Messung bei 8.500 1/min beim Übergang von OT zu UT, bei ca. 290°KW , Sprünge im Druckverlauf zu sehen. Diese treten in dem Bereich auf, in welchem ein Öffnen des Membranventils vermutet wird. Die dynamischen Eigenschaften des Membranventils beeinflussen den Druckverlauf stärker, als dies mittels der Modellierung entsprechend Abbildung 6.11 abgebildet werden kann. So ist davon auszugehen, dass das Membranventil schlagartig geöffnet wird, wodurch einmalig eine große Masse von Kurbelraumfluid aus dem Kurbelraum gedrückt wird. Um dies entsprechend zu modellieren muss eine Koppelung der Fluid- mit der Strukturmechanik erfolgen. Da die Anteile der Volumenänderungsarbeit am CFMEP als gering und der Aufwand der gekoppelten Berechnung als sehr groß eingeschätzt werden, wird das dynamische Verhalten des Membranventils hier vernachlässigt, unter dem Wissen, dass die Volumenänderungsarbeit bei hohen Drehzahlen um bis zu 0.2 Nm zu niedrig eingeschätzt werden kann.

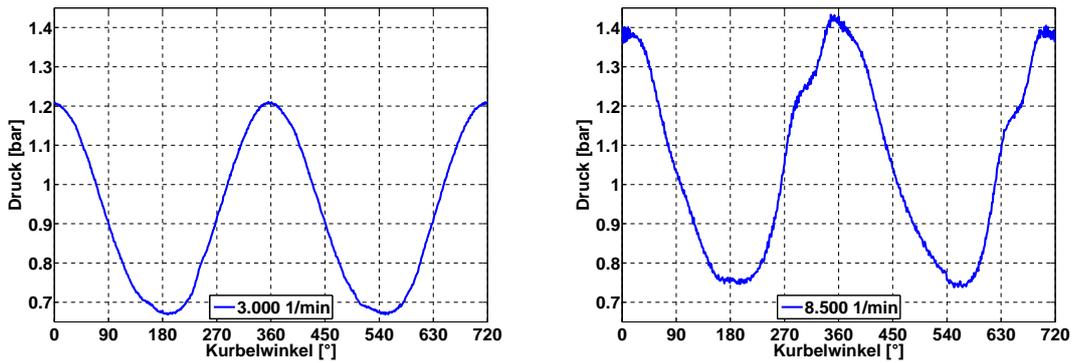


Abbildung 6.43: Gemessener Druckverlauf im Kurbelraum bei: a) 3.000¹/min ; b) 8.500¹/min

In Abbildung 6.44 wird für einen Kolben das berechnete, flächenbezogene Moment $M_{bez,b}$ und der kurbelwinkel aufgelöste Verlauf des CFMEP dargestellt. Das flächenbezogene Moment ist der $CFMEP_b$ der Wandzellen in Nm bezogen auf die jeweilige Wandfläche A_b in m²:

$$M_{bez,b} = \frac{CFMEP_b}{A_b} \tag{6.5}$$

Entsprechend ergibt sich als Einheit N/m. Dies heißt, dass bei einem flächenbezogenen Moment

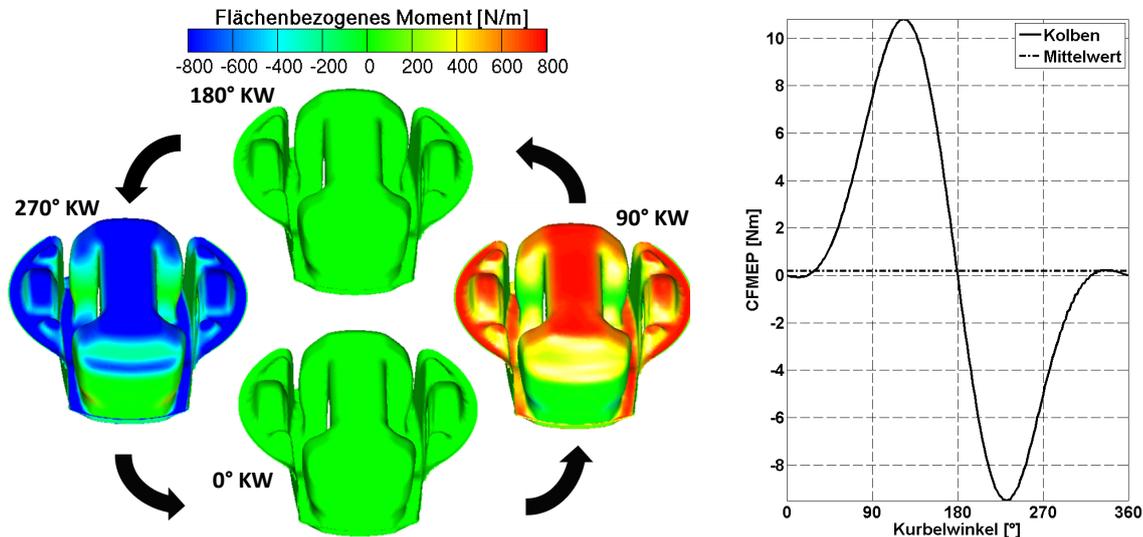


Abbildung 6.44: Kolben (3.000¹/min): a) Flächenbezogenes Moment; b) kurbelwinkelabhängiger CFMEP

von 1 N/m auf einer Oberfläche von 1 m² ein CFMEP von 1 Nm verursacht wird. Mittels des flächenbezogenen Moments kann der Anteil der Bauteilgeometrie am CFMEP aufgelöst werden. Am auskonstruierten Bauteil können Elemente der Geometrie mit einem großen Beitrag zum CFMEP identifiziert werden. Am Kolben wird deutlich, dass im UT (0 °KW) bzw. im OT (180 °KW) kein CFMEP generiert wird. Ursache dafür ist, dass die Kraftwirkung in Kolbenaufrichtung bei dieser Stellung des Kurbeltriebs kein Moment an der Kurbelwelle generiert. Das größte CFMEP wird

generiert, wenn Pleuelzapfen und Pleuel einen 90°-Winkel darstellen. Bei der Bewegung des Pleuels vom UT in den OT wird Arbeit aufgewendet um den Pleuelraum zu vergrößern, das darin enthaltene Pleuelraumfluid zu expandieren (CPMEP) und das entstehende Strömungsfeld zu generieren (fluidynamische Verluste CWMEP). Diese Arbeit ist im CFMEP des Pleuels enthalten. Bei der Bewegung vom OT in den UT wird der Pleuel durch den bei der Expansion entstandenen Unterdruck in den UT gezogen. Entsprechend ist der CFMEP negativ. Damit ergibt sich im Mittel ein kleiner CFMEP, obwohl die Maximalwerte 10 Nm übersteigen. Das Überschwingen um die Nulllage im UT wird durch den Impuls des Pleuelraumfluids verursacht. Beim Abbremsen des Pleuels wirkt der Pleuel dem Impuls des Pleuelraumfluids entgegen und verursacht damit CFMEP. Nach der Nulllage im UT wird der Pleuel durch diesen Impuls beschleunigt. An der Pleuelgeometrie ist zu sehen, dass der Normalkrafteinfluss viel größer als der Scherkrafteinfluss auf den CFMEP ist. Ein hohes flächenbezogenes Moment tritt vor allem an Flächen mit Normalenrichtung der Oberflächen in Bewegungsrichtung des Pleuels auf. An der Innenseite des Pleuelhemds tritt über die gesamte Pleuelwellenumdrehung nur ein geringes flächenbezogenes Moment auf. Das flächenbezogene Mo-

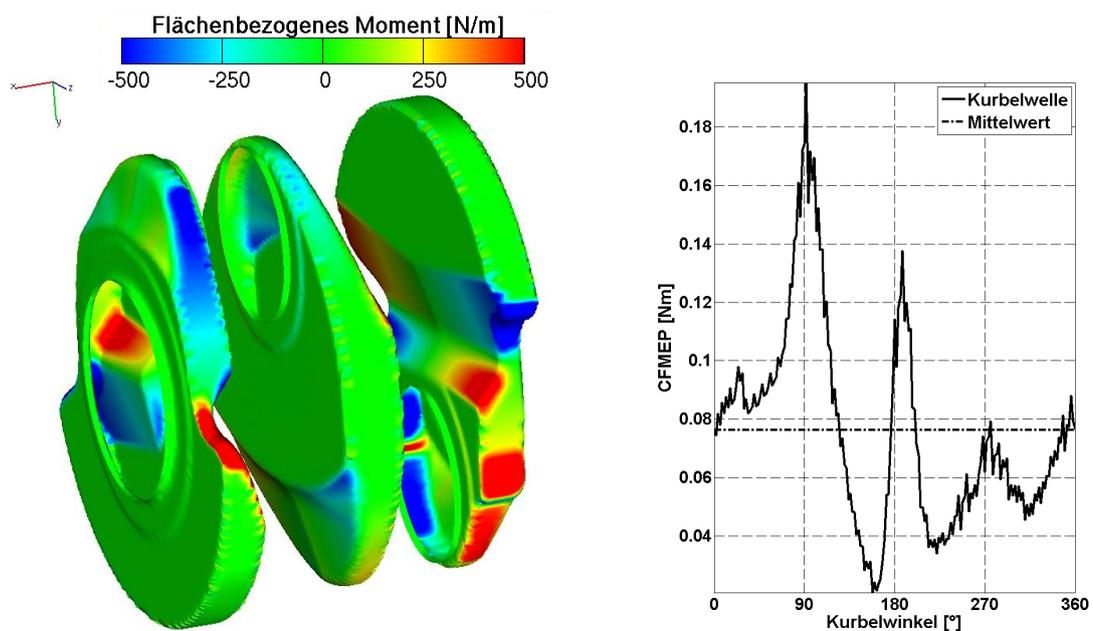


Abbildung 6.45: Kurbelwelle (3.000 $1/\text{min}$): a) Flächenbezogenes Moment; b) kurbelwinkelabhängiges CFMEP

ment der Pleuelwelle und der kurbelwinkel aufgelöste Verlauf des CFMEP wird in Abbildung 6.45 wiedergegeben. Die Pleuelwellendarstellung erfolgt nur für 90°KW, da die Darstellung des flächenbezogenen Moments zu anderen Graden Pleuelwinkel auf Grund der gleichförmigen rotatorischen Bewegung der Pleuelwelle nur geringe Unterschiede aufweist. Im kurbelwinkel aufgelösten Verlauf des CFMEP wird deutlich, dass der CFMEP um einen Mittelwert schwankt, wobei die absolute Schwankung ebenso wie der Mittelwert gering ist. Die Schwankungen treten auf, da die Strömungsverhältnisse durch die Volumenänderung des Pleuelraums bei der Bewegung der Pleuel geändert werden. Durch die Änderung der Pleuelgeschwindigkeit und das Saugen von Pleuelraumfluid in den Bereich unter dem Pleuelboden bei der Pleuelbewegung von UT nach OT entstehen während einer Pleuelwellenumdrehung unterschiedlichste Strömungsfelder, welche letztlich die Schwankun-

gen des CFMEP der Pleuelwelle verursachen. Zum Beispiel erfolgt im OT der Wechsel von Ein- und Ausströmungen des Pleuelraumfluids unter den Pleuellagern zum Zurückdrücken in den Pleuelraum bei der Kompression des Pleuelraumfluids. Die damit einhergehende Änderung des Strömungsfeldes verursacht den Wendepunkt des CFMEP bei 180°KW. In der dreidimensionalen Darstellung der Pleueloberflächen der Pleuelwelle ist zu sehen, dass die zylindrisch geformten Pleuelgewichte auf den Pleuelwellenwangen nur ein geringes flächenbezogenes Moment verursachen. Dies ist dadurch bedingt, dass an einem zylindrisch geformten Körper CFMEP nur auf Grund von Scherkräften entsteht, welches in einem geringeren Gesamt-CFMEP resultiert. Im Bereich der Pleuellager ist die Pleuelwelle so auskonstruiert, dass Normalkräfte wirken. Entsprechend sind dies Bereiche mit hohem flächenbezogenem Moment. Über die Flächen in der Geometrie mit positivem und negativem CFMEP kann nachvollzogen werden, dass die Rotationsrichtung der Pleuelwelle positiv um die x-Achse ist, entsprechend entstehen die positiven flächenbezogenen Momente bei einer Bewegung in positiver Normalenrichtung. Der Pleuelwinkelabhängige Verlauf des CFMEP und das flächenbe-

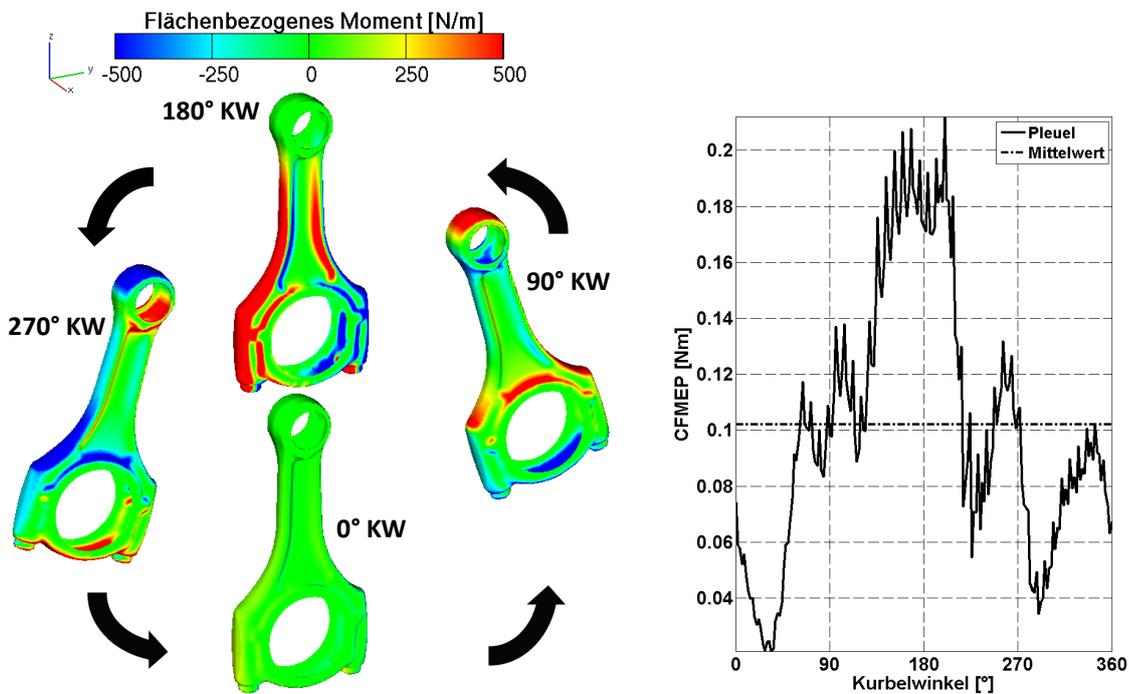


Abbildung 6.46: Pleuel (3.000 1/min): a) flächenbezogenes Moment; b) Pleuelwinkelabhängiger CFMEP

zogene Moment eines Pleuels wird in Abbildung 6.46 gezeigt. Vergleichbar zur Pleuelwelle verläuft der CFMEP um einen Mittelwert, wobei die absoluten Werte des CFMEP durchgehend niedrig sind. An der dreidimensionalen Darstellung ist wiederum der Einfluss der in Normalenrichtung bewegten Oberflächen zu sehen, an welchen immer der größte CFMEP verursacht wird. Besonders bei 180°KW ist zu sehen, dass die gesamte Pleuelfrontseite ein hohes CFMEP erzeugt. Damit stellt sich die Frage, ob mit einer günstigeren Pleuelkonstruktion das CFMEP reduziert werden kann. Das primäre Ziel bei der Pleuelkonstruktion ist ein dauerfestes Pleuel mit minimalem Gewicht, um geringe freie Massenkräfte zu erzeugen. Jede fluiddynamische Verbesserung bedingt zusätzliches Gewicht, so z.B. das Auffüllen der Pleulseitenflächen oder eine strömungsgünstigere Frontfläche. Damit sind diese Überlegungen schwer umsetzbar.

6.2.13 Abgleich zum Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle

Hier wird die Ölbewegung auf Grund des Rotationsabschleuderns an der Kurbelwelle betrachtet. Die dreidimensionale CFD-Berechnung wird den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen des Prinzipversuchs zum Rotationsabschleudern an der Kurbelwelle, wie in Abschnitt 3.8.1 beschrieben, gegenübergestellt. Der betrachtete Fall ist bei einer Drehzahl von 3.000 1/min und 80 °C . Es wurde ein zum Versuch vergleichbares Finite-Volumen-Modell aufgebaut. Die Berechnungseinstellungen werden in Tabelle 6.6 aufgeführt.

Kurbelraumgas	Luft
Drehzahl	3000 1/min
Ölsorte	Castrol Edge 10W60
Ölanteil im Kurbelraumfluid	1.6 %
Temperatur	80 °C
Öleintrag Hauptlagerrandbedingung	0.3 1/min
d_{32} Öltröpfchengrößenspektrum	$178 \text{ }\mu\text{m}$ (entsprechend Abschnitt 3.8.1)

Tabelle 6.6: Berechnungseinstellungen für den Abgleich mit dem Prinzipversuch

In Abbildung 6.47 werden die Hochgeschwindigkeitsaufnahmen an den gegebenen Grad Kurbelwinkel den Berechnungsergebnissen gegenübergestellt. Auf der rechten Abbildungsseite werden die berechneten, lokal aufgelösten Ölvolumenanteile aus der dreidimensionalen CFD-Berechnung dargestellt. In den Hochgeschwindigkeitsaufnahmen werden die Bewegungsbahnen der Öltröpfchen mittels gestrichelter Linien verdeutlicht. Es zeigt sich, dass über die gesamte betrachtete Kurbelwellenumdrehung das Verhalten des Ölabschleuderns an der Kurbelwelle des Prinzipversuchs ein ähnliches Verhalten zeigt, wie die berechneten Ergebnisse. Das Abschleudern von der Wangenseite mit dem Ausgleichsgewicht und der Wangenseite des Pleuellagers ist deutlich zu erkennen. Es ist zu beachten, dass die weniger deutlich aufgelöste Tröpfchenflugbahn, bzw. die zu sehenden Ölanteile im Kurbelraum in der Berechnung deshalb eine stärkere Verteilung aufweisen, da bei der dreidimensionalen CFD-Berechnung ein zeitlicher Mittelwert betrachtet wird. Dementsprechend wird die eindeutige Tröpfchenflugbahn im Versuch in der Berechnung als verwischter Schweif dargestellt.

Damit wird gezeigt, dass die berechnete Ölbewegung im Kurbelraum eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen des Prinzipversuchs zum Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle aufweist.

