



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

DIPLOMARBEIT

**Modellierung der Tropfenablösung aus dem Feuersteg eines
Ottomotors mit einem Volume-of-Fluid-Ansatz**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs unter der Leitung von

Associate Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Thomas Lauer

und

Univ. Ass. Dipl. -Ing. Norbert Zöbinger

E315

Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Michael Doppler

01325442

Am Teich 26

A-4264 Grünbach bei Freistadt



Aufgabenstellung Diplomarbeit

Herrn Michael Doppler, Matrikelnummer: 01325442, wird folgende Aufgabe gestellt:

„Modellierung der Tropfenablösung aus dem Feuersteg eines Ottomotors mit einem Volume-of-Fluid-Ansatz“

Es ist eine wissenschaftliche Studie im Themenbereich numerische Simulation durchzuführen.

Schwerpunkte:

- Literaturrecherche zum aktuellen Stand der Wissenschaft zum Thema Ringspaldynamik
- Erstellung eines 3D-CFD-Modells eines Feuerstegs in dem Softwarepaket Siemens CCM+
- Aufbringen der Fluidkinematik (Geschwindigkeit, Beschleunigung der Fluidsäule) und Auswahl geeigneter Fluideigenschaften für Öl und Benzin (Oberflächenspannung, Dichte, Viskosität, Dampfdruck)
- Berechnung der Ablöseeneigung von im Ringspalt befindlichen Fluiden.
- Darstellung der Einflüsse spezifischer Ringspaltgeometrien (Spaltbreite, Eigenfrequenz der Flüssigkeitssäule, Spalthöhe, Kolbenfasen) auf die Ablöseeneigung.
- Darstellung des Einflusses der Oberflächenspannung und der Viskosität des Fluids auf die Ablöseeneigung während der Kolbenbewegung

Ein gedrucktes Exemplar und eine Version der Diplomarbeit auf Datenträger sind am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien abzugeben.

Die Ergebnisse der Arbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen nur mit schriftlicher Genehmigung des Institutsvorstandes weitergegeben bzw. veröffentlicht werden.

Einverstanden:

Michael Doppler

Betreuer am Institut:

Assoc. Prof. Dr. Thomas Lauer

Prof. Dr. Bernhard Geringer
Institutsvorstand

Eidesstattliche Erklärung

Ich habe zur Kenntnis genommen, dass ich zur Drucklegung meiner Arbeit unter der Bezeichnung

Modellierung der Tropfenablösung aus dem Feuersteg eines Ottomotors mit einem Volume-of-Fluid-Ansatz

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiters an Eides statt, dass ich meine Diplomarbeit nach den anerkannten Grundsätzen für wissenschaftliche Arbeiten selbständig ausgeführt habe und alle verwendeten Hilfsmittel, insbesondere die zugrunde gelegte Literatur genannt habe.

Weiters erkläre ich, dass ich dieses Diplomarbeitsthema bisher weder im In- noch im Ausland (einer Beurteilerin/ einem Beurteiler zur Begutachtung) in irgendeiner Form als Prüfungsarbeit vorgelegt habe und dass diese Arbeit mit der vom Begutachter beurteilten Arbeit übereinstimmt.

Wien, am 27.07.2020

Michael Doppler

Sperrvermerk:

Ich weise darauf hin, dass die Diplomarbeit vertrauliche Informationen und unternehmensinterne Daten beinhaltet. Daher ist eine Veröffentlichung oder Weitergabe von Inhalten an Dritte ohne die vorherige Einverständniserklärung des Instituts für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik nicht gestattet.

Kurzfassung:

Der Klimawandel ist allgegenwärtig und der Ausstoß von Kohlenstoffdioxid wird durch gesetzliche Rahmenbedingungen immer weiter reduziert. Dies hat folglich auch Auswirkungen auf die Entwicklung von Ottomotoren. Moderne Ottomotoren werden hauptsächlich nach dem Downsizing-Prinzip entwickelt, wobei die spezifische Leistung durch die Entstehung von Verbrennungsanomalien wie der Vorentflammung begrenzt wird. Vorentflammungen entstehen vor allem im niedrigen bis mittleren Drehzahlbereich bei hoher Last. Es wird angenommen, dass die Vorentflammung bei Ottomotoren durch das Entstehen von Tropfen am Feuersteg ausgelöst wird.