6.2.14 Zusammenfassung Sensitivitätsanalyse

Die im Kapitel 3 aufgeführten Einflussgrößen auf die Kurbelraumdurchströmung und die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum wurden rechnerisch untersucht. Dabei wurde gezeigt, dass die bestimmenden Einflüsse auf den CFMEP die Drehzahl, der Ölvolumenanteil im

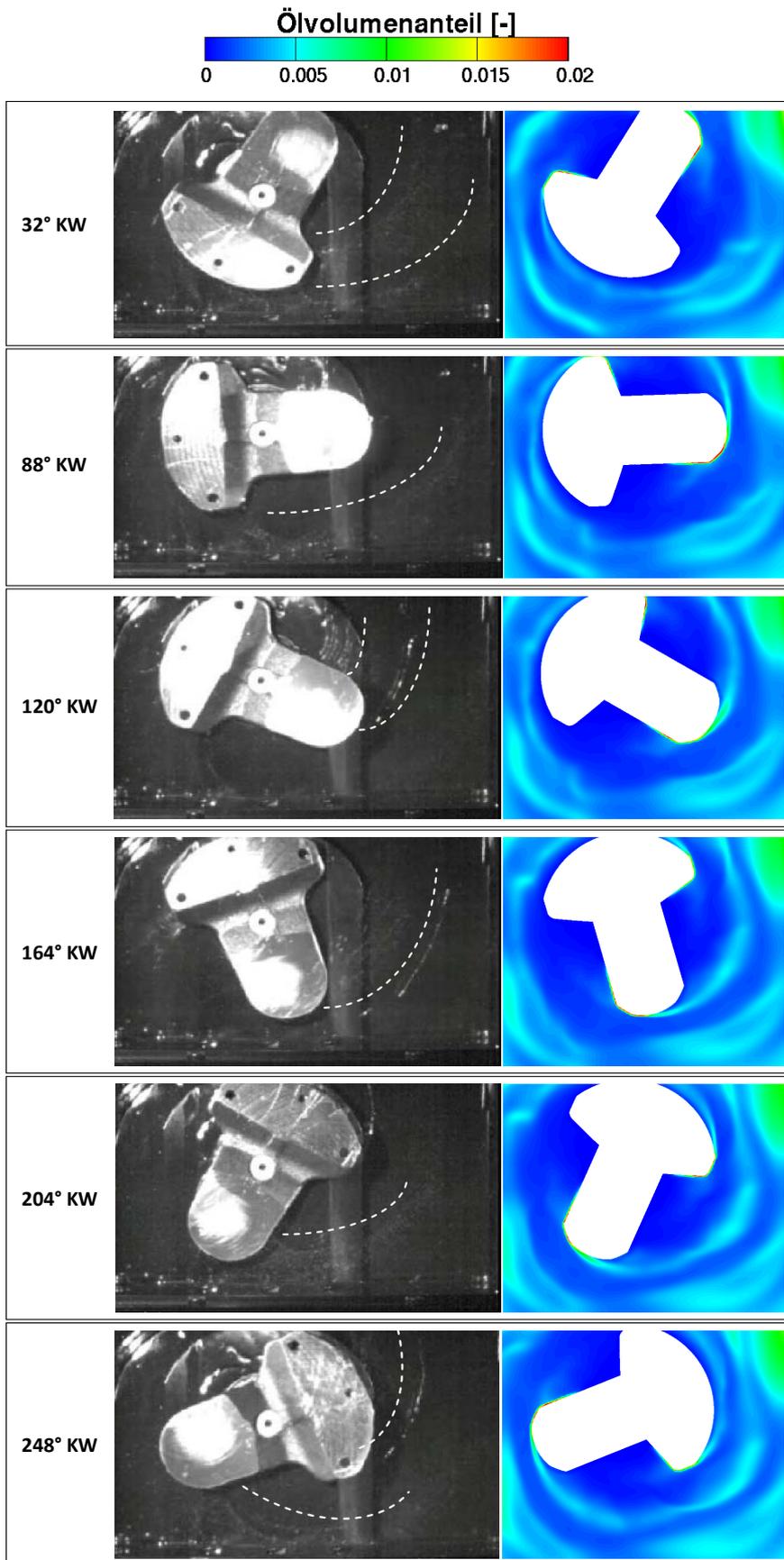


Abbildung 6.47: Graphische Gegenüberstellung Prinzipversuch zu Berechnung

Kurbelraum, die Ölsorte, das Größenspektrum der Öltröpfchen und die mittlere Temperatur im Kurbelraum sind. Die Auswirkungen von Blow-by, Zusammensetzung des Kurbelraumgases und der Einfluss der Oberflächenstruktur werden als vernachlässigbar eingestuft. Der Öleintrag als Parameter bei der Analyse der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum hat eine direkte Auswirkung auf den Ölvolumenanteil. Der Öleintrag ist ebenso wie der Druck im Kurbelraum mittels konstruktiver Maßnahmen beeinflussbar. So kann der Öleintrag über Ölspritzdüsen, bzw. über die Dimensionierung der Ölpumpe beeinflusst werden. Der Kurbelraumdruck wird über die konstruktive Ausführung des Kurbelraums, wie z.B. als abgeschlossenes Volumen oder einer möglichen Unterdruckerzeugung mittels Absaugpumpe, beeinflusst.

Für die folgende Systemanalyse werden folgende Einflussgrößen genutzt:

1. Drehzahl
2. Ölvolumenanteil
3. Öltröpfchengrößenspektrum
4. Öleintrag in den Kurbelraum
5. Temperatur
6. Druck

Diese umfassen die Einflussgrößen mit der größten Rückwirkung auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum (Drehzahl, Ölanteil, Öltröpfchengrößen, Temperatur), bzw. die Einflussgrößen, welche mittels Umkonstruktion beeinflusst werden können (Öleintrag, Druck im Kurbelraum). Die gewählten Einflussgrößen enthalten ebenso die Einflussgrößen, welche auf Grund ihrer unsicheren Eingangswerte den größten Einfluss auf die strömungsmechanischen Verluste haben (Temperatur, Öleintrag in den Kurbelraum). Damit können die sich ergebenden Unsicherheiten in den Ergebnissen abgeschätzt werden. Weiterhin sind die experimentell schwer bestimmbareren Einflussgrößen Öltröpfchengrößen und Ölvolumenanteil zwecks Abgleichsmöglichkeiten enthalten. Die Ölsorte wird trotz ihres Einflusses nicht bei der Systemanalyse berücksichtigt, da der prinzipielle Einfluss hier aufgezeigt wurde und die Ölsorte im Regelfall fest vorgegeben ist.

7 Systemanalyse

In diesem Kapitel werden für die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum der Motoren der BMW R1200GS und der BMW S1000RR Systemanalysen entsprechend Abschnitt 5.5.4 durchgeführt. Es werden Parameterräume definiert, in denen mittels LHS Eingangsdatensätze berechnet werden. Aus den Ergebnissen von dreidimensionalen CFD-Berechnungen mit diesen Eingangsdatensätzen werden Feed Forward neuronale Netze erstellt mit welchen die Systemanalyse durchgeführt wird. Mit dem FFNN Metamodell wird die bisher unbekannte Größe des Ölvolumenanteils im Kurbelraum bestimmt. Zur Größenordnung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum gibt es bisher in der Literatur weder aus der Berechnung, noch aus dem Versuch Aussagen.

Der CFMEP wird auf die Verluste der einzelnen Kurbeltriebsbauteile aufgeteilt und die Wirkungsgradreduktion der Motoren bezogen auf den Kraftstoffeinsetzung berechnet. Die beiden betrachteten Motoren werden hinsichtlich der in ihnen auftretenden strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum verglichen. Es wird auf Optimierungspotentiale geschlossen. Weiterhin wird gezeigt, weshalb bei der Berechnung der Kurbelraumdurchströmung von Motorradmotoren die dreidimensionale CFD-Berechnung genutzt werden muss und nicht auf die einfachere nulldimensionale Modellierung zurückgegriffen werden kann. Im Bezug auf die Betrachtung des Öltröpfchengrößenspektrums in Abschnitt 3.8 wird der Einfluss der Luft-Öl-Interaktion auf die Zusammensetzung des Öltröpfchengrößenspektrums im Kurbelraum betrachtet. Aus der Systemanalyse in diesem Kapitel soll auf die Charakteristik des CFMEP der Verbrennungskraftmaschine geschlossen werden.

7.1 Systemanalyse der BMW R1200GS

Folgend wird die Analyse der strömungsmechanischen Verluste des Systems Kurbelraum des Motors der BMW R1200GS entsprechend Abschnitt 5.5.4 durchgeführt. Dafür wird zuerst der Parameterraum aufgespannt, für den ein FFNN erstellt wird. Mittels des Metamodells und des, entsprechend Abschnitt 5.3, empirisch-analytisch berechneten CFMEP wird der Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid bestimmt. Mit diesem sind, unter Berücksichtigung der Betrachtungen in Kapitel 3, die Werte aller bedeutenden Einflussgrößen für den Motor im geschleppten Betrieb bekannt und es erfolgt eine Detailauswertung der strömungsmechanischen Verluste.

7.1.1 Definition des Parameterraums

Zur Festlegung der Parameterräume werden die Aussagen der Sensitivitätsanalyse in Kapitel 6 genutzt. Für die bedeutenden Einflussgrößen werden die festgelegten Parameterräume in Tabelle 7.1 aufgeführt.

<i>Einflussgröße</i>	<i>untere Grenze</i>	<i>obere Grenze</i>
Drehzahl	3.000 1/min	8.500 1/min
Ölvolumenanteil	0.2 %	5.0 %
d_{32} Öltröpfchengrößenspektrum	50 μm	180 μm
Öleintrag über Lager	1 1/min	6.5 1/min
Temperatur	70 °C	120 °C
Aktivierungsdruck Membranventil	1.0 bar	1.45 bar

Tabelle 7.1: Einflussgrößen und Parameterräume bei Berechnung der BMW R1200GS

Die Drehzahl wird im Bereich von 3.000 1/min bis zur Maximaldrehzahl von 8.500 1/min betrachtet. Mit den Erfahrungen der Sensitivitätsanalyse wird für den Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid angenommen, dass ein realistischer Wert zwischen 0.2 % und 5 % liegt. Der Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums wird nach Abbildung 3.24 im Bereich von 50 μm und 180 μm untersucht. Der Öleintrag entspricht dem Wertebereich in Abbildung 3.12. Die betrachteten Temperaturen umfassen den normalen Motorbetriebs ohne Kaltstart. Der Aktivierungsdruck des Membranventils wird zwischen 1.0 bar und 1.45 bar untersucht, da damit sowohl die Erhöhung des Drucks im Kurbelraum auf Grund der Dynamik des Membranventils, wie in Abschnitt 6.2.12 gezeigt, als auch eine Unterdruckerzeugung im Kurbelgehäuse erfasst wird.

Zum mittels LHS erzeugten Feld der Eingangsdaten, bzw. zum Konvergenzverhalten und zur Genauigkeit des Metamodells erfolgen Betrachtungen in Abschnitt 7.2.1 und 7.2.2. Es soll festgehalten werden, dass der mittlere absolute Fehler (MAE) des Metamodells des CFMEP hier 0.122 Nm ist. Damit ist eine sehr gute Übereinstimmung der Ergebnisse aus den dreidimensionalen CFD-Berechnungen und der Ergebnisse des Metamodells gegeben.

7.1.2 Bestimmen des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW R1200GS

In Abbildung 7.1 wird der CFMEP der BMW R1200GS in Abhängigkeit der Drehzahl und des Ölvolumenanteils im Kurbelraum dargestellt. Der betrachtete Lastzustand ist geschleppter Betrieb bei 90 °C. Öleintrag in den Kurbelraum und der Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums sind drehzahlabhängig entsprechend vorheriger Betrachtungen definiert. Der Aktivierungsdruck des Membranventils wird mit 1.21 bar vorgegeben. Über die Ergebnisfläche aufgetragen ist der Graph des empirisch-analytisch berechneten CFMEP. Damit ergibt sich der zum empirisch-analytisch berechneten CFMEP zugehörige Ölvolumenanteil im Kurbelraum der BMW R1200GS. Es wird deutlich, dass der Ölvolumenanteil mit der Drehzahl ansteigt. Die Schwankungen im Verlauf ergeben sich vor allem aus Schwankungen des gemessenen Strip-Down-Reibmoments des Kur-

betriebs, welches zur empirisch-analytischen Berechnung des CFMEP genutzt wurde. Weiterhin wird gezeigt, dass eine Reduktion des Ölvolumenanteils im Kurbelraum Potential zur Verringerung des CFMEP bietet.

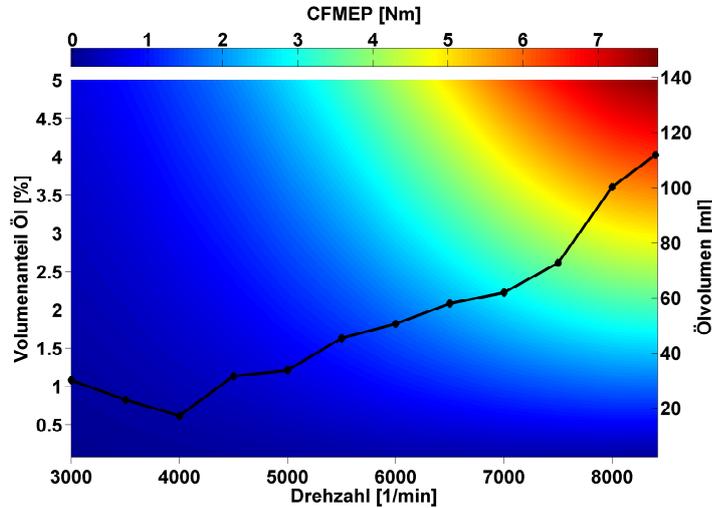


Abbildung 7.1: Bestimmung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW R1200GS aus der Drehzahl-Ölvolumenanteil-Ergebnisfläche des Metamodells

7.1.3 Detailauswertung des CFMEP und der Einflussgrößen

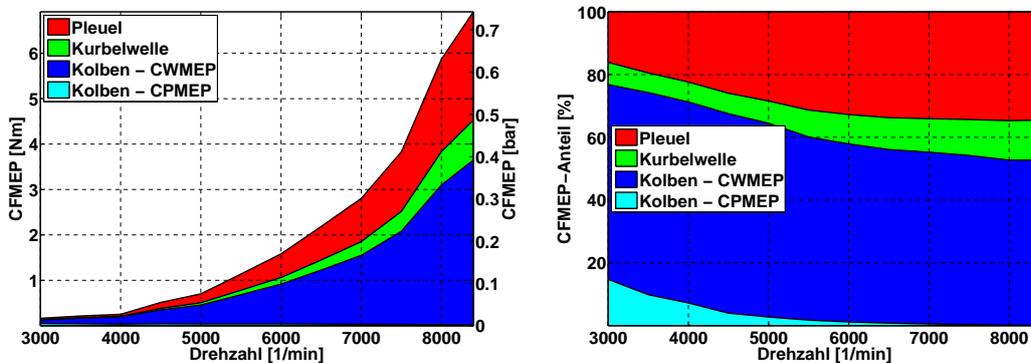


Abbildung 7.2: Absoluter und relativer CFMEP der Kurbeltriebsbauteile der BMW R1200GS

Mittels des nun bekannten Ölvolumenanteils im Kurbelraum werden die Verlustanteile am Kurbeltrieb betrachtet. In Abbildung 7.2 wird der drehzahlabhängige absolute und relative CFMEP der Kurbeltriebsbauteile der BMW R1200GS im geschleppten Betrieb bei einer Öltemperatur von 90 °C dargestellt. Es wird wiederum deutlich, dass der CWMEP der Kolben den größten Anteil an den strömungsmechanischen Verlusten hat. Wie in Abschnitt 6.2.12 festgestellt, wird der CPMEP, die Volumenänderungsarbeit, mit steigender Drehzahl vernachlässigbar. Dies ist auch durch die unzureichende Formulierung des Membranventils bedingt. Bei einem CPMEP in Größenordnung des bei 8.500¹/min gemessenen Wertes von ca. 0.2 Nm würde der CPMEP einen Anteil von ca. 3 % des Gesamt-CFMEP haben und wäre damit weiterhin der geringste Anteil. Es wird bestätigt, dass der Pleuelanteil am CFMEP des Motors der BMW R1200GS deutlich größer als der Kurbelwellenanteil

ist.

In Abbildung 7.3 wird die Wirkungsgradreduktion durch den CFMEP dargestellt. Dabei wird die Verlustleistung auf Grund der strömungsmechanischen Verluste auf die lastpunktabhängig eingesetzte Kraftstoffenergie bezogen. Da der CFMEP von der Drehzahl aber nicht von der Last abhängig ist, ergeben sich im niedrigen Lastbereich größere Wirkungsgradeinbußen. Die eingesetzte Kraftstoffenergie ist geringer, während die Verlustleistung konstant bleibt. Es zeigt sich, dass bis zu 7% der eingesetzten Kraftstoffenergie durch die strömungsmechanischen Verluste vernichtet werden. Entsprechend des niedrigen CFMEP ist bei geringen Drehzahlen die Wirkungsgradreduktion gering.

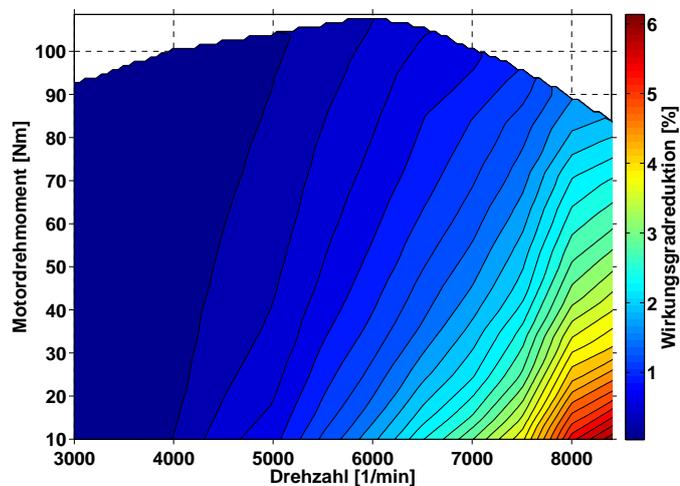


Abbildung 7.3: Wirkungsgradreduktion der BMW R1200GS auf Grund des CFMEP

Aus Abbildung 7.4 ergibt sich die Abhängigkeit des CFMEP der BMW R1200GS von Drehzahl und Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums. Wie bereits aus der Sensitivitätsanalyse bekannt, steigt im Bereich des definierten Parameterraums der CFMEP mit kleiner werdendem Sauterdurchmesser. Dabei wird deutlich, dass entlang einer Drehzahlebene der Anstieg nicht linear ist, sondern mit kleiner werdendem Sauterdurchmesser progressiver wird. Dies entspricht ebenso den Ergebnissen der Sensitivitätsanalyse (vgl. Abb. 6.30). Damit stellt eine Erhöhung des Sauterdurchmessers des Öltröpfchengrößenspektrums, z.B. durch Verringerung der Außendurchmesser der Ausgleichsgewichte auf den Kurbelwellenwangen, ebenfalls eine Möglichkeit zur Reduktion des CFMEP dar.

Abbildung 7.5 zeigt die Abhängigkeit des CFMEP vom Öleintrag in den Kurbelraum. Ein höherer Öleintrag bedingt einen höheren CFMEP. Dies ist auf die Erhöhung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum zurückzuführen und soll hier der Überprüfung der Plausibilität dienen. Gleichzeitig steigen die strömungsmechanischen Verluste im niedrigen Drehzahlbereich stärker mit dem Lageröleintrag als bei hohen Drehzahlen. Dies resultiert aus dem geringen Ölvolumenanteil im Kurbelraumfluid bei niedrigen Drehzahlen (vgl. Abb. 7.1) und dem damit stärkeren Gradienten des Ölvolumenanteils durch den Öleintrag. Zusammenfassend stellt die Reduktion des Öleintrags eine Möglichkeit zur Verringerung des CFMEP dar.

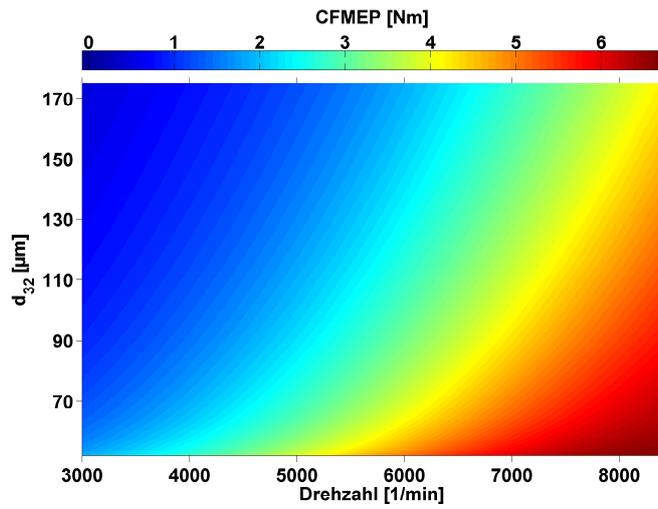


Abbildung 7.4: CFMEP der BMW R1200GS in Abhängigkeit von Drehzahl und d_{32} des Öltröpfchengrößenspektrums

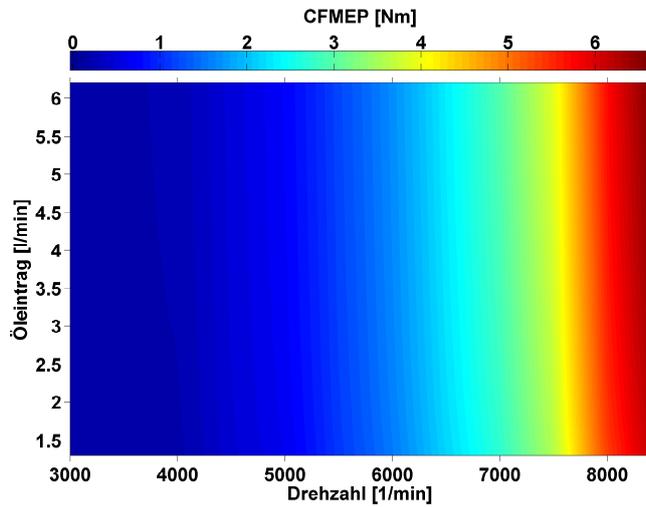


Abbildung 7.5: CFMEP der BMW R1200GS in Abhängigkeit von Drehzahl und Öleintrag

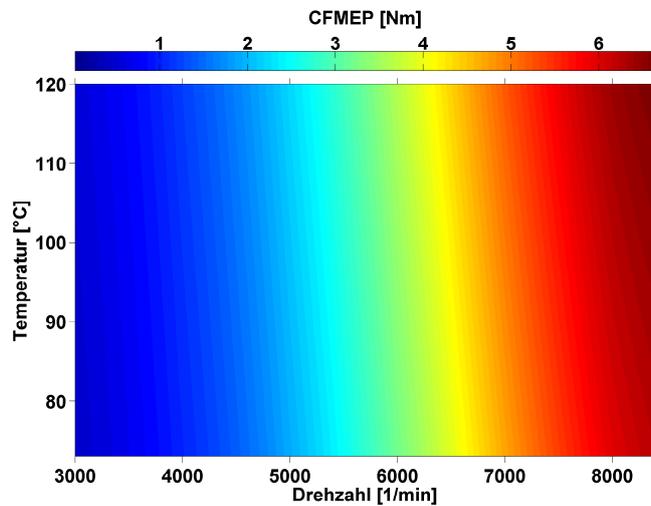


Abbildung 7.6: CFMEP der BMW R1200GS in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur

Wie bereits aus der Sensitivitätsanalyse bekannt, steigt der CFMEP der BMW R1200GS mit der Temperatur. Dieser Zusammenhang bestätigt sich bei Auswertung des Metamodells und der Darstellung des CFMEP in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur in Abbildung 7.6. Mittels der dargestellten Ergebnisflächen wird deutlich, dass zur Verringerung des CFMEP die wirksamsten Angriffspunkte die Reduktion des Ölvolumenanteils im Kurbelraum und eine Vergrößerung des Sauterdurchmessers des Öltröpfchengrößenspektrums sind.

7.1.4 Ölzerstäubung im Kurbelraum der BMW R1200GS

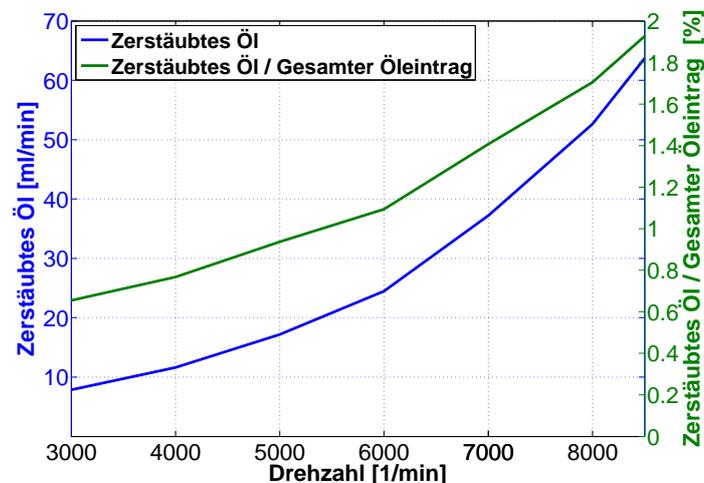


Abbildung 7.7: Zerstäubtes Öl im Kurbelraum der BMW R1200GS

Um die Ölzerstäubung auf Grund der Interaktion von Öltröpfchen mit dem Kurbelraumgas zu beurteilen, werden im CFD-Modell die im Kurbelraum berechneten Weberzahlen We_{FG} (vgl. Gl. 3.32) ausgewertet. Es wird davon ausgegangen, dass bei lokalen We_{FG} größer als $We_{krit} \sim 13$ erste Tropfenaufbruchmechanismen stattfinden (vgl. [54]). Es wird angenommen, dass in den entsprechenden Zellen des Finite-Volumen-Modells die lokal vorhandene Ölmasse komplett zerstäubt wird. Dies dient den hier folgenden Auswertungen und ist nicht als Aufbruchmodell in die CFD-Berechnung integriert. Während der gesamten Berechnungen bleiben die Sauterdurchmesser des Tröpfchengrößenspektrums drehzahlabhängig wie in Abschnitt 3.8 bestimmt. Damit ergeben sich die in Abbildung 7.7 aufgeführten Verläufe für die drehzahlabhängig zerstäubte Ölmasse und das Verhältnis dieser zerstäubten Ölmasse zum Gesamtöleintrag in den Kurbelraum. Mit steigender Drehzahl wird auf Grund steigender Fluidgeschwindigkeiten mehr Öl im Kurbelraum zerstäubt. Insgesamt wird durch Gas-Öl-Interaktion weniger als 2 % des gesamten Öleintrags zerstäubt.

Der Einfluss verschiedener physikalischer Mechanismen auf den mittleren Sauterdurchmesser d_{32} wird in Abbildung 7.8 aufgeführt. Der Sauterdurchmesser des in der Gasströmung zerstäubten Öls (hellblaue Kurve) wird mittels Gleichung 3.33 berechnet. Es zeigt sich, dass der kombinierte Sauterdurchmesser durch Zerstäubung auf Grund von Blow-by und Rotationsabschleudern (schwarze Kurve), entsprechend Gleichung 3.37, 3.38 und 3.39, durch die Zerstäubung auf Grund der Öl-Gas-Interaktion wenig beeinflusst wird. Der für die Zerstäubung durch Blow-by, Rotationsabschleudern und Zerstäubung durch Gas-Öl-Interaktion berechnete Sauterdurchmesser (rot strichpunktierte

Kurve) unterscheidet sich kaum von der Kurve bei der Abschleudern und Blow-by kombiniert betrachtet werden. Die Berechnung des Sauterdurchmessers bei Kombination von Gas-Öl-Interaktion, Blow-by und Rotationsabschleudern erfolgt unter Nutzung der Gleichungen 3.37, 3.38 und Berechnung der je Zeiteinheit zerstäubten Öltröpfchen bei Gas-Öl-Interaktion

$$\dot{n}_{T,FG} = \frac{\dot{m}_{FG}}{\rho_d \cdot \frac{4}{3} \cdot \pi \cdot \left(\frac{d_{32,FG}}{2}\right)^3} \quad (7.1)$$

aus der je Zeiteinheit zerstäubten Ölmasse \dot{m}_{FG} . Der kombinierte Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums ergibt sich zu:

$$d_{32} = \frac{d_{32,BB}^3 \cdot \dot{n}_{T,BB} + d_{32,RA}^3 \cdot \dot{n}_{T,RA} + d_{32,FG}^3 \cdot \dot{n}_{T,FG}}{d_{32,BB}^2 \cdot \dot{n}_{T,BB} + d_{32,RA}^2 \cdot \dot{n}_{T,RA} + d_{32,FG}^2 \cdot \dot{n}_{T,FG}} \quad (7.2)$$

Damit fehlt für eine vollständige Betrachtung der Einflüsse auf das Öltröpfchengrößenspektrum nur die Interaktion der Öltröpfchen untereinander, z.B. durch Tropfenkollision. Dies wird hier vernachlässigt, da mittels Berechnung über den Euler-Euler-Ansatz weder der Aufschlagsparameter B , noch die Weberzahl We_{FF} auf Grund der Tröpfcheninteraktion (vgl. Abschnitt 3.8.3 und Abb. 3.29) auflösbar sind. Entsprechend der Erfahrungen aus der Gas-Öl-Interaktion wird der Einfluss der Öl-Öl-Interaktion auf den Sauterdurchmesser des Tröpfchengrößenspektrums als vernachlässigbar angenommen. Somit ergibt sich, dass das Öltröpfchengrößenspektrum im Kurbelraum durch das Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle dominiert wird.

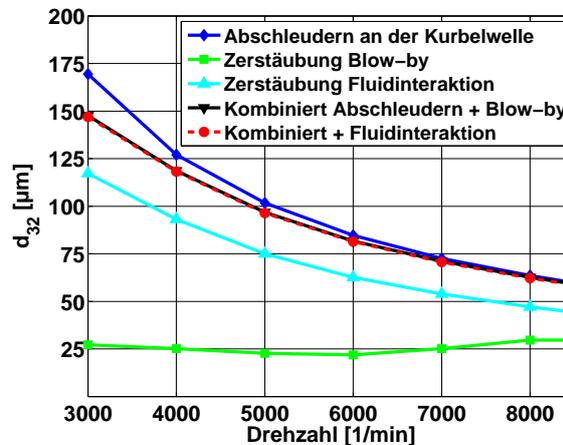


Abbildung 7.8: Resultierender d_{32} des Öltröpfchengrößenspektrums im Kurbelraum der BMW R1200GS

7.2 Systemanalyse der BMW S1000RR

Im Gegensatz zum bisher betrachteten Boxermotor der BMW R1200GS ist der Motor der BMW S1000RR ein Reihenvierzylinder. Die Motoren unterscheiden sich vor allem dadurch, dass jede Kurbelwellenkröpfung der BMW S1000RR in einem einzelnen Kurbelraum liegt und die Kurbelräume untereinander und mit den restlichen Volumina des Kurbelgehäuses interagieren. Die Verbindungen

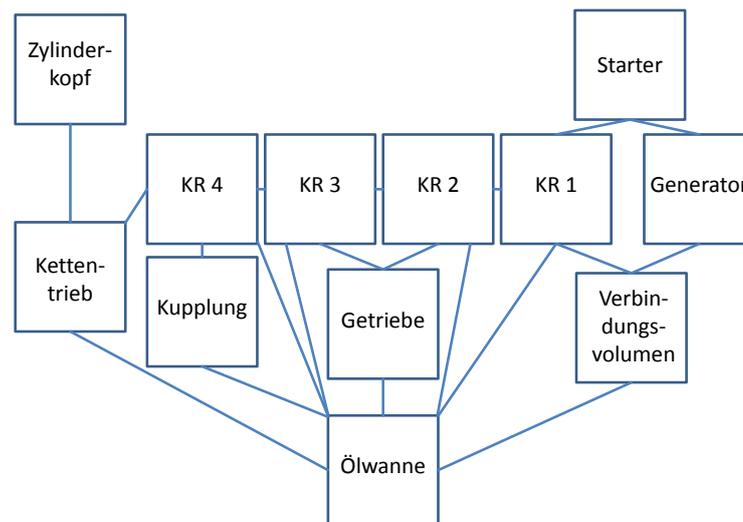


Abbildung 7.9: Aufbau Kurbelgehäuse BMW S1000RR

der einzelnen Volumina des Kurbelgehäuses werden in Abbildung 7.9 schematisch dargestellt. Die vier Kurbelräume (KR) haben Verbindungen untereinander. Kurbelraum 2 und 3 sind mit dem Getrieberaum verbunden. Kurbelraum 1 ist mit dem Volumen, welches den Startertrieb beherbergt, und einem Verbindungsvolumen, welches die Verbindung vom Generatorraum und Kurbelraum 1 zur Ölwanne darstellt, verbunden. Sämtliche Kurbelräume sind mit der Ölwanne verbunden, um den Ölrückfluß zu gewährleisten.

Da die Kurbelräume nicht konstruktiv vom Kurbelgehäuse getrennt sind, wird in der dreidimensionalen CFD-Berechnung das gesamte Kurbelgehäuse betrachtet. Das zugehörige Finite-Volumen-Netz wird in Abbildung 7.10 gezeigt. Um die Anzahl der Volumenzellen gering zu halten, werden nur die Kurbelräume räumlich fein aufgelöst. Die restlichen Volumina wurden grob vernetzt, da sich zeigte, dass sie nur für die Interaktionen mit den Kurbelräumen von Bedeutung sind, ein detailliertes Auswerten des Strömungsfeldes in diesen aber nicht erforderlich ist.

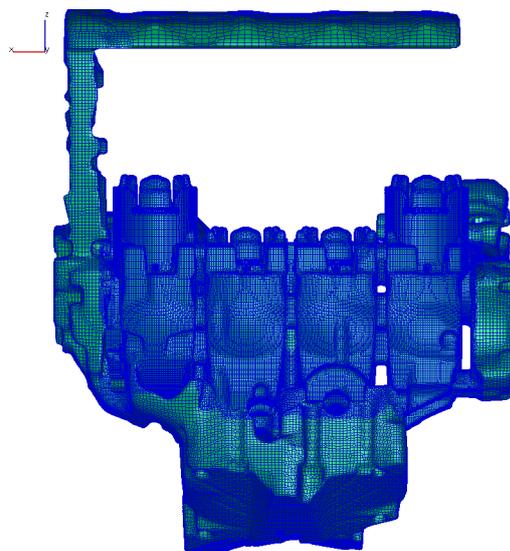


Abbildung 7.10: Finite-Volumen-Netz der BMW S1000RR

Zusätzlich zu den bekannten Blow-by- und Lagerrandbedingungen wird den Kurbelräumen Öl über Ölspritzdüsen zugeführt. Diese Ölspritzdüsen werden zur Kolbenkühlung genutzt und sind entsprechend in Richtung der Kolben ausgerichtet. Weiterhin wird an der Ölwanne eine Ölabsaugung definiert, mit welcher die gleiche Masse Öl aus dem Kurbelgehäuse entfernt wird, wie insgesamt eingetragen wird. Die Kurbelgehäuseentlüftung wird als Randbedingung so definiert, dass nur Luft aus dem Kurbelgehäuse entweichen kann. Im Gegensatz zur BMW R1200GS wird bei der BMW S1000RR 5W40-Öl (vgl. Abschnitt 3.7) genutzt.

7.2.1 Definition des Parameterraums

Bei der Festlegung der betrachteten Einflussgrößen und der Parameterräume werden analog zu Abschnitt 7.1 die Aussagen der Sensitivitätsanalyse in Kapitel 6 genutzt. Die Einflussgrößen und deren Wertebereiche werden in Tabelle 7.2 aufgeführt. Die betrachteten Drehzahlen werden von oberhalb des Standgases bis zur Drehzahl, an der die Maximalleistung auftritt, festgelegt. Der betrachtete Bereich des Ölvolumenanteils im Kurbelraum wird, wie in Abschnitt 7.1.1, mit 0.2 % bis 5 % gewählt. Dabei wird der Ölvolumenanteil auf das Kurbelraumvolumen bei UT-, bzw. OT-Stellung der vier Kolben bezogen. Der Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums liegt im betrachteten Drehzahlband nach Abbildung 3.24 zwischen $42 \mu\text{m}$ und $180 \mu\text{m}$. Entsprechend werden die Grenzen in diesen Bereich gelegt. Für die Grenzen des Öleintrags werden die minimalen und maximalen Werte entsprechend Abbildung 3.13 verwendet. Die betrachteten Temperaturen werden an Hand der auftretenden Temperaturen beim Motorbetrieb (außer Kaltstart) festgelegt. Im Regelfall herrscht im Kurbelgehäuse der BMW S1000RR Umgebungsdruck. Durch die Grenzwerte von 0.8 bar und 1.05 bar sollen die Auswirkungen bei leichtem Überdruck und gezielter Unterdruckerzeugung abgeschätzt werden.

<i>Einflussgröße</i>	<i>untere Grenze</i>	<i>obere Grenze</i>
Drehzahl	3.000 $1/\text{min}$	13.000 $1/\text{min}$
Ölvolumenanteil	0.2 %	5.0 %
d_{32} Öltröpfchengrößenspektrum	40 μm	180 μm
Öleintrag über Lager und Kolbenspritzdüsen	3 $1/\text{min}$	17 $1/\text{min}$
Temperatur	70 °C	130 °C
Druck	0.8 bar	1.05 bar

Tabelle 7.2: Einflussgrößen und Parameterräume bei der Berechnung der BMW S1000RR

Mittels LHS werden in den vorgegebenen Grenzen 60 Eingangsdatensätze für die CFD-Berechnungen erstellt. In Abbildung 7.11 wird die Aufteilung der Temperatur auf diese 60 Datensätze dargestellt. Der jeweilige Wertebereich wird in eine der Anzahl der Eingangsdatensätze entsprechende Anzahl von Klassen unterteilt (vgl. Abschnitt 5.5.1.2). Diese Klassen werden jeweils einmal in den Eingangsdatensätzen genutzt. Die Wertebereiche der weiteren Einflussgrößen werden ebenso in dieser Form unterteilt.

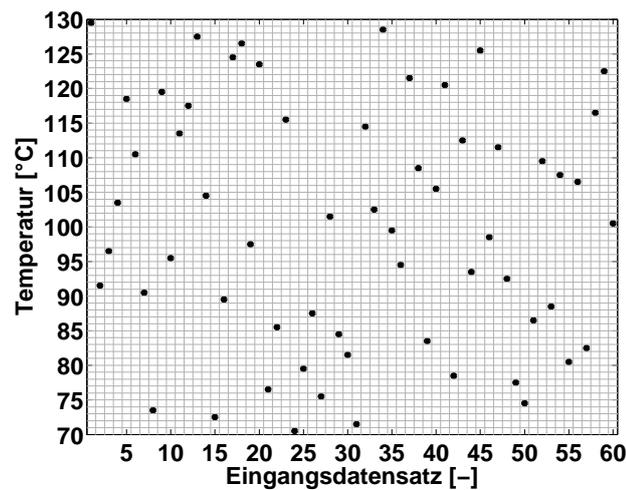


Abbildung 7.11: Temperaturen in den Eingangsdatensätzen

Mit den erstellten Eingangsdatensätzen werden dreidimensionale CFD-Berechnungen durchgeführt, aus deren Ergebnisse ein FFNN Metamodell erstellt wird.

7.2.2 Metamodellgenauigkeit

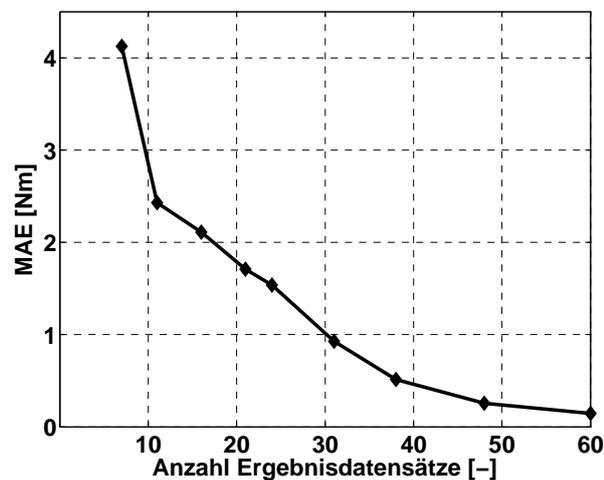


Abbildung 7.12: Konvergenzverhalten des Metamodells

Aus dem Metamodell wird der CFMEP der BMW S1000RR berechnet. Das Metamodell wird hinsichtlich seiner Genauigkeit, also der Abweichung der Ergebnisse aus dem Metamodell gegenüber den Ergebnissen der dreidimensionalen CFD-Berechnungen bewertet. Die Abhängigkeit des mittleren absoluten Fehlers MAE (vgl. Gleichung 5.17) von der Anzahl der Ergebnisdatensätze wird in Abbildung 7.12 gezeigt. Mit steigender Anzahl an Ergebnisdatensätzen sinkt die Abweichung der Ergebnisse des Metamodells von den Ergebnissen der dreidimensionalen CFD-Berechnungen. Bei der vollen Anzahl von Datensätzen beträgt der $MAE = 0.12 \text{ Nm}$, womit eine sehr gute Überein-

stimmung zu den Ergebnissen der CFD-Berechnungen gegeben ist.