In dieser Diplomarbeit wird der Bildungsmechanismus von Tropfen am Feuersteg mittels einer numerischen Strömungssimulation untersucht. Im Modellaufbau wurde angenommen, dass sich Flüssigkeit im Feuersteg ansammelt und über die Kolbenverzögerung aus dem Feuersteg ausgeschleudert wird. Verdampfung sowie Sieden der Flüssigkeit im Feuersteg wurden vernachlässigt. Die Druck- und Temperaturerhöhung im Modell wurde durch Erhöhung der Luftmasse im Modell erreicht, wobei der Druck- bzw. Temperaturverlauf einer isentropen Verdichtung angenähert wurde. Der Isentropenexponent der Verdichtung entspricht jenem eines Luft-Oktan-Gemisches. Das Modell folgt der Kolbengeschwindigkeit, die über die Kurbelgeometrie mit der Drehzahl zusammenhängt.

Für die Simulation wurden die Flüssigkeiten Öl (basierend auf SAE 0W20) und Ottokraftstoff sowie deren Mischungen in Betracht gezogen. Die Berechnung der Fluideigenschaften war ein essenzieller Teil dieser Arbeit. Besonders Viskosität und Oberflächenspannung beeinflussen die Tropfenablösung maßgeblich. Bei den Mischungen aus Öl und Ottokraftstoff zeigte sich, dass bereits kleine Mengen an Ottokraftstoff die Viskosität und Oberflächenspannung signifikant verringerten. Deren Berechnung erfolgte ohne Einbindung praktischer Messergebnisse. Ausnahmen waren jeweils zwei diskrete Messpunkte bei der Bestimmung der Viskosität und der Oberflächenspannung von Öl. Für die Mischungen wurde angenommen, dass es sich um reine Kohlenwasserstoffmischungen handelt. Die Viskosität sowie die Oberflächenspannung der Mischungen wurden durch Ansätze von Orrick und Erbar sowie den VDI-Wärmeatlas ermittelt.

Bei den Simulationen mit Öl zeigten sich Tropfen im Größenbereich von 0.06 bis 0.2 mm. Unter der Annahme, dass der Mindestdurchmesser der Tropfen durch die benötigte Zündenergie begrenzt ist und der maximale Tropfendurchmesser durch die zu erreichende Zündtemperatur, kann ein kritischer Tropfendurchmesser von ca. 0.1 mm

ermittelt werden. Größere Tropfendurchmesser können jedoch in den folgenden Zyklen das Potential entwickeln, eine Vorentflammung auszulösen.

Durch die Variation der Füllhöhe konnten zwei unterschiedliche Ablösemechanismen für Öl gefunden werden, wobei beide Mechanismen Tropfen ausbilden. Zudem zeigte sich der Effekt, dass ein niedriger Füllstand des Feuersteges ebenfalls kritischer bzgl. der Bildung von Tropfen zu betrachten ist.

Weiters konnte der positive Effekt von Ottokraftstoff im Öl auf die Tropfenbildung gezeigt werden. Die Mischung von Öl mit Ottokraftstoff bildete am Feuersteg einen Flüssigkeitsfaden aus, der sich in Folge in Tropfen auflöste. Ottokraftstoff senkt die Stoffparameter Viskosität und Oberflächenspannung signifikant. Dies hat zur Folge, dass die Bildung von Tropfen erleichtert wird, was durch eine Simulation mit reinem Ottokraftstoff im Feuersteg gezeigt werden konnte. Ottokraftstoff zeigt eine starke Tropfenbildung und somit deutlich den Einfluss der Oberflächenspannung und Viskosität auf die Tropfenbildung.

Abstract:

Climate change has become ubiquitous, and carbon dioxide emissions are becoming strictly regulated by law. These regulations influence the development of gasoline engines. Modern gasoline engines are developed according to the downsizing principle, whereby the specific power is limited by the occurrence of combustion anomalies such as low speed pre-ignition. This phenomenon occurs at low to medium engine speeds under high load. The most plausible theory behind this phenomenon is the triggering of preignition by detaching oil droplets at the ring crevice.

In this master's thesis, a numerical fluid simulation was used to analyze the droplet-detaching mechanism at the ring crevice. In the simulation model, it was assumed that fluid collects in the ring crevice and is ejected by the acceleration of the piston. The effects of evaporation and boil were neglected. The increase in pressure and air temperature during the simulation was achieved by increasing the air mass in the model. The temperature and pressure correspond to an isentropic compression with an isentropic exponent of an air-octane mixture. The model follows the piston velocity, which correlates with the engine speed by the cranking mechanism.

At the simulation, oil (based on SAE 0W20), gasoline, and mixtures of the two fluids in varying ratios were considered. The analysis of the fluid properties was an essential part of this thesis. Viscosity and surface tension, in particular, influence the fluid dynamics and droplet detachment. The mixtures of oil and gasoline showed that a low percentage of gasoline significantly reduces viscosity and surface tension. The fluid properties were calculated theoretically with two exceptions. For the definition of the viscosity and the surface tension of oil, two discrete measurement points were used. The fluid properties of the oil were interpolated and extrapolated between these two measurement points. The gasoline was assumed to be a mixture of the relevant hydrocarbons. Shares below a mole fraction of 1 % were neglected. Orrick and Erbar's method and VDI Wärmeatlas were used for calculating the properties of the oil-gasoline mixture.

The simulations with oil showed a droplet size between 0.06 mm and 0.2 mm. Considering that the minimum droplet size is limited by the necessary ignition power and the maximum droplet size is limited by the achievable ignition temperature, a critical droplet size of 0.10 mm was determined. However, droplets exceeding the critical droplet size can trigger a pre-ignition in subsequent engine cycles.

Variation of the filling height revealed two different mechanisms for detaching droplets at the ring crevice. Both mechanisms produced droplets. Furthermore, the lower filling heights were critical to the formation of droplets.

The gasoline and oil mixture showed the positive effect of decreased surface tension and viscosity through the formation of droplets. The mixture formed a fluid thread at the piston crown, which then dissolved into droplets. Gasoline significantly decreased surface tension and viscosity, simplifying the droplet-formation process. This effect was also observed with pure gasoline in the ring crevice.

Gasoline exhibited strong droplet formation, thereby illustrating the effect of decreased surface tension and viscosity on the droplet formation process.

T, U, V, W, X, Y, Z	[mm] bzw. [°]	Abmessungen Simulationsmodell
R	[J / mol K]	Allgemeine Gaskonstante
D _b	[m]	Bohrungsdurchmesser Zylinder
CDS		Central Difference Scheme
l_c	[m]	Charakteristische Länge
CICSAM		Compressive Interface Capturing Scheme for Arbitrary Meshes
CFD		Computational Fluid Dynamics
ρ	[kg/m ³]	Dichte
ρ_l	[kg/m ³]	Dichte der Flüssigphase
DDS		Downwind Difference Scheme
p	[Pa]	Druck
p _{UT}	[Pa]	Druck am unteren Totpunkt
d _{tr}	[m]	Durchmesser Tropfen
η	[Pa s]	Dynamische Viskosität
n, t, s		Einheitsvektoren der Grenzfläche
FEA		Finite Elemente Analyse
f, g		Flüssigphase bzw. Gasphase
ϑ		Geschwindigkeitsvektor
g		g-fache der Erdgravitation
$\gamma_{SG}, \gamma_{SG}, \gamma_{SG}$	[N/m]	Grenzspannung
HRIC		High Resolution Interface Capturing
P, ϕ		Hilfsgrößen
r	[m]	Hubradius
A, B, C, D, E, F, G		Koeffizienten einer spezifischen Gleichung
CO ₂		<i>Kohlenstoffdioxid</i>
a	[m/s ²]	Kolbenbeschleunigung
v	[m/s]	Kolbengeschwindigkeit
w	[m]	Kolbenweg
θ_c	[°]	Kontaktwinkel
T _c	[K]	Kritische Temperatur
K	[1/m]	Krümmung der freien Oberfläche
R _t , R _s	[m]	Krümmungsradius der freien Oberfläche
α	[rad]	Kurbelwinkel
KW n. OT	[°]	Kurbelwinkel nach oberem Totpunkt
KW v. OT	[°]	Kurbelwinkel vor oberem Totpunkt
m	[kg]	Luftmasse im Modell
V _{Modell}	[m ³]	Luftvolumen im Modell
MAC		Marker-and-Cell Methode
m _{tr}	[kg]	Masse Tropfen
\dot{m}	[kg/s]	Massenstrom
d _{min}	[m]	Minstdurchmesser Tropfen
\tilde{M}	[kg/mol]	Molare Masse
$\mathbf{n} \cdot \mathbf{T}$		Normalkraft auf freie Oberfläche
OT		Oberer Totpunkt
σ	[N/m]	Oberflächenspannung
OEM		Original Equipment Manufacturer