7.2.3 Bestimmen des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW S1000RR

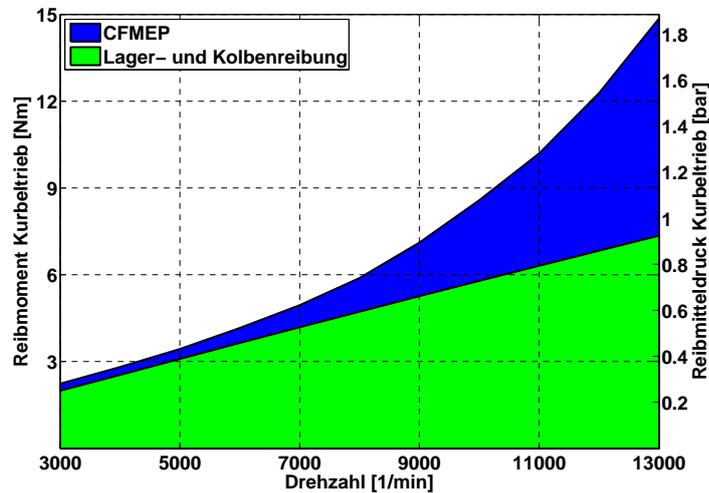


Abbildung 7.13: Empirisch-analytisch berechneter CFMEP der BMW S1000RR

Über die Kombination von Auswertung des Metamodells und des empirisch-analytisch berechneten CFMEP wird der Ölvolumenanteil im Kurbelraum der BMW S1000RR abgeschätzt. Um den empirisch-analytischen CFMEP zu berechnen wird das Vorgehen entsprechend Abschnitt 5.3 angewandt. Aus Strip-Down-Versuchen wird auf die Kurbeltriebsverluste geschlossen. Von diesen werden die empirisch-analytisch berechneten Werte für Kolben- und Lagerreibungen abgezogen, um den empirisch-analytisch berechneten CFMEP zu erhalten. In Abbildung 7.13 wird die so erhaltene Aufteilung der Kurbeltriebsverluste dargestellt. Im niedrigen Drehzahlbereich ist der CFMEP gering. Nahe der Maximaldrehzahl steigt der CFMEP in eine dem Reibmoment auf Grund der Lager- und Kolbenreibung vergleichbare Größenordnung.

Unter der Nutzung des empirisch-analytisch berechneten CFMEP wird mittels des Metamodells der Ölvolumenanteil im Kurbelraum der BMW S1000RR bestimmt. In Abbildung 7.14 wird der CFMEP in Abhängigkeit von Drehzahl und Ölvolumenanteil im Kurbelraum dargestellt. Für die weiteren Einflussgrößen erfolgen Vorgaben: Als Temperatur wird die Öltemperatur des Strip-Down-Versuchs von 90°C vorgegeben. Der Öleintrag ist entsprechend Abbildung 3.13 in Abhängigkeit von der Drehzahl definiert. Der Druck im Kurbelraum wird dem Umgebungsdruck gleichgesetzt. Der Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums wird in Abhängigkeit von der Drehzahl entsprechend Abbildung 3.24 vorgegeben. Der zusätzlich aufgetragene Graph in Abbildung 7.14 entspricht dem empirisch-analytisch berechneten CFMEP. Damit wurde der drehzahlabhängige Ölvolumenanteil im Kurbelraum bestimmt. Entsprechend des höheren Ölpumpendurchsatzes bei höherer Drehzahl steigt mit der Drehzahl der Ölvolumenanteil im Kurbelraum, wobei ein deutlicher Anstieg erst oberhalb von 6.000 1/min auftritt, also in dem Bereich ab dem die Ölspritzdüsen einen stark steigenden Öleintrag liefern. Es ergibt sich bei 13.000 1/min ein Ölvolumenanteil von ca. 2.4%, was einem Ölvolumen von ca. 120 ml entspricht. Da die Berechnung ohne Oberflächenrauigkeit erfolgte, bzw. ein Eindringen des Öls in die Oberflächenstrukturen von Kurbelgehäuse

und Kurbeltriebsbauteilen nicht modelliert wird, wird das reale Ölvolumen im Kurbelraum höher als das so berechnete Ölvolumen sein. Dennoch sollte im realen Anwendungsfall ein qualitativ vergleichbarer Verlauf des drehzahlabhängigen Ölvolumenanteils im Kurbelraum auftreten.

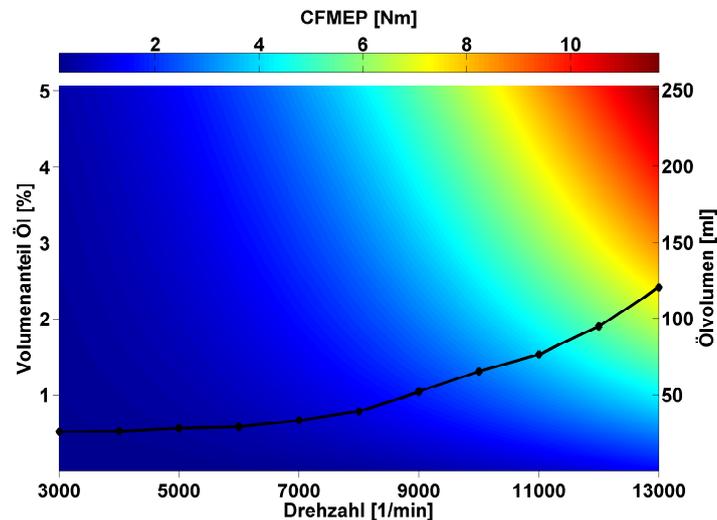


Abbildung 7.14: Bestimmung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum der BMW S1000RR

In Abbildung 7.15 wird die in den Kurbelräumen gemessene Volumenänderungsarbeit mit der berechneten Volumenänderungsarbeit verglichen. Dafür wurde ein Metamodell des CPMEP mit den oben aufgeführten Eingangsgrößen und dem eben bestimmten Ölvolumenanteil im Kurbelraum genutzt. Versuch und Berechnung zeigen eine gute Übereinstimmung. Der CPMEP steigt mit der Drehzahl an, was auf das hochfrequente Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids zwischen den Kurbelräumen der gegenläufigen Zylinder 1-2 und 3-4 zurückzuführen ist.

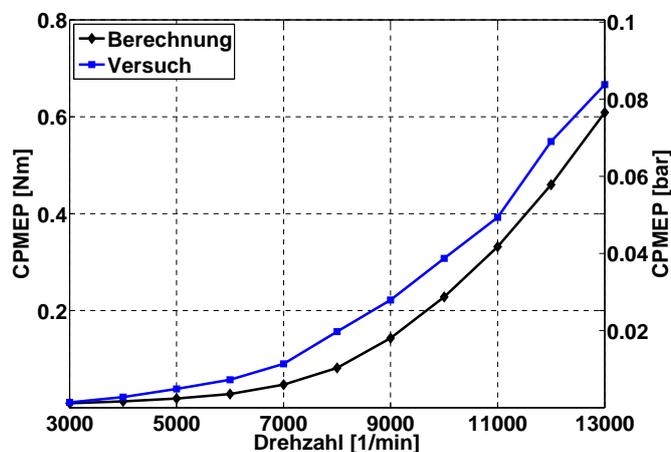


Abbildung 7.15: Gegenüberstellung des CPMEP der BMW S1000RR aus Versuch und Berechnung

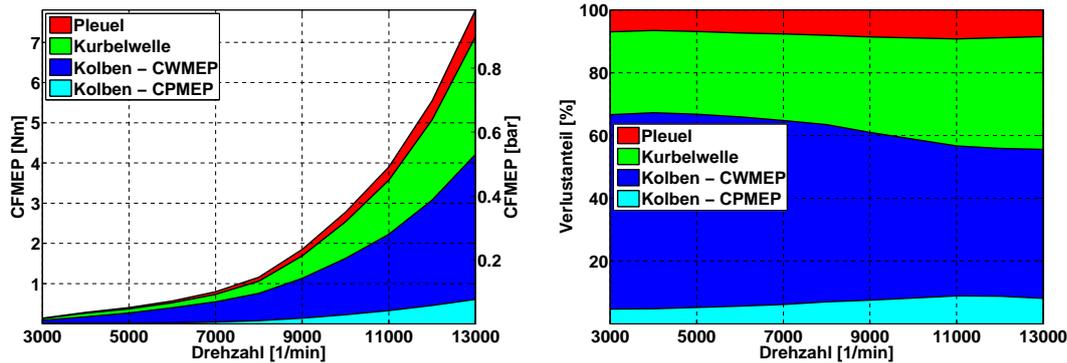


Abbildung 7.16: Absoluter und relativer CFMEP der Kurbeltriebsbauteile der BMW S1000RR.

7.2.4 Detailauswertung des CFMEP und der Einflussgrößen

Mit dem ermittelten drehzahlabhängigen Ölvolumenanteil erfolgt eine Aufteilung des CFMEP auf die Kurbeltriebsbauteile der BMW S1000RR und eine Betrachtung der bisher als fest vorgegebenen Einflussgrößen. In Abbildung 7.16 werden die drehzahlabhängigen absoluten und relativen Verlustanteile der Kurbeltriebsbauteile dargestellt. Es wird deutlich, dass der CWMEP der Kolben über den gesamten Drehzahlbereich die größten Verluste verursacht. Der Anteil der Pleuel ist relativ gering und nur wenig größer als der CPMEP. Der Anteil der Kurbelwelle am CFMEP liegt im Bereich von 30 % bis 40 % am Gesamt-CFMEP. Der CWMEP auf Grund der Kolbenbewegung gibt den Energieverlust durch Beschleunigen bzw. Abbremsen des Kurbelraumfluids während einer Kurbelwellenumdrehung wieder, wobei die Volumenänderungsarbeit separat im CPMEP wiedergegeben wird. Der CWMEP der Kolben ist nicht durch einfache Maßnahmen, wie eine Änderung der Kolbengeometrie beeinflussbar. Eine signifikante Reduktion des CWMEP der Kolben wird nur durch die Umgestaltung der Kurbelraumgeometrie erfolgen. Dies ist mit erheblichen Aufwänden verbunden. Damit liegt das größte nutzbare Optimierungspotential bei der BMW S1000RR in der Kurbelwellengeometrie.

In Abbildung 7.17 wird der CFMEP in Abhängigkeit von Drehzahl und Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums gezeigt. Der CFMEP steigt mit kleiner werdendem Sauterdurchmesser. Der Bereich, in welchem bei kleiner werdendem Sauterdurchmesser des Öltröpfchengrößenspektrums eine Verringerung des CFMEP erfolgt (vgl. Abschnitt 6.2.9), wird bei den gewählten Wertebereichen der Einflussgrößen nicht erreicht. Abbildung 7.18 zeigt die Abhängigkeit des CFMEP von Drehzahl und Öleintrag. Der CFMEP steigt mit dem Öleintrag in die Kurbelräume. Es ist zu sehen, dass bei geringer Drehzahl ein hoher Öleintrag einen stärkeren Gradienten des CFMEP bewirkt, als bei hohen Drehzahlen. Analog zur BMW R1200GS erfolgt dies daraus, dass bei geringen Drehzahlen ein geringer Ölvolumenanteil im Kurbelraum vorhanden ist und damit ein hoher Öleintrag eine stärkere Erhöhung des Ölvolumenanteils bewirkt als bei hohen Drehzahlen. Aus der Darstellung des CFMEP in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur in Abbildung 7.19 wird deutlich, dass die Temperatur nur einen geringen Einfluss auf den CFMEP der BMW S1000RR hat. Bei steigender Temperatur fällt der CFMEP gering. Dies ist konträr zu den Erkenntnissen aus Abschnitt 6.2.4, kann aber mit dem CFMEP der Kurbelwelle erklärt werden, welcher in Abbildung 7.20 in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur dargestellt wird. Mit steigender Temperatur fällt der durch die Kurbelwelle verursachte CFMEP deutlich. Entsprechend muss für den Verbund Kolben und

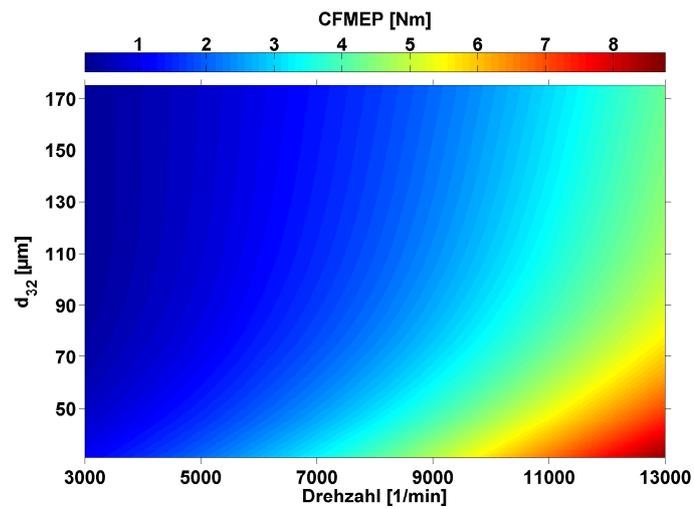


Abbildung 7.17: CFMEP der BMW S1000RR in Abhängigkeit von Drehzahl und d_{32} des Öltröpfchengrößenspektrums

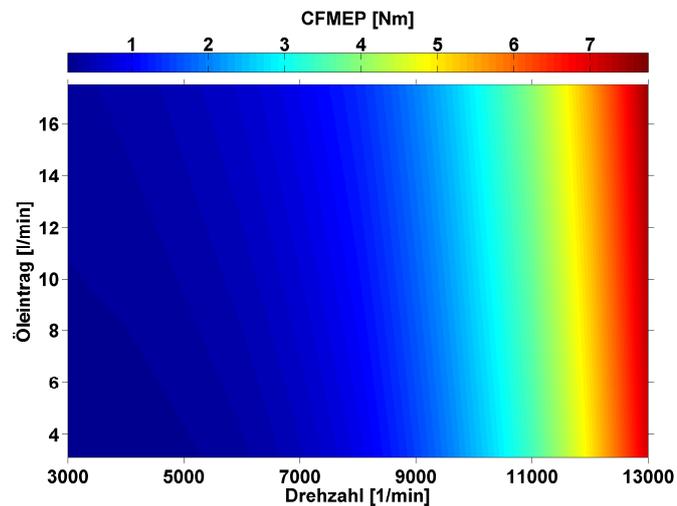


Abbildung 7.18: CFMEP der BMW S1000RR in Abhängigkeit von Drehzahl und Öleintrag

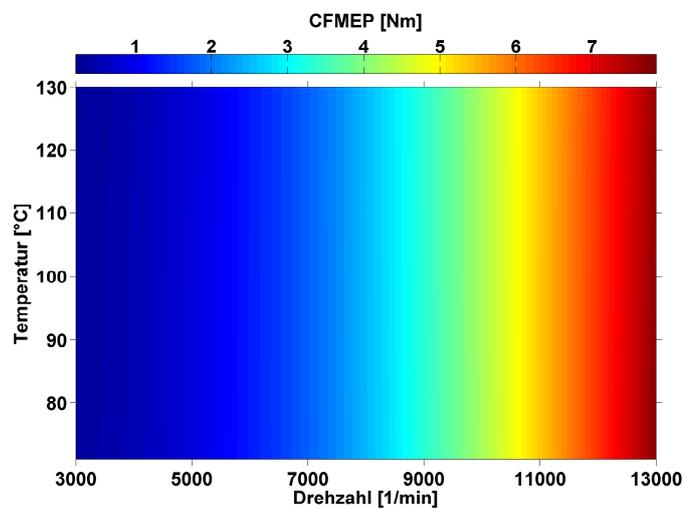


Abbildung 7.19: CFMEP der BMW S1000RR in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur

Pleuel bei steigender Temperatur der CFMEP steigen. Da der Kurbelwellenanteil des CFMEP bei der BMW S1000RR wesentlich größer ist als bei der BMW R1200GS fällt der Gesamt-CFMEP mit der Temperatur. Die Abhängigkeit des CFMEP von Drehzahl und mittlerem Druck im Kurbelraum

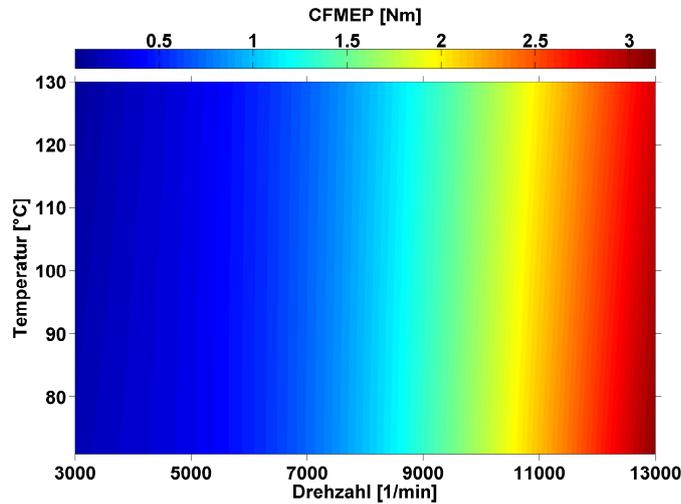


Abbildung 7.20: CFMEP der Kurbelwelle der BMW S1000RR in Abhängigkeit von Drehzahl und Temperatur

wird in Abbildung 7.21 dargestellt. Es ist zu sehen, dass der CFMEP bei einer Verringerung des mittleren Drucks in den Kurbelräumen fällt. Die Berechnung der Verringerung des CFMEP bei

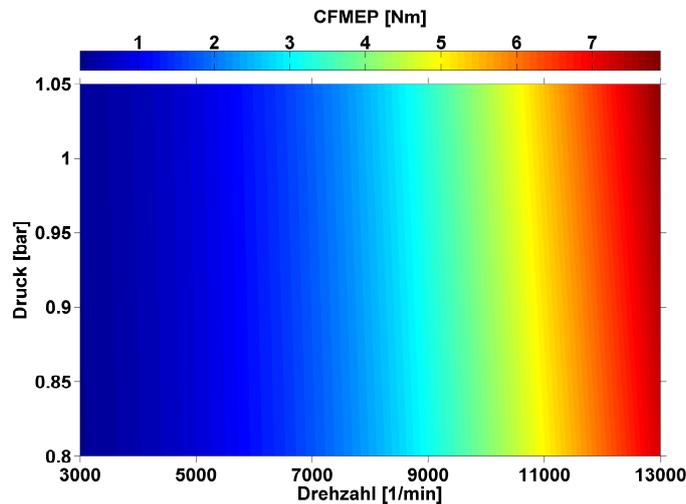


Abbildung 7.21: CFMEP der BMW S1000RR in Abhängigkeit von Drehzahl und Kurbelgehäusedruck

einer Reduktion des mittleren Kurbelgehäusedrucks von 1.0 bar auf 0.8 bar zeigt das Potential zur Reduktion des CFMEP über Unterdruckerzeugung durch Absaugung an der Kurbelgehäuseentlüftung der BMW S1000RR (Abb. 7.22). Bei 13.000 1/min wird der CFMEP durch diese Maßnahme um ca. 0.45 Nm reduziert. Dies bedeutet einen Leistungsgewinn von ca. 0.6 kW.

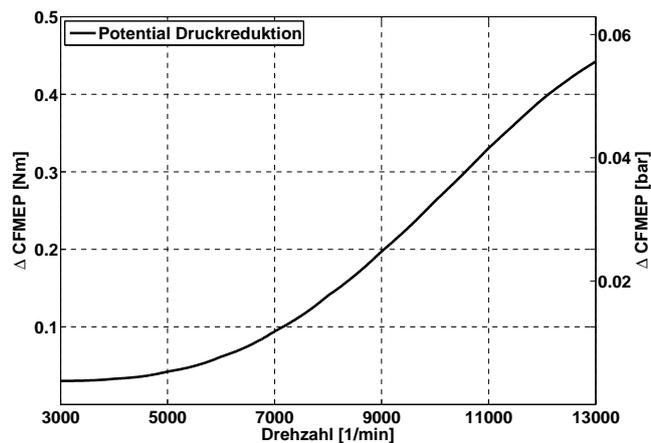
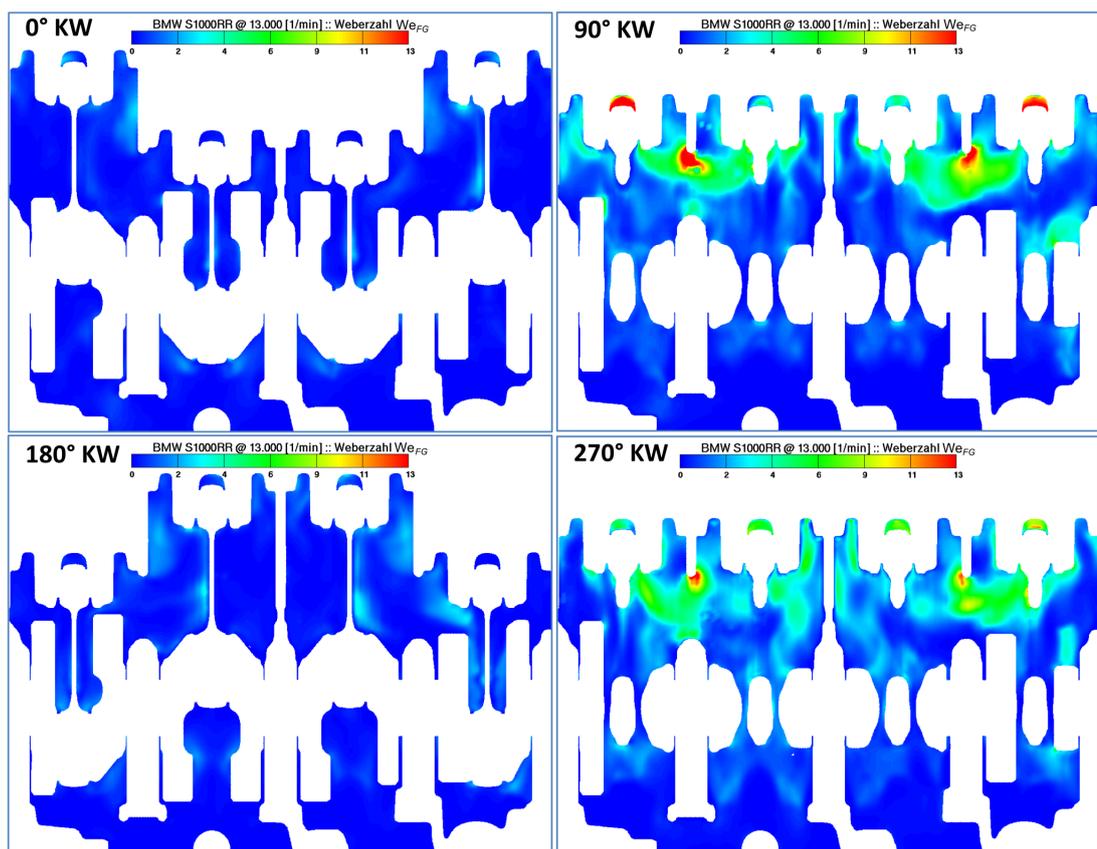


Abbildung 7.22: Potential zur CFMEP-Reduktion durch Unterdruck im KGH

7.2.5 Ölzerstäubung in den Kurbelräumen der BMW S1000RR

Abbildung 7.23: We_{FG} im KGH der BMW S1000RR bei 13.000 1/min

Aus der Berechnung der Betriebspunkte mit den bekannten Werten der Einflussgrößen wird ermittelt, wie viel Öl auf Grund der Interaktion mit dem Kurbelraumgas zerstäubt wird. Analog zu Abschnitt 7.1.4 werden in den Volumenzellen die Weberzahlen We_{FG} berechnet. In Abbildung 7.23

werden für 13.000 1/min die Weberzahlen We_{FG} im BMW S1000RR Kurbelgehäuse in der Ebene der Kurbelwellenrotationsachse und der Zylinderlaufbahnen dargestellt. Bei 90 °KW und 270 °KW ist zu sehen, dass We_{FG} im Bereich der Beatmungsöffnungen zwischen den gegenläufigen Zylindern 1-2 und 3-4 Werte von $We_{krit} \sim 13$ übersteigt. An diesen Engstellen kommt es in der Realität zum Aufbruch der Öltröpfchen und somit zur Zerstäubung. Dieser Aufbruch wird von der Modellierung im CFD-Modell nicht berücksichtigt. Das laut Berechnung zerstäubte Ölvolumen wird in Abbildung 7.24 in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Die Menge des zerstäubten Öls steigt mit der Drehzahl, bleibt aber gegenüber dem Gesamteintrag an Öl gering. Maximal 0.9% des Öls im Kurbelraumfluid wird durch Interaktion mit Gas zerstäubt. Der Einfluss auf das Öltröpfchengrößenspektrum ist geringer als am Motor der BMW R1200GS und damit vernachlässigbar.

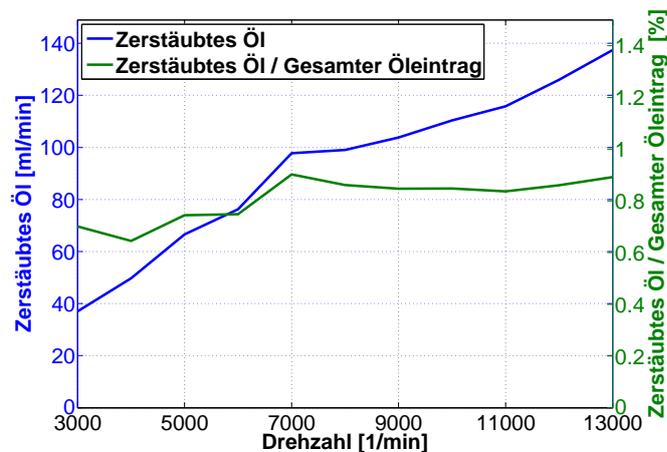


Abbildung 7.24: Zerstäubtes Öl im Kurbelraum der BMW S1000RR

7.2.6 Vergleich der Druckverläufe in den Kurbelräumen

Die gemessenen Druckverläufe im Kurbelraum der BMW S1000RR werden den berechneten Druckverläufen gegenübergestellt. Die Messung erfolgte mit Niederdruckindizersensoren, welche entsprechend Abbildung 7.25 in den Kurbelräumen des Motors verbaut wurden. In den Berechnungen wurden Messstellen an den entsprechenden Positionen definiert.

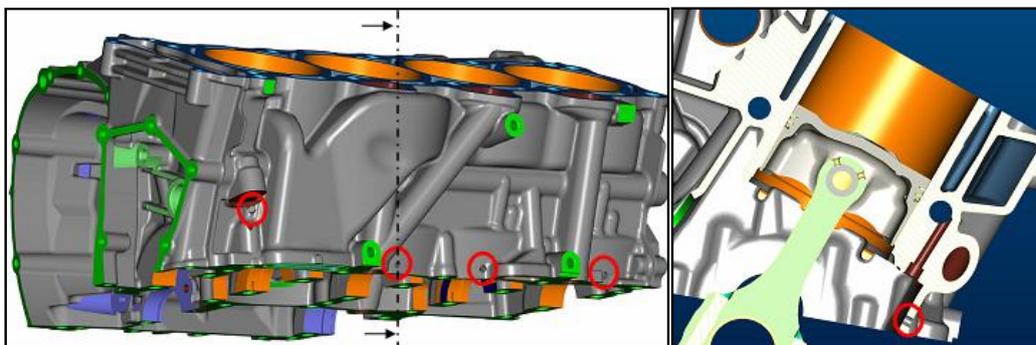


Abbildung 7.25: Position Niederdruckindizersensoren Kurbelräume BMW S1000RR (aus [65]):
a) Platzierung der Sensoren; b) Schnittansicht Zylinder 3

In Abbildung 7.26 werden die Druckverläufe in den Kurbelräumen der BMW S1000RR aus Versuch und aus dreidimensionaler CFD-Berechnung bei $10.000\ 1/\text{min}$ im geschleppten Betrieb gegenübergestellt. Dabei erfolgte eine Tiefpassfilterung des berechneten Druckverlaufs um hochfrequente Sprünge auf Grund der Rezones des Berechnungsgitters auszublenden. Es zeigt sich, dass sowohl Amplitude als auch Verlauf des Drucks in Versuch und Berechnung gut übereinstimmen. Die hochfrequenten Schwankungen in den experimentellen Verläufen ergeben sich auf Grund des Körperschalleinflusses und durch Pfeifenschwingungen. Das Maximum im Druckverlauf des jeweiligen Kurbelraums ergibt sich nach dem OT des jeweiligen Zylinders, also in Kurbelraum 1 und 4 nach 0°KW und in Kurbelraum 2 und 3 nach 180°KW . Damit ergibt sich in den Kurbelräumen 1 und 4 und in den Kurbelräumen 2 und 3 ein ähnlicher Druckverlauf. Unterschiede resultieren aus den Verbindungen zu den weiteren Kurbelgehäusevolumina, wie sie in Abbildung 7.9 aufgeführt werden. Das Druckminimum tritt im jeweiligen Kurbelraum immer bei der Kolbenbewegung von UT nach OT auf, wobei auf Grund des größer werdenden Volumens unter dem Kolben ein Unterdruck erzeugt wird. Beim gleichzeitigen Fahren des gegenläufigen Kolbens von OT zu UT steigt der Druck auf Grund der Verkleinerung des Volumens. Es findet ein Überströmen des Kurbelraumfluids vom Kurbelraum der Kolben, welche von OT nach UT bewegt werden (Überdruck), in den Kurbelraum der Kolben, welche von UT nach OT bewegt werden (Unterdruck), statt. Es erfolgt ein Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids. Die dafür benötigte Arbeit wird im CPMEP deutlich.

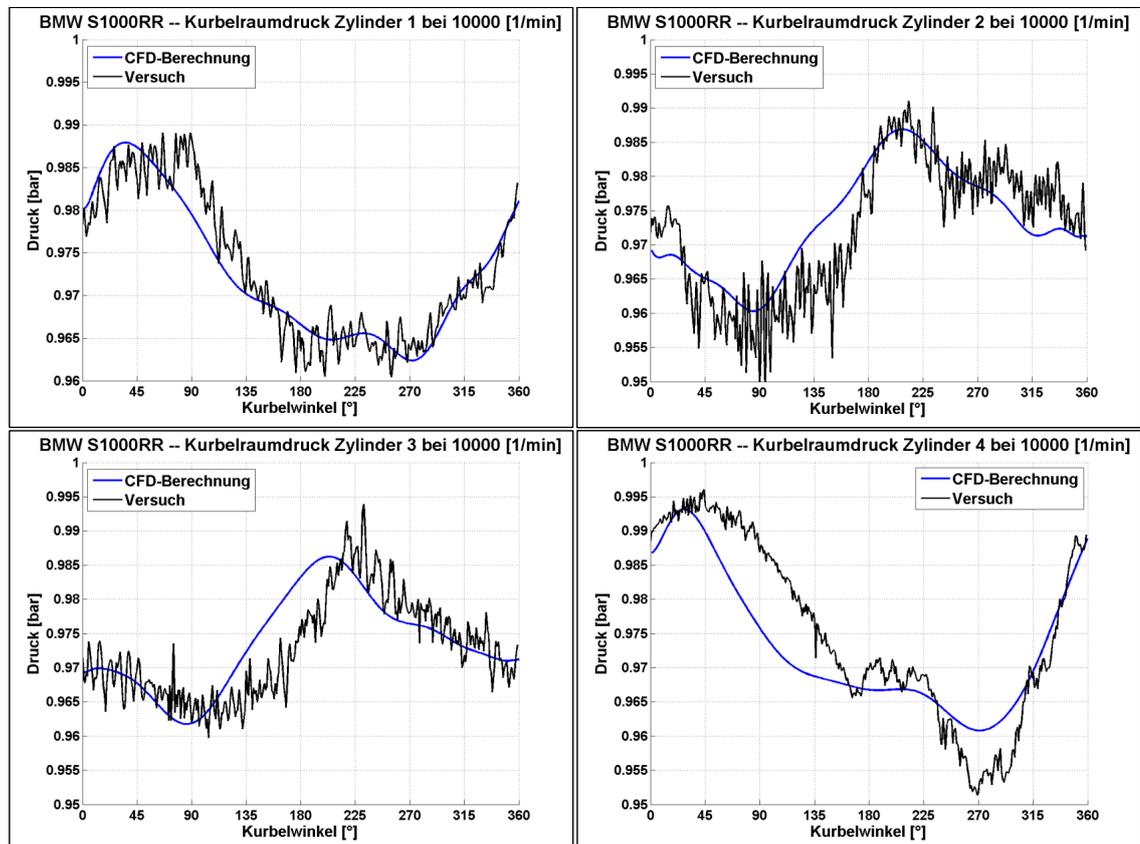


Abbildung 7.26: Druck in den Kurbelräumen der BMW S1000RR bei $10.000\ 1/\text{min}$ geschleppt

7.2.7 Ergebnisqualität 0D- vs. 3D-Modellierung

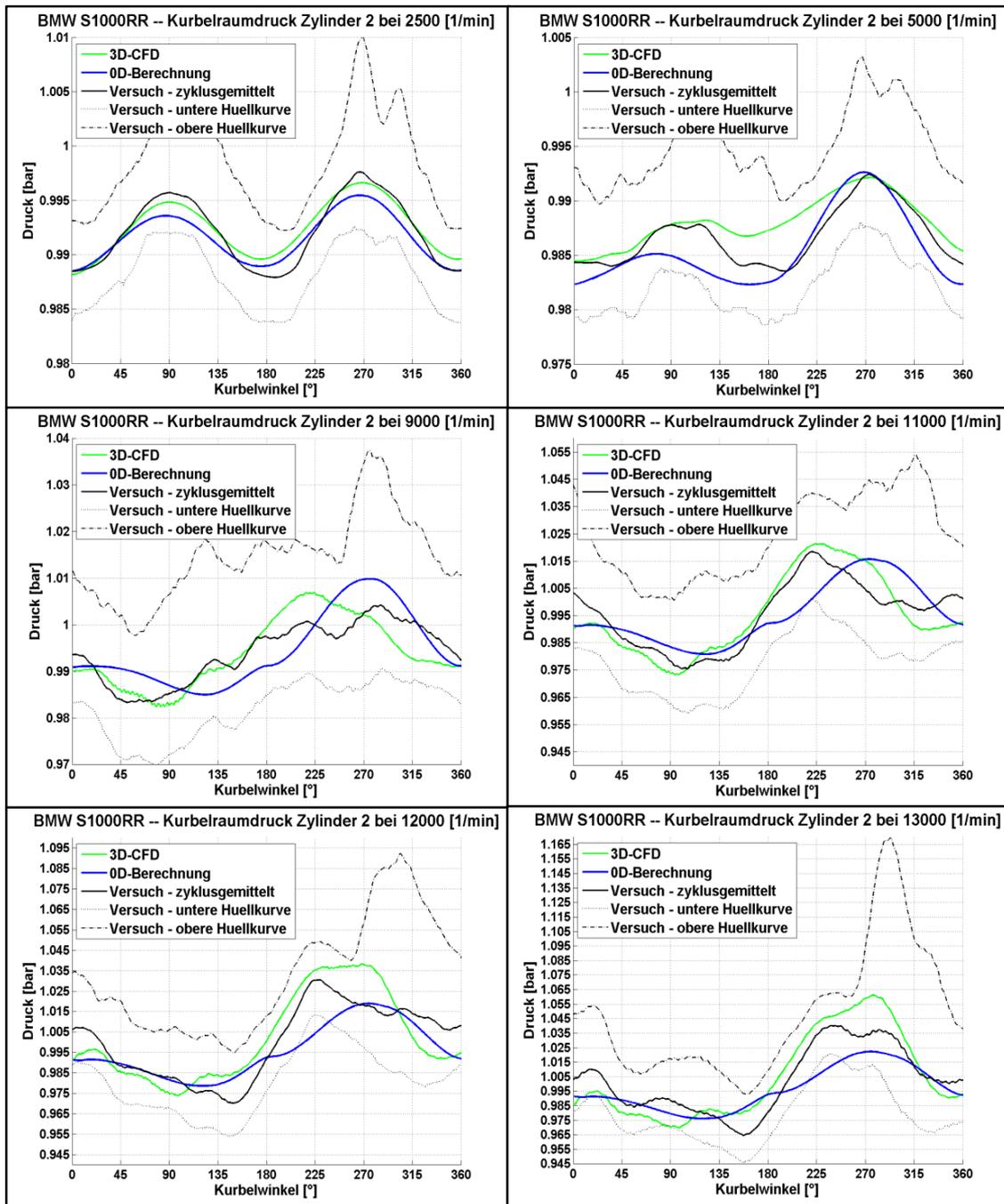


Abbildung 7.27: Vergleich von Versuch, 0D-CFD und 3D-CFD

Wie in Abbildung 7.15 gezeigt, steigt der CPMEP am Motor der BMW S1000RR mit der Drehzahl und kann nennenswerte Größen erreichen. Damit stellt sich die Frage, inwiefern die Druckverläufe und der CPMEP mittels der einfachen nulldimensionalen Berechnung abgeschätzt werden können. Dazu werden in Abbildung 7.27 die experimentellen Druckverläufe im Kurbelraum 2 den nulldimensional (vgl. Abschnitt 4.2) und den dreidimensional berechneten Druckverläufen für ver-

schiedene Drehzahlen gegenübergestellt. Neben den über 500 Kurbelwellenumdrehungen gemittelten experimentellen Druckverläufen werden die untere und die obere Hüllkurve des Drucks dieser 500 Kurbelwellenumdrehungen dargestellt. Die experimentellen Druckverläufe wurden tiefpassgefiltert, um den Körperschalleinfluss auszublenden. Während bei niedrigen Drehzahlen von 3.000 1/min und 5.000 1/min die nulldimensional und dreidimensional berechneten Druckverläufe gut mit den experimentellen Druckverläufen übereinstimmen, zeigt sich, dass mit zunehmender Drehzahl die nulldimensional berechneten Druckverläufe in Phase und Amplitude des Druckmaximums immer stärker von den dreidimensional berechneten und experimentellen Druckverläufen abweichen. Bei 13.000 1/min wird der Bereich der Hüllkurven aus dem Versuch verlassen, was zeigt, dass die Ergebnisqualität der nulldimensionalen Berechnung in diesem Fall sehr gering ist. Zusammenfassend steigt die Abweichung der nulldimensionalen Berechnung von den experimentellen Werten mit der Drehzahl. Damit können insbesondere die Betriebspunkte mit hohem CPMEP nicht betrachtet werden. Grund für die Abweichung ist die unzureichende Berücksichtigung der Trägheit bei der nulldimensionalen Modellierung. Es gibt keine entsprechende Ersatzformulierung, mit welcher der Impuls in den Öffnungen zwischen den einzelnen Volumina des Kurbelgehäuses in ausreichender Form abgebildet werden kann. Damit sind Aussagen mittels einer nulldimensionalen Modellierung im hohen Drehzahlbereich nicht zulässig. Dies betrifft vor allem hochdrehende Motoren, also Motorrad-, und Rennmotoren. Für Serienmotoren von PKWs mit Höchstdrehzahlen im Bereich von unter 7.000 1/min ist die nulldimensionale Betrachtung zulässig.

7.2.8 Optimierungspotentiale durch geometrische Variationen

Im Folgenden sollen die Einflüsse der Auslegung der Beatmungsöffnungen zwischen den Kurbelräumen und das Optimierungspotential an der Kurbelwelle aufgezeigt werden.

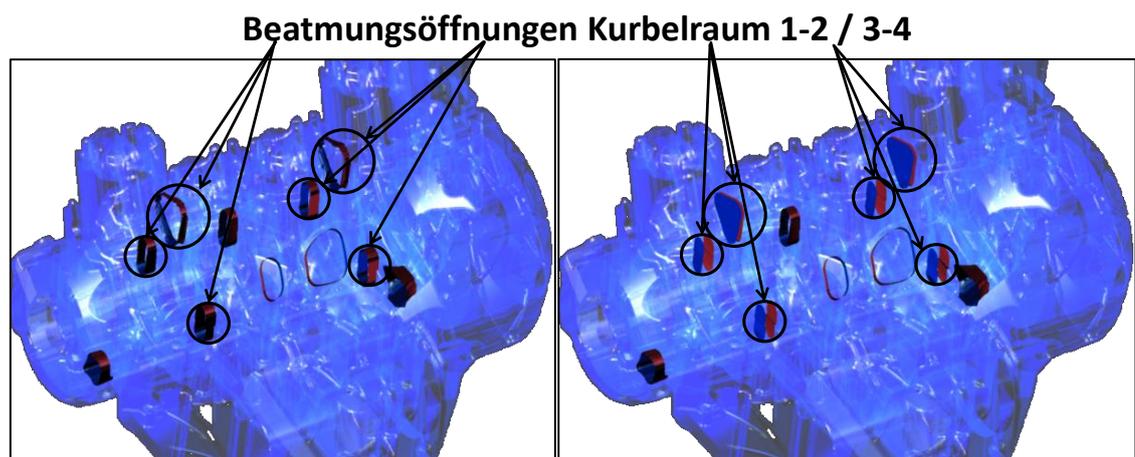


Abbildung 7.28: Kurbelgehäuse BMW S1000RR: a) offene Beatmungsöffnungen; b) verschlossene Beatmungsöffnungen

Zur Untersuchung des Einflusses der Beatmungsöffnungen wurden Berechnungen mit verschlossenen bzw. vergrößerten Beatmungsöffnungen zwischen den Kurbelräumen durchgeführt. Entspre-

chend Abbildung 7.28b wurden die Beatmungsöffnungen zum einen verschlossen, bzw. die Beatmungsöffnungen in Abbildung 7.28a vergrößert.

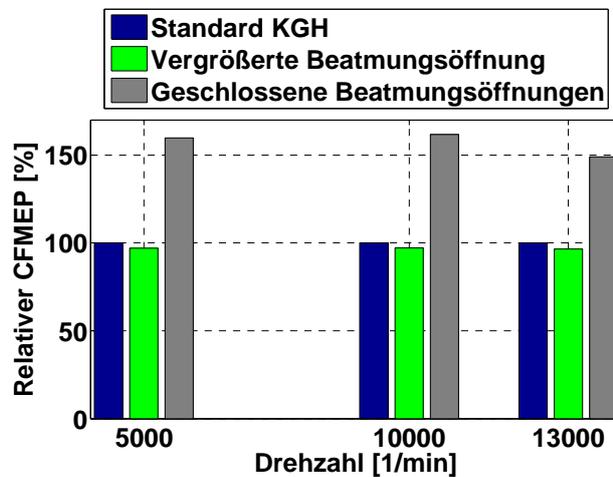


Abbildung 7.29: Beeinflussung des CFMEP durch Variation der Beatmungsöffnungen

In Abbildung 7.29 wird der berechnete Einfluss der veränderten Beatmungsöffnungen bezogen auf das Standardkurbelgehäuse dargestellt. Es zeigt sich, dass durch Verschluss der Beatmungsöffnungen zwischen den Kurbelräumen der CFMEP um ca. 50 % steigt. Dadurch, dass kein Druckausgleich über den Kurbelraum des jeweils gegenläufigen Zylinders erfolgen kann, wird Kurbelraumfluid in die weiteren Volumina des Kurbelgehäuses abgegeben. Das Wegpumpen des Kurbelraumfluids bei der Bewegung des Kolben von OT in den UT und das Zurücksaugen bei der Bewegung von UT in den OT verursacht einen Anstieg des CFMEP gegenüber dem Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids zwischen gegenläufigen Zylindern. Weiterhin erfolgt eine verstärkte Interaktion des ausgeschobenen bzw. zurückgesaugten Kurbelraumfluids mit der Kurbelwelle und den Pleuel, wodurch der CFMEP dieser Bauteile ansteigt. Durch erweiterte Beatmungsöffnungen wird das Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids vereinfacht, wodurch der CFMEP um ca. 5 % reduziert wird. Wie bereits gezeigt, ist der Anteil der Kurbelwelle am CFMEP nach dem CWMEP der Kolben der

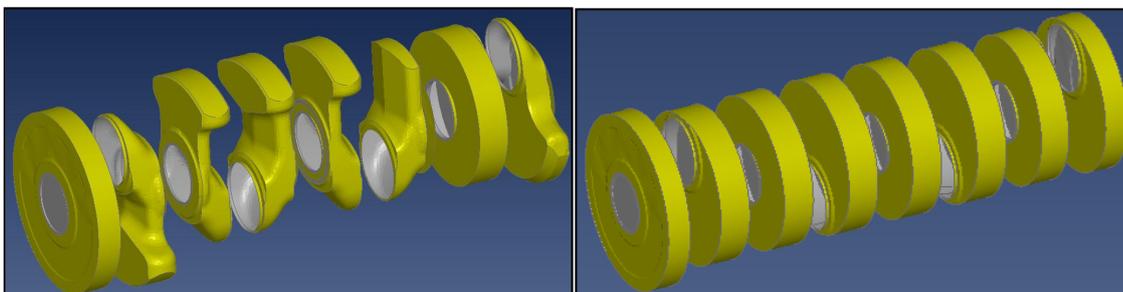


Abbildung 7.30: Kurbelwelle der BMW S1000RR: a) Standard; b) vollzylindrisch

bedeutendste Anteil (vgl. Abb. 7.16). Entsprechend erfolgt eine Potentialabschätzung zur Form der Kurbelwelle. Dabei wird die Standard Kurbelwelle in Abbildung 7.30a so verändert, dass sämtliche Wangen eine vollzylindrische Form haben (vgl. Abb. 7.30b). Damit sollen die Normalkräfte,

welche den Großteil des CFMEP generieren, minimiert werden. Die Berechnungsergebnisse werden

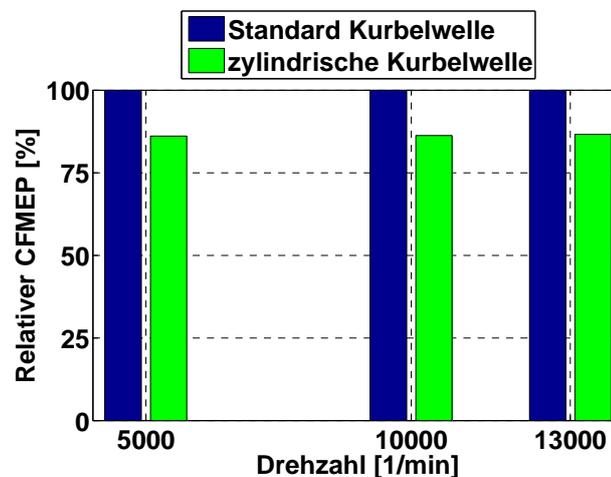


Abbildung 7.31: Beeinflussung des CFMEP durch Variation der Kurbelwelle

in Abbildung 7.31 bezogen auf die Standardkurbelwelle aufgeführt: Der berechnete CFMEP wird für die betrachteten Drehzahlen um ca. 15% reduziert, was dem Optimierungspotential an der Kurbelwelle entspricht. Eine vollzylindrische Kurbelwelle in einem Serienmotor zu nutzen ist auf Grund des erforderlichen Massenausgleichs des Kurbeltriebs und dem Zusatzgewicht fragwürdig. Eine entsprechende Bearbeitung, z.B. Umschäumung der Wangen verursacht zu hohe Kosten für einen Serieneinsatz.

7.3 Vergleich der Motorenkonzepte Reihenvierzylinder und Boxermotor

Die Motorenkonzepte des Zweizylinder-Boxermotors der BMW R1200GS und des Reihenvierzylinders der BMW S1000RR werden hinsichtlich des CFMEP gegenübergestellt. Sowohl der Gesamt-CFMEP als auch die Aufteilung auf die Anteile wird verglichen. Ebenso werden die Ölvolumenanteile in den Kurbelräumen und resultierende Wirkungsgradverluste bei Vollast gegenübergestellt.

7.3.1 Vergleich des CFMEP

In Abbildung 7.32 werden der CFMEP der BMW R1200GS und der BMW S1000RR absolut und bezogen auf das Gesamtschleppmoment des Motors gegenübergestellt. Der maximale CFMEP beider Motorenkonzepte liegt in derselben Größenordnung. Mit steigender Drehzahl steigt der CFMEP progressiv an. Der maximale CFMEP der BMW R1200GS bei 8.500 1/min wird von der BMW S1000RR erst bei deutlich höheren Drehzahlen von 12.000 1/min erreicht. Bei 8.500 1/min ist der CFMEP der BMW S1000RR deutlich geringer als bei der BMW R1200GS. Der relative Anteil des CFMEP am Gesamtreibmoment des Motors verläuft ähnlich wie der absolute CFMEP. Die

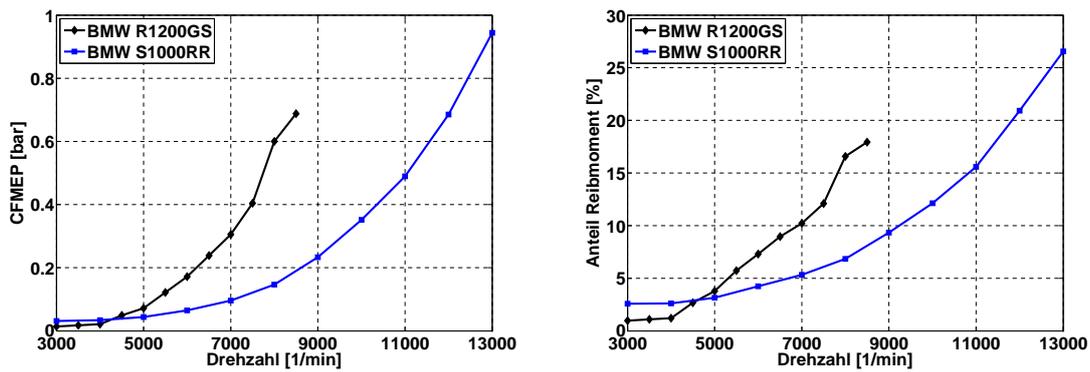


Abbildung 7.32: a) Gegenüberstellung CFMEP; b) CFMEP-Anteil am Reibmoment des Motors

Höhe des Anteils von ca. 18 % bzw. 27 % bei maximaler Drehzahl ist beachtlich. Entsprechend ist eine Reduzierung des CFMEP vor allem für hohe Drehzahlen relevant. Damit ist der CFMEP für den zur Verbrauchs- und CO₂-Bestimmung genutzten Fahrzyklus von geringem Interesse.

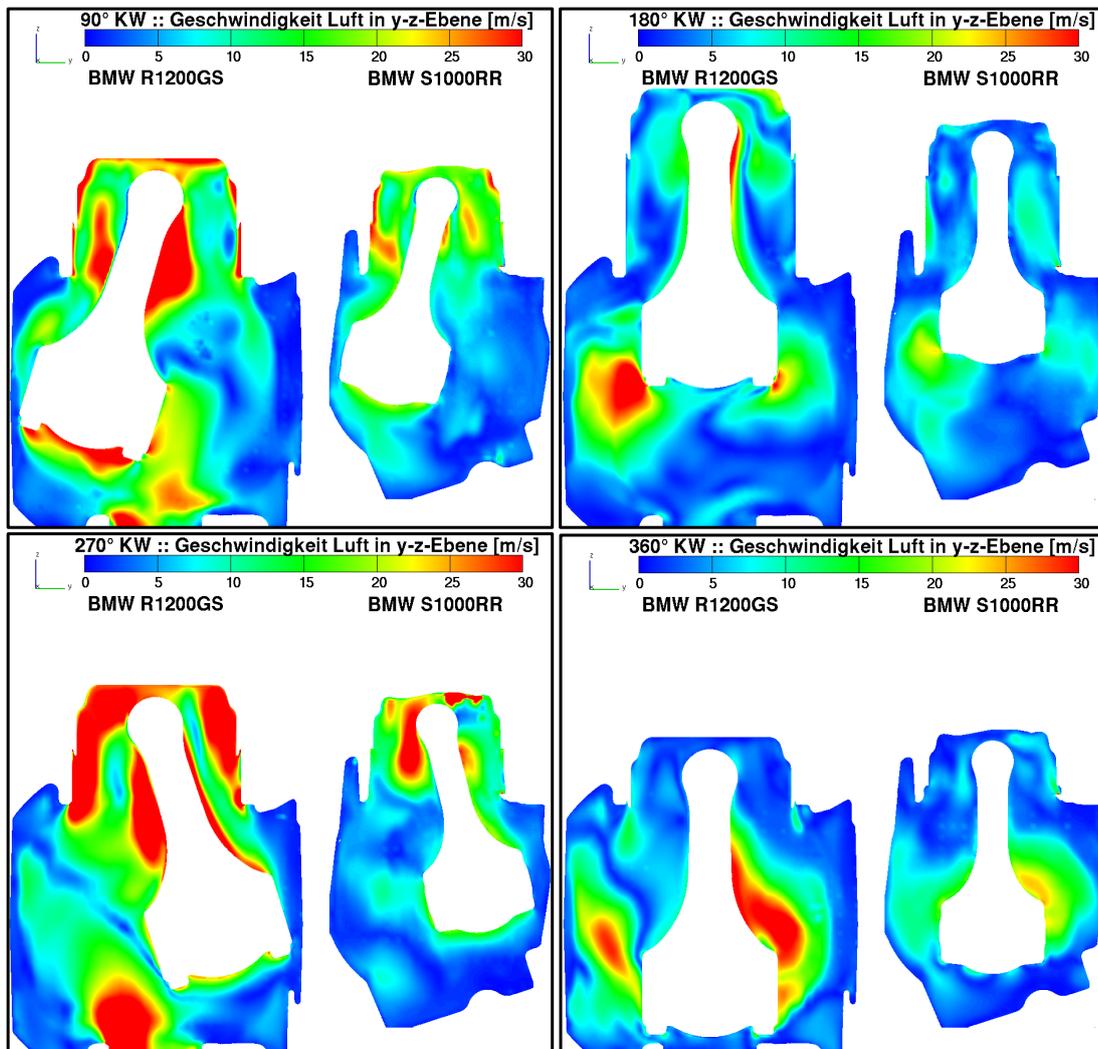


Abbildung 7.33: Vergleich der berechneten Strömungsgeschwindigkeiten in den Kurbelräumen von BMW R1200GS und BMW S1000RR bei 7.000 1/min

Um den Unterschied im CFMEP im mittleren Drehzahlbereich der BMW S1000RR zum hohen Drehzahlbereich der BMW R1200GS zu erklären, werden in Abbildung 7.33 für 7.000 1/min die Strömungsgeschwindigkeiten der Luft in den Kurbelräumen in einer y-z-Ebene normal zur Kurbelwelledrehachse gegenübergestellt. Die Strömungsgeschwindigkeiten in y- und z-Richtung haben, im Gegensatz zur Strömung in Richtung der Kurbelwellenlängsachse, einen Einfluss auf den CFMEP. Die Strömungsgeschwindigkeit in x-Richtung verursacht nur axiale Kräfte, welche kein Reibmoment erzeugen. Es zeigt sich, dass die auftretenden Strömungsgeschwindigkeiten im Kurbelraum der BMW R1200GS deutlich größer sind als die der BMW S1000RR. Daraus resultiert ein größerer CFMEP. Die höheren Strömungsgeschwindigkeiten resultieren zum einen aus den größeren Abmaßen der Kurbeltriebsbauteile der BMW R1200GS. Durch den größeren Kolbendurchmesser und den größeren Hub wird bei der Auf- und Abbewegung des Kolbens mehr Kurbelraumfluid in Bewegung versetzt, was letztlich in höheren Strömungsgeschwindigkeiten resultiert. Weiterhin erfolgt bei der BMW S1000RR ein Hin- und Herpumpen des Kurbelraumfluids durch die Beatmungsöffnungen. Damit wird das Kurbelraumfluid an den Kurbeltriebsbauteilen vorbeigeleitet, was wiederum in niedrigeren Strömungsgeschwindigkeiten in der y-z-Ebene resultiert.

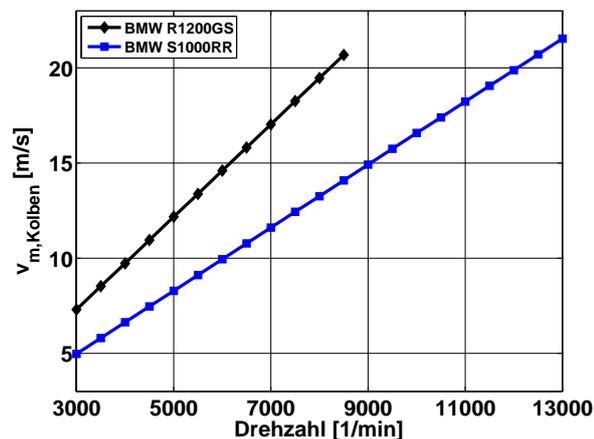


Abbildung 7.34: Drehzahlabhängige mittlere Kolbengeschwindigkeit (vgl. Abschnitt 3.2)

In Abbildung 7.34 werden die mittleren Kolbengeschwindigkeiten der betrachteten Motoren gegenübergestellt. Der Vergleich mit Abbildung 7.32 zeigt, dass eine Abhängigkeit zwischen mittlerer Kolbengeschwindigkeit und CFMEP besteht. Die mittlere Kolbengeschwindigkeit der BMW S1000RR übersteigt die maximale mittlere Kolbengeschwindigkeit der BMW R1200GS analog zum CFMEP erst im hohen Drehzahlbereich.

7.3.2 Vergleich der CFMEP-Anteile

Die Gegenüberstellung der relativen CFMEP-Anteile der Kurbelwellen in Abbildung 7.35 zeigt dass die Kurbelwelle der BMW S1000RR einen höheren Verlustanteil als die Kurbelwelle der BMW R1200GS hat. Ursache ist die, im Verhältnis zur kompakten Boxerkurbelwelle, große Vierzylinderkurbelwelle. Weiterhin sind die Wangen der Vierzylinderkurbelwelle mit ihren vielen normal entgegen der Bewegungsrichtung ausgerichteten Oberflächen ungünstiger konstruiert, und erzeugen

damit einen höheren CFMEP (vgl. Abb. 7.36).

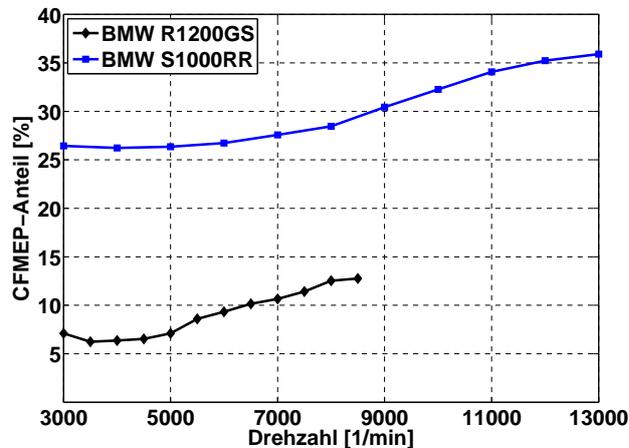


Abbildung 7.35: Gegenüberstellung relative CFMEP-Anteile der Kurbelwellen

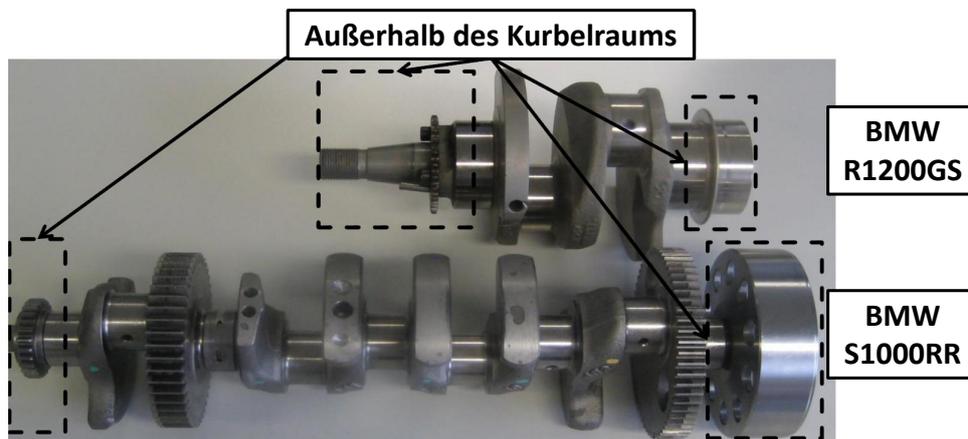


Abbildung 7.36: Vergleich der Kurbelwellen

In Abbildung 7.37 werden die relativen CFMEP-Anteile der Pleuel gegenübergestellt. Diese sind durch den CWMEP dominiert. Es zeigt sich, dass die CFMEP-Anteile der Pleuel beider Motorenkonzepte ähnlich Größenordnungen haben. Dies bedeutet, dass annähernd der gleiche Anteil an CFMEP zur Erzeugung der Bewegung des Kurbelraumfluids verbraucht wird. Hinsichtlich der unterschiedlichen Dimensionen der Pleuel, welche in Abbildung 7.38 dargestellt werden, ist dies eine nicht erwartete Erkenntnis. Bei Betrachtung der CFMEP-Anteile der Pleuel zeigt sich das gegensätzliche Bild zur Betrachtung der Kurbelwellen. Die Pleuel der BMW S1000RR haben nur einen geringen Anteil am Gesamt-CFMEP. Dagegen erreicht der CFMEP der BMW R1200GS-Pleuel eine beträchtenswerte Größenordnung. Der CFMEP-Anteil der Boxerpleuel steigt mit der Drehzahl und bleibt erst im höheren Drehzahlbereich annähernd konstant bei ca. 35%. Dagegen liegt der CFMEP-Anteil der Pleuel der BMW S1000RR konstant im Bereich zwischen 5%-10%. Der Unterschied im Anteil am CFMEP kann durch die Betrachtung der Bauteile geklärt werden: Die Boxerpleuel sind massiv und wuchtig gegenüber den kompakten Pleuel der BMW S1000RR, wodurch bei deren Bewegung eine stärkere Interaktion mit dem Kurbelraumfluid stattfindet. Damit werden höhere Verluste generiert.

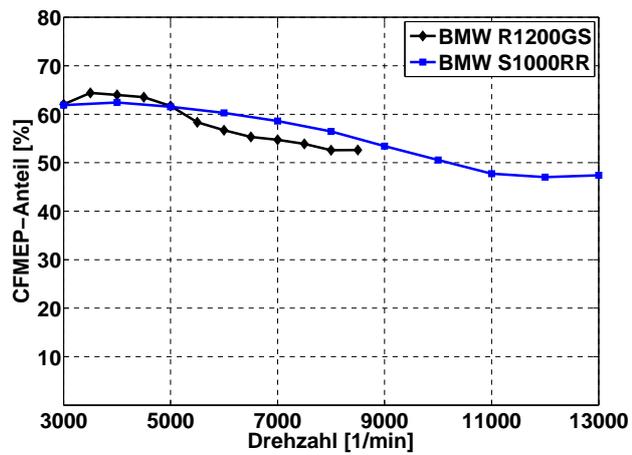


Abbildung 7.37: Gegenüberstellung relative CFMEP-Anteile der Kolben

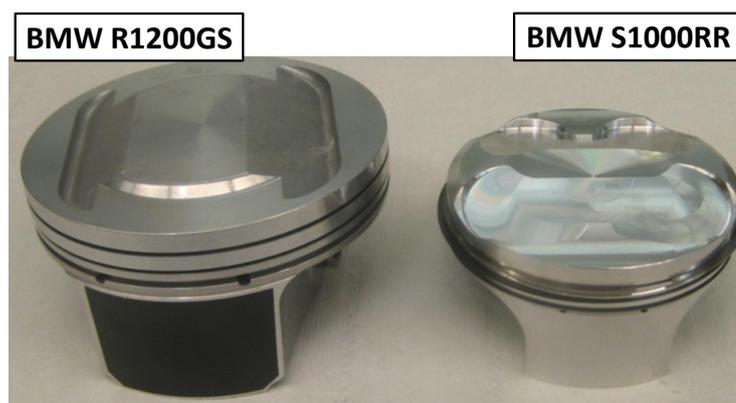


Abbildung 7.38: Vergleich der Kolben

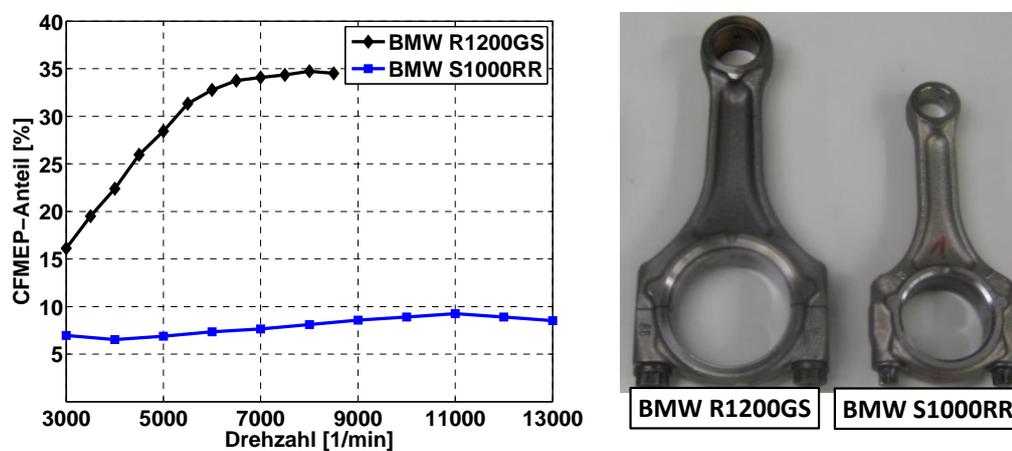


Abbildung 7.39: Vergleich der Pleuel

7.3.3 Vergleich der Ölvolumenanteile im Kurbelraum

In Abschnitt 3.6 wurde ein Ansatz zur Abschätzung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum vorgestellt. Dieser berechnet die drehzahlabhängige Änderung des Ölvolumenanteils bezogen auf einen Grundwert bei einer vorgegebenen Drehzahl. Dieser Bezugspunkt wird hier auf die bereits in den Abschnitten 7.1.2 und 7.2.3 aus den Metamodellen bestimmten Ölvolumenanteile bei 3.000 1/min festgelegt. Damit werden in Abbildung 7.40 die aus den Metamodellen bestimmten Ölvolumenanteile den abgeschätzten Ölvolumenanteilen gegenübergestellt. Es wird deutlich, dass die in Abschnitt 3.6 mit Gl. 3.6 abgeschätzten Ölvolumenanteile mit den berechneten Ölvolumenanteilen korrelieren. Der Anstieg des Ölvolumenanteils der BMW S1000RR verläuft flacher als bei der BMW R1200GS. Die Ölvolumenanteile der höchsten betrachteten Drehzahlen liegen in vergleichbarer Größenordnung. Die Ursache für die unterschiedlichen Ölvolumenanteile wird in der Konstruktion der Kurbelräume gesehen. Bei den offenen Kurbelräumen der BMW S1000RR fließt das Öl direkt aus dem Kurbelraum in Richtung der Ölwanne ab. Beim geschlossenen Kurbelraum der BMW R1200GS ist der Öltransport stark von der Funktion und damit auch dem dynamischen Verhalten des Membranventils abhängig.

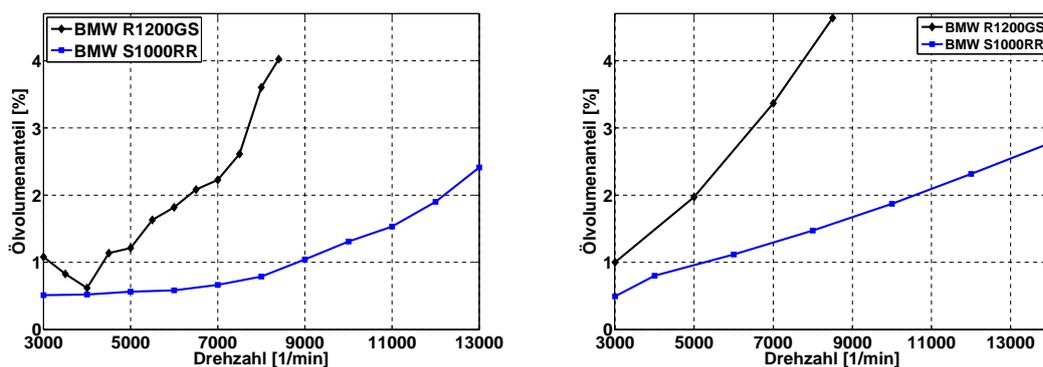


Abbildung 7.40: a) Aus Kennfeldern berechneter Ölvolumenanteil; b) Abschätzung des drehzahlabhängigen Ölvolumenanteils nach Abschnitt 3.6

7.3.4 Vergleich der Wirkungsgradreduktion bei Volllast

In Abbildung 7.41 wird für Volllast die resultierende Reduktion des Wirkungsgrades durch den CFMEP bezogen auf die eingetragene Kraftstoffenergie dargestellt. Es zeigt sich, dass die Wirkungsgradreduktion bei niedrigen Drehzahlen vernachlässigbar ist. Die Wirkungsgradreduktion für die maximal betrachtete Drehzahl steigt auf ca. 2 % bzw. ca. 2.4 %. Wie bei den Betrachtungen zur BMW R1200GS in Abb. 7.3 gezeigt wurde, ist der Einfluss des CFMEP auf den Wirkungsgrad bei Teillast höher als bei der hier dargestellten Volllast. Hinsichtlich dessen, dass der maximale Wirkungsgrad eines Ottomotors im Bereich um ca. 35 % liegt, ist die Wirkungsgradreduktion durch den CFMEP, zumindest bei hohen Drehzahlen, nicht vernachlässigbar.

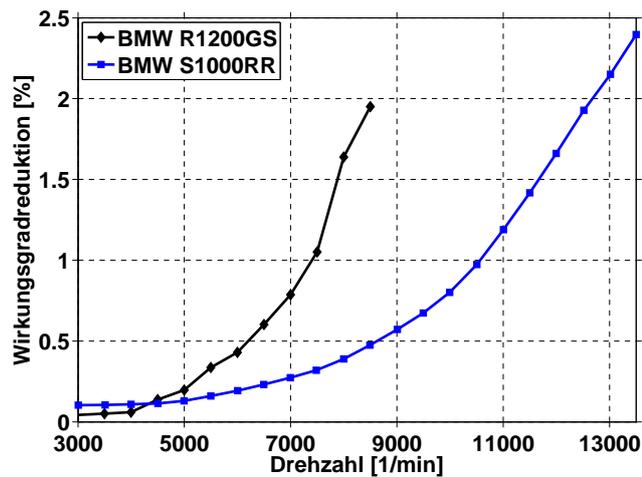


Abbildung 7.41: Vergleich der Wirkungsgradreduktion bei Vollast

7.4 Diskussion der Optimierungspotentiale

Die größten Potentiale zur Reduktion des CFMEP werden in einer Verringerung des Ölvolumenanteils im Kurbelraum, einer Erhöhung des Sauterdurchmessers des Öltröpfchengrößenspektrums und der Modifikation der Bauteilgeometrien gesehen. Der Ölvolumenanteil im Kurbelraum wird durch den Öleintrag bestimmt. Dieser kann nur insofern reduziert werden, dass eine ausreichende Schmierung der Lagerstellen und die geforderte Kühlung der Bauteile erhalten bleibt. Bei den betrachteten Motorradmotoren ist die Ölpumpe mechanisch mit der Kurbelwelle gekoppelt. Damit ist der Öldurchsatz von der Kurbelwellendrehzahl abhängig. Mittels einer geregelten Ölpumpe könnte der Ölbedarf lastabhängig gesteuert werden. Dies bedeutet dass der Öldruck und damit der Öleintrag in den Kurbelraum dem notwendigen Öleintrag angepasst werden kann, was eine Reduzierung des Ölvolumens im Kurbelraum gegenüber der derzeitigen Ölpumpe bedeutet. Weiterhin würde durch die bedarfsgeregelte Ölpumpe Antriebsarbeit eingespart werden, was letztlich einen größeren Beitrag zur Reduktion des Gesamtreibmoments leisten würde als der Effekt des geringeren Ölvolumenanteils im Kurbelraum auf den CFMEP. Neben der Reduktion des Öleintrags ist auch die Optimierung der Ölrückführung von Bedeutung. Dies erfolgt vor allem durch die Konstruktion des Kurbelgehäuses. Ein Weg dazu ist der Einsatz von Ölhobeln. Mittels dieser soll gezielt Öl aus dem Kurbelraum abgeschieden werden, bzw. der Ölverschäumung entgegengewirkt werden. Ölhobel sind im Regelfall nahe an der Bewegungsbahn der Kurbeltriebsbauteile angeordnet. Damit erzeugt die Fluidbewegung im Kurbelraum starke Scherkräfte an den aneinander vorbeifahrenden Oberflächen. Entsprechend muss ein Ölhobel keine Verringerung des CFMEP bedeuten. Eine detaillierte fallbezogene Betrachtung ist nötig. Zur Reduktion des Ölvolumenanteils im Kurbelraum ist weiterhin eine direkte Fluidabsaugung am Kurbelraum möglich. Damit wird gleichzeitig Öl abgesaugt und ein Unterdruck erzeugt, wodurch der CFMEP weiter reduziert wird. Die konstruktive Umsetzung einer solchen Absaugung und deren Effektivität hinsichtlich der zum Abpumpen benötigten Leistung gegenüber dem Leistungsgewinn sind jeweils im Detail auszuarbeiten.

Eine gezielte Erzeugung eines Öltröpfchengrößenspektrums mit großem Sauterdurchmesser gestaltet sich ebenfalls schwierig. Da der Sauterdurchmesser durch das Rotationsabschleudern an der Kurbelwelle bestimmt wird, sind kompakt bauende Kurbelwellen mit kleinem Hub ein Weg dazu.

Eine Modifikation der Bauteile hinsichtlich einer strömungsgünstigeren Form ist auf Grund dessen schwierig, dass zuerst die funktionalen Ziele Festigkeit, Steifigkeit, Gewicht, Laufruhe und Kosten erfüllt werden müssen. Oft besteht wenig Spielraum für die Umkonstruktion von Pleuel und Kurbelwelle. Es muss darauf geachtet werden, dass normal zur Bewegungsrichtung ausgerichtete Oberflächen möglichst vermieden werden. Hinsichtlich des Motorenkonzeptes sollte versucht werden die mittleren Kolbengeschwindigkeiten gering zu halten.

Weiterhin wurde gezeigt, dass eine Unterdruckerzeugung im Kurbelgehäuse zu einer Reduktion des CFMEP führt. Hier muss wieder der Energieaufwand zur Absaugung über z.B. die Kurbelgehäuseentlüftung oder über das Sekundärluftsystem dem erzielten Leistungsgewinn gegenübergestellt werden. Der Leistungsgewinn durch eine Unterdruckerzeugung ohne direkte Ölabsaugung am Kurbelraum ist gering. Ebenso ist der erzeugbare Unterdruck im Kurbelgehäuse begrenzt, da die verbauten Dichtungen bei zu hohem Unterdruck die Dichtwirkung verlieren.

Die Pumpverluste CPMEP in den Kurbelräumen sind sehr stark von der Konstruktion der Kurbelräume als geschlossenes oder offenes System mit z.B. Beatmungsöffnungen abhängig. Generell sind bei beiden betrachteten Motoren die Pumpverluste gering und damit auch nur schwierig weiter reduzierbar. Zumeist ist der CPMEP schon bei einem nicht optimierten Kurbelgehäuse vernachlässigbar gering.

Generell sind die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum nicht pauschal abhandelbar, sondern erfordern eine detaillierte Betrachtung der zu Grunde liegenden Konstruktion und Rahmenbedingungen.

8 Zusammenfassung/Ausblick

In dieser Arbeit werden die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum von Verbrennungskraftmaschinen untersucht. Dazu werden sowohl Berechnung als auch Methoden des Versuchs genutzt. Es wird auf den Anteil der strömungsmechanischen Verluste an der Reduktion des Gesamtwirkungsgrades eingegangen. Die ablaufenden Prozesse und Einflüsse auf die Kurbelraumdurchströmung werden beschrieben, untersucht und soweit möglich mit analytischen Korrelationen hinterlegt. Es wird zur dreidimensionalen CFD-Berechnung hingeführt, von deren Gleichungen eine Formulierung zur nulldimensionalen Berechnung der Kurbelraumdurchströmung hergeleitet wird. Weiterhin werden Methoden vorgestellt, um mittels dreidimensionaler CFD-Berechnung bzw. aus Strip-Down-Versuchen unter Verwendung empirisch-analytischer Ansätze die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum zu ermitteln. Es erfolgte eine Unterteilung der strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum (CFMEP) in die Anteile der Volumenänderungsarbeit (CPMEP) und die fluiddynamischen Verluste (CWMEP), wobei der CFMEP und der CWMEP hier definiert wurden. Anschließend wurde eine auf statistischen Methoden und Metamodellbildung beruhende Methodik vorgestellt, mit welcher effizient die bedeutendsten Einflussgrößen des CFMEP untersucht werden können. Die erarbeiteten Methoden wurden an typischen Motorradmotoren angewandt, an einem Zweizylinder-Boxermotor und an einem Reihenvierzylinder. Es wurde eine Sensitivitätsanalyse der Einflussgrößen auf die Kurbelraumdurchströmung durchgeführt, an Hand derer die bedeutendsten Einflussgrößen für eine Systemanalyse definiert wurden. Aus der Systemanalyse für die zwei betrachteten Motorradmotoren konnten Schlussfolgerungen auf die Optimierungspotentiale gezogen werden.

Die Untersuchungen führten zu folgenden Ergebnissen:

1. Die bestimmenden Einflüsse auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum sind die Drehzahl, der Ölvolumenanteil im Kurbelraum, der Sauterdurchmesser des Öltröpfchenspektrums und die Konstruktion von Kurbeltrieb und Kurbelraum.
2. Bezogen auf den Gesamtenergieeintrag liegt der Wirkungsgradverlust auf Grund der strömungsmechanischen Verluste bei den betrachteten Motoren für Höchstdrehzahl und Vollast bei ca. 2%. Für Teillast ist der Wirkungsgradverlust höher.
3. Die fluiddynamischen Verluste CWMEP sind von wesentlich größerer Bedeutung als die Pumpverluste CPMEP.
4. Der CFMEP erreicht in hohen Drehzahlbereichen, wie sie von Motorrad- oder Rennmotoren erreicht werden, relevante Größenordnungen.

5. Die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum korrelieren zur mittleren Kolbengeschwindigkeit.
6. Der mittlere Ölvolumenanteil in den Kurbelräumen ist abhängig von Drehzahl und Öleintrag. Bei den betrachteten Motoren liegt der Ölvolumenanteil zwischen 0.5 % und 4 %, wobei sich der Großteil des Öls an den Wänden des Kurbelgehäuses anlagert.
7. Die Zusammensetzung des gasförmigen Anteils des Kurbelraumfluids ist abhängig von der Zusammensetzung des Blow-by. Dabei ist der Einfluss der Zusammensetzung des gasförmigen Anteils des Kurbelraumfluids auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum vernachlässigbar.
8. Der Einfluss des Blow-by auf die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum ist vernachlässigbar gering.
9. Auf Grund des vernachlässigbaren Einflusses von Blow-by-Volumenstrom und von der Zusammensetzung des Blow-by-Gases sind die strömungsmechanischen Verluste im Kurbelraum unabhängig von der Motorlast: Bei Schubtrieb, Teillast und Vollast treten die gleichen strömungsmechanischen Verluste auf.
10. Die Oberflächenrauigkeit der Kurbeltriebsbauteile ist vernachlässigbar.
11. Bei Verringerung des mittleren Kurbelgehäusedrucks wird der CFMEP geringfügig reduziert.
12. Die Zusammensetzung des Öltröpfchengrößenspektrums im Kurbelraum wird vom Rotationsabschleudern von der Kurbelwelle dominiert.
13. Zur rechnerischen Betrachtung der strömungsmechanischen Verluste und der Kurbelraumdurchströmung sind dreidimensionale Berechnungsmethoden erforderlich. Nulldimensionale Ansätze können bei hohen Drehzahlen die Trägheit des Fluids nicht abbilden. Die benötigte Dimensionalität kann mit gängigen Modellierungsmethoden nicht abgebildet werden. Weiterhin kann mit dem nulldimensionalen Ansatz der bedeutendste Verlustanteil, die fluid-dynamischen Verluste, nicht betrachtet werden.

Es wurde gezeigt, dass die Kurbelraumdurchströmung und die daraus resultierenden Kurbeltriebsverluste mittels mehrphasiger, dreidimensionaler CFD-Berechnung erfassbar sind. In weiteren Schritten sind vor allem für Neuentwicklungen von Motoren Optimierungen des Aufbaus von Kurbelgehäuse und Kurbeltrieb analysierbar. Optimierungsschritte müssen in der Vorentwicklung erfolgen, da im späteren Entwicklungsverlauf die Rahmenbedingungen zur Ausführung des Motors zu starr sind, um effektive Maßnahmen einfließen zu lassen. Weiterhin können mit der vorgestellten Berechnungsmethodik in der Serie auftretende Probleme, wie z.B. Ölsammlungen im Kurbelgehäuse, Ölverschäumung und Themen bezüglich Abgas und Ölverbrauch betrachtet werden.

Eine offene Fragestellung ist die Ausprägung der strömungsmechanischen Verluste in anderen Motoren. Mittels Berechnung weiterer Motoren sollte die Wissensbasis erweitert werden. Weiterhin

sollte ein experimenteller Abgleich zu den Optimierungspotentialen und dem bisher nur theoretisch bestimmten Ölvolumenanteil im Kurbelraum erfolgen. Die Weiterentwicklung der Modelle zur Abbildung der mehrphasigen Strömung ist für weitere Fragestellungen von Interesse: Die Kühlung der Bauteile durch das im Kurbelraumfluid enthaltene Öl, die Auswirkung des durch die Kurbelgehäuseentlüftung abgeschiedenen Öls auf die Abgaszusammensetzung, die Gefahr von Kurbelgehäuseexplosionen. Für all diese Aufgabenstellungen muss die Modellbildung z.B. im Bereich der Modellierung des Wandfilms, der Wandinteraktion und der Auflösung des Öltröpfchengrößenspektrums weiter verbessert werden, um für zukünftige Herausforderungen in der Motorenentwicklung gerüstet zu sein.

Literaturverzeichnis

- [1] ABBOTT, C. E.: A Survey of Waterdrop Interaction Experiments. In: *Reviews of Geophysics and Space physics* 15 (1997), S. 363–374 (zitiert in [29]).
- [2] AL-SHIBL, K. ; SIMMONS, K.: Modelling windage power loss from an enclosed spur gears. In: *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers* 221 (2007), S. 331–341.
- [3] ARCOUMANIS, C. ; GAVAISES, M. ; FRENCH, B.: Effect of Fuel Injection Processes on the Structure of Diesel Sprays. *Society of Automotive Engineers, Inc.*, 1997.
- [4] AVL: BOOST User's Guide Version 4.1. *AVL List GmbH*, 2005.
- [5] AVL: AVL FIRE v2009 New Capabilities. 2009.
- [6] AVL: AVL Fire Version 2009 User Manual CFD Solver. *AVL List GmbH*, 2009.
- [7] AVL: AVL Fire Version 2009 User Manual Eulerian Multiphase. *AVL List GmbH*, 2009.
- [8] AVL: AVL Fire Version 2009 User Manual Workflow Manager. *AVL List GmbH*, 2009.
- [9] BASSHUYSEN, R. van ; SCHÄFER, F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 2. Auflage. *Vieweg*, 2002.
- [10] BECK, J. C.: Computational modelling of polydisperse sprays without segregation into droplet size classes. *University of Manchester*, Diss., 2000.
- [11] BEGG, S. M. ; DE SERCEY, G. ; HEIKAL, M. ; GILCHRIST, R. ; NODA, Y. ; TSURUOKA, Y. ; MAMIYA, Y.: Experimental investigation of the characteristics of oil behaviour in an idealised engine crankcase. In: *XXII Intl. JUMV Automotive Conference Science & Motor Vehicles Beograd* (2009).
- [12] BERICHT, BMW-intern: Unsteady Crankcase Analysis. 082-053-001 (2004).
- [13] BERICHT, BMW-intern: Simulation der Strömung in dem Kurbelgehäuse der BMW R1200GS. 01-133-A (2005).
- [14] BERICHT, BMW-intern: Reibleistungsmessungen BMW R1200GS / HP2 Sport. 2008.
- [15] BLIZZARD, D. T. ; SHADE, W. N.: Crankcase explosion safety revisited - good maintenance practices necessary for prevention. In: *Diesel and Gas Turbine Worldwide* 28 (1996), S. 10–14.
- [16] BMW-GROUP: Vorstellung der S1000RR. (2009). <http://www.s1000rr.com/>
- [17] BOHN, P. ; LANDERL, C. ; POST, J. ; UNTERWEGER, G. ; MÄRKL, M.: Simulation instationärer Ladungswechselfvorgänge am Zweizylinder-Boxermotor. In: *Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors* 11 (2007), S. 314–325.

-
- [18] BRAUER, H.: Grundlagen der Einphasen- und Mehrphasenströmung. *Verlag Sauerländer, Aarau und Frankfurt am Main, Germany*, 1971.
- [19] BRAUNSPERGER, M. ; NEHSE, W. ; REISSING, J. ; RUDERT, S.: Der neue Boxermotor in der BMW R 1200 GS. In: *MTZ* 6 (2004), S. 424–432.
- [20] BRONSTEIN, N. ; SEMENDJAJEW, K. A. ; MUSIOL, G. ; MÜHLIG, H.: Taschenbuch der Mathematik. *Verlag Harri Deutsch*, 1977.
- [21] CONOVER, J. W.: On a Better Method for Selecting Input Variables. 1975.
- [22] DEIGHAN, T. ; ZUHDI, N.: Crankcase Flow Modeling for a Racing Motorcycle Engine. In: *SAE-Papers* 2007-01-0266, S. 119–129.
- [23] DIVIS INTELLIGENT APPLIANCES GMBH (Hrsg.): ClearVu Analytics. *divis intelligent appliances GmbH*, 2010.
- [24] DOMINICIM, A. ; GUINCI, L. ; RETAGGIO, A. ; SENATORE, A.: A first approach to a design methodology for high performance engine dry sump lubrication system. In: *ATA Int. Seminar: High Performance Engines* (2001).
- [25] DOMINICIM, A. ; SENATORE, A. ; KULURIDIS, M.: Crankcase Pumping Effects in Dry Sump High Performance Engines. In: *Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik* 11 (2002).
- [26] DUKOWICZ, J. K.: A Particle Fluid Numerical Model for Liquid Sprays. In: *J. Comp. Physics* 24 (1980), S. 90–95.
- [27] DYNAMIC SOFTWARE AND ENGINEERING GMBH (Hrsg.): optiSLang - the optimizing Structural Language. Version 2.1. *Dynamic Software and Engineering GmbH*, 2008.
- [28] EBNER, H. W. ; JASCHEK, A. O.: Die Blow-by-Messung - Anforderungen und Meßprinzipien. In: *MTZ* 59 (1998), S. 90–95.
- [29] EDELBAUER, W.: Numerical Simulation of the lubricating oil and air flows in the crankcase of an internal combustion engine. *TU Graz, Diss.*, 2007.
- [30] EDELBAUER, W. ; DIEMATH, A. ; KRATOCHWILL, H. ; BRENN, G.: Simulation of the ventilation losses in the crankcase of an internal combustion engine. In: *Progress in Computational Fluid Dynamics* 10 (2010), S. 1–18.
- [31] EDELBAUER, W. ; DIEMATH, A. ; KRATOCHWILL, H. ; BRENN, G. ; TATSCHL, R.: Numerical Oil and Air Flow in a Real Life Engine Crankcase. In: *Conference on Modelling Fluid Flow* (2009).
- [32] EICHLSEDER, H.: Kolbenmaschinen. *Vorlesungsskript VKM-THD TU Graz*, 2008.
- [33] FERZIGER, J. H. ; PERIC, M.: Computational Methods for Fluid Dynamics. *Springer*, 2002.
- [34] FLOWMASTER-LTD.: <http://www.flowmaster.com>
- [35] FRASER, R. P. ; EISENKLAM, P.: Liquid Atomisation and the Drop Size of Sprays. In: *Trans. Inst. Chem. Eng.* 36 (1956), S. 294–319.

- [36] FRIEDRICH, A. ; KÜNSBERG-SARRE, C. von ; UNTERWEGER, G. ; EICHLSEDER, H.: Influence of the crankcase flow on the friction torque using the example of the BMW boxer engine. In: *Virtual Powertrain Creation - Conference* (2010).
- [37] GLADWIN, C. H.: *Ethnographic Decision Tree Modeling*. Sage Publications, Inc, 1989.
- [38] GRAVE, B.: Die Flüssigkeitsablösung an rotierenden Zerstäuberscheiben. *Lehrstuhl für Verfahrenstechnik der TU Berlin*, Diplomarbeit, 1967.
- [39] HAFNER, M. ; SCHÜLER, M. ; ISERMANN, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren. In: *MTZ* 61 (2000), S. 798–805.
- [40] HALSBAND, M.: Entwicklung reibungsoptimierter Kolbengruppen unter Anwendung spezifischer Meßverfahren. *Universität Hannover*, Diss., 1994.
- [41] HEGE, H.: Flüssigkeitsauflösung durch Schleuderscheiben. In: *Chem. -Ing. -Tech.* 36 (1964), S. 52–59.
- [42] HEGE, H.: Die Auflösung von Flüssigkeiten in Tropfen. In: *Aufbereitungs-Technik* 10/3 (1969), S. 142–147.
- [43] HEIKAL, M. ; BEGG, S. M. ; DE SERCEY, G.: Experimental investigation of the characteristics of oil behaviour in an engine crankcase. In: *Droplet Impact Phenomena and Spray Investigations, Bergamo, Italy*, 2009.
- [44] HOLLAND, J.: Beitrag zur Erfassung der Schmierverhältnisse in Verbrennungskraftmaschinen. In: *VDI-Forschungsheft 475* (1959).
- [45] IAV GMBH, CHEMNITZ (Hrsg.): V-Engine 1.9. *IAV GmbH, Chemnitz*, 2006.
- [46] JOLLIFFE, I. T.: *Principal Component Analysis*. Springer New York, 2010.
- [47] KARRAR, E.: Untersuchungen zum Reibungsverhalten und Ölverbrauch der Kolbengruppe von Verbrennungsmotoren. *RWTH Aachen*, Diss., 2009.
- [48] KAUFFMANN, W. M.: Turbines and diesels. Prevent crankcase and air-starting explosions. In: *Power* 126 (1982), S. 33–35.
- [49] KOCH, F. ; GEIGER, U.: Reibungsanalyse der Kolbengruppe im gefeuerten Motorbetrieb. In: *GfT Tribologie-Fachtagung Göttingen 5./6. November 1996* .
- [50] KOCH, F. ; HAUBNER, F. G. ; ORLOWSKY, K.: Lubrication and ventilation system of modern engines - Measurement, Calculations and Analysis. In: *SAE Paper* 01-1315 (2002).
- [51] KRIESEL, D.: Ein kleiner Überblick über Neuronale Netze. 2007.
- [52] KUDO, O. ; SHIMUNA, Y. ; TERADA, K. ; INUMARU, N.: Development of a closed crankcase system engine for motorcycles. In: *JSAE Review* 22 (2001).
- [53] LANDERL, C. ; MIRITSCH, J. ; MITTLER, G. ; MÜLLER, P. ; POST, J. ; SCHNEIDER, R. ; UNTERWEGER, G.: Der neue Boxermotor für die BMW HP2 Sport. In: *MTZ* 04 (2008), S. 280–289.
- [54] LEFEBVRE, A. H.: *Atomization and Sprays*. Hemisphere Publishing Corporation, 1989.

- [55] MAAS, H. ; KLIER, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine. *Springer Verlag*, 1981.
- [56] MANZ, D. L. ; COWART, J. S. ; CHENG, W. K.: High-speed video observation of engine oil aeration. In: *SAE-SP 1894* (2004), S. 47–53.
- [57] MARTINI, E. ; VOSS, H. ; TÖPFER, S. ; ISERMANN, R.: Effiziente Motorapplikation mit lokalen neuronalen Netzen. In: *MTZ 5* (2003), S. 406–413.
- [58] MEINIG, U. ; PIETSCHNER, S. ; MAY, T.: Kurbelgehäuse-Entlüftungen aktueller und zukünftiger Fahrzeugmotoren - Teil 1: Aktuelle Entlüftungssysteme. In: *MTZ 10* (2004), S. 768ff.
- [59] MEINIG, U. ; PIETSCHNER, S. ; MAY, T.: Kurbelgehäuse-Entlüftungen aktueller und zukünftiger Fahrzeugmotoren - Teil 2: Neue Konzepte. In: *MTZ 11* (2004), S. 910ff.
- [60] MELDT, W. ; TRIPOLT, W. ; GABERSCIK, G. ; SCHOPP, J. ; LEMBERGER, H. ; RIEDHAMMER, T. ; BORDES, F.: Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs über Reibungsoptimierung an einem Vierzylinder-Ottomotor. In: *MTZ 07-08* (2007), S. 608–612.
- [61] MERKER, G. P.: Verbrennungsmotoren: Simulation der Verbrennung und Schadstoffbildung. *Teubner*, 2006.
- [62] MIYACHIKA, M. ; HIROTA, T. ; KASHIYAMA, K.: A Consideration on Piston Second Land Pressure and Oil Combustion of Internal Combustion Engine. In: *SAE Paper 840099* (1984).
- [63] MÜLLER, P. ; BERKMANN, F. ; SCHNEPPENHEIM, J.: Die neue BMW HP2 Sport. In: *ATZ 3* (2008), S. 185–192.
- [64] MOSHAMMER, T. ; MAYR, F.: Simulationstechnische Optimierung der Getriebeölversorgung zur Minimierung der Füllmenge und Reduktion der Wärmeentwicklung. In: *Vortragsunterlagen ÖTG Symposium* (2005).
- [65] OPPELT, M.: Experimentelle Untersuchung der inneren Strömungsverluste an einem 4-Zylinder-Motorradmotor und Erarbeitung von Lösungsansätzen zur Reduzierung der Pumpverluste. *Hochschule München*, Diplomarbeit, 2008.
- [66] POSCHNER, M. ; VOGT, J. ; WÖSLE, G. ; WAGNER, H.-A.: Die neue BMW S1000RR. In: *ATZ 07-08* (2010), S. 488–495.
- [67] POST, S. L. ; ABRAHAM, J.: Modeling the Outcome of Drop-Drop Collisions in Diesel Sprays. In: *Int. Journal Multiphase Flow 28* (2002), S. 997–1019.
- [68] RANGANATHAN, R. P.: Engine Crankcase Pumping Flow Model. In: *SAE Technical Paper Series 1999-01-0215* (1999).
- [69] RUBINSTEIN, R. Y.: Simulation and the Monte Carlo Method. *John Wiley & Sons*, 1981.
- [70] SCHILLER, L. ; NAUMANN, A.Z.: In: *Ver. Deut. Ing 77* pp. 318-320 (1933).
- [71] SCHÜLER, M. ; HAFNER, M. ; ISERMANN, R.: Einsatz schneller neuronaler Netze zur modellbasierten Optimierung von Verbrennungsmotoren - Teil 1: Modellbildung des Motor- und Abgasverhaltens. In: *MTZ 61* (2000), S. 704–711.
- [72] SCHÖLKOPF, B. ; SMOLA, J. A.: Learning with Kernels. *The MIT Press*, 2001.

- [73] SCHNECK, M.: Einflüsse von Zünd- und Einspritzkennfeldänderungen auf die Wärmebilanz eines luft-/ölkühlten 2-Zylinder-Boxermotors. *FH München*, Diplomarbeit, 2007.
- [74] SCHRÖDER, C.: Neuronales Netzwerk zur NO_x-Sensierung im SCR-System. In: *MTZ 2* (2010), S. 110–111.
- [75] SEETHARAMAN, S. ; KAHRAMAN, A. ; MOORHEAD, M.D. ; PETRY-JOHNSON, T.T.: Oil churning power losses of a gear pair: Experiments and model validation. In: *Transactions of the ASME, Journal of tribology* 131 (2009).
- [76] SENF, B.: Modellierung der Kolbenreibung für 3D-Thermosimulationen. *HTWK Leipzig*, Diplomarbeit, 2009.
- [77] SOWA, W. A.: Interpreting mean drop diameters using distribution moments. In: *Atomization and Spray* 2 (1992), S. 1–15.
- [78] STOFFREGEN, J.: Motorradtechnik. *Vieweg&Teubner*, 2006.
- [79] SZENGEL, R.: Einfluss konstruktiver Parameter auf die Reibungsverluste der Kolbengruppe eines Hubkolbentriebwerkes. *Universität Hannover*, Diss., 1985.
- [80] THIELE, E.: Beitrag zur Reibungsanalyse von Hubkolbentriebwerken. *Universität Hannover*, Diss., 1982.
- [81] VAPNIK, V. N.: The Nature of Statistical Learning Theory. *Springer, Berlin*, 1999.
- [82] VARGA, C. M. ; LASHERAS, J. C. ; HOPFINGER, E. J.: Atomization of a Small-Diameter Liquid Jet by a High-Speed Gas Stream. In: *9th International Conference on Liquid Atomisation and Spray Systems* (2003).
- [83] WALZEL, P.: Auslegung von Einstoffdruckdüsen. In: *Chem.-Ing.-Tech.* 54 (1982), S. 312–328.
- [84] WANG, J.: Rechnerische Reibungsoptimierung eines mittelschnelllaufenden Großdieselmotors in Tauchkolbenbauart. *Universität Hannover*, Diss., 1995.
- [85] WEISS, T. ; HIRT, M.: Efficiency Improvements for high speed gears. In: *VDI-Berichte* 1665 (2002).
- [86] WILCOX, D. C.: Turbulence Modeling for CFD. *DCW Industries*, 1998.
- [87] WOO CHO, S. ; EUI YUN, J.: The friction force of piston assembly in an IDI diesel engine. In: *Vehicle Design* 19 (1998), S. 50–64.

Deutsche Fassung:
Beschluss der Curricula-Kommission für Bachelor-, Master- und Diplomstudien vom 10.11.2008
Genehmigung des Senates am 1.12.2008

EIDESSTÄTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommenen Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Englische Fassung:

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date

.....
(signature)