PLIC		Piece-Wise Linear Interface Calculation
L	[m]	Pleuellänge
Re		Reynoldszahl
SLIC		Simple Line Interface Calculation
SAE		Society of Automotive Engineers
R _{Luft}	[J/kg K]	Spezifische Gaskonstante Luft
v_{fl}	[m ³ /kg]	Spezifisches Volumen Flüssigkeit
\tilde{x}_i		Stoffanteil
M	[mol]	Stoffmenge
$\tilde{\rho}$	[mol/m ³]	Stoffmengenkonzentration
Δ_A, Δ_B		Strukturbeitrag
T	[K]	Temperatur
T _{UT}	[K]	Temperatur Luft am unteren Totpunkt
H _u	[J/kg]	Unterer Heizwert
UT		Unterer Totpunkt
UDS		Upwind Difference Scheme
VDI		Verein Deutscher Ingenieure
\bar{f}		Volume Fraction
V _{OT}	[m ³]	Volumen Zylinder am oberen Totpunkt
V _{UT}	[m ³]	Volumen Zylinder am unteren Totpunkt
k	[1/K]	Wärmeausdehnungskoeffizient
C _p	[J/kg K]	Wärmekapazität bei konstantem Druck
C _v	[J/kg K]	Wärmekapazität bei konstantem Volumen
λ	[W/m K]	Wärmeleitfähigkeit
Λ_{RT}	[m]	Wellenzahl
WOT		Wide Open Throttle
ω	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit
E _z	[J]	Zündenergie
V	[m ³]	Zylindervolumen

Inhaltsverzeichnis

1.	Einleitung und Motivation.....	2
2.	Theoretische Grundlagen	3
2.1.	Ursachen der Vorentflammung	3
2.2.	Auswirkung der Kolbenfase am Kolbenboden	7
2.3.	Dynamisches Verhalten des ersten Kolbenringes	9
2.4.	Darstellung der Tropfen mittels Volume-of-Fluid-Ansatz	11
3.	Oberflächentemperatur im Bereich des Feuersteiges.....	15
4.	Kolbenkinematik und Dynamik	17
5.	Ermittlung der Stoffdaten	19
5.1.	Viskosität.....	20
5.1.1.	Viskosität von Öl.....	20
5.1.2.	Viskosität von Ottokraftstoff.....	21
5.1.3.	Viskosität von Öl-Kraftstoff-Mischungen	23
5.2.	Oberflächenspannung.....	24
5.2.1.	Oberflächenspannung von Öl.....	25
5.2.2.	Oberflächenspannung von Ottokraftstoff	26
5.2.3.	Oberflächenspannung von Öl-Kraftstoff-Mischungen	27
5.3.	Isentropenexponent von Luft-Kraftstoff-Gemisch	27
5.4.	Stoffparameter ohne Temperaturabhängigkeit	29
6.	Aufbau des numerischen Rechnernetzes	31
6.1.	Geometrie des Rechnernetzes	31
6.2.	Rechnernetz des Modelles.....	32
7.	Beschreibung der Navier-Stokes-Gleichungen	34
8.	Randbedingungen.....	35
9.	Anfangsbedingungen	38
10.	Ergebnisse der Simulation.....	40
10.1.	Luftmassenstrom und Geschwindigkeitsfeld	41
10.2.	Verhalten bei reinem Öl	43
10.3.	Auswirkung des Kontaktwinkels	48
10.4.	Auswirkung der Modellgröße	53
10.5.	Verhalten bei reinem Ottokraftstoff	58
10.6.	Auswirkung von Ottokraftstoff im Öl	63
10.7.	Auswirkung der Füllhöhe	70
11.	Diskussion und Interpretation der Ergebnisse.....	77
12.	Zusammenfassung der Erkenntnisse und Ausblick.....	83
13.	Literaturverzeichnis.....	85
14.	Anhang: Stoffdaten und Parameter	88

1. Einleitung und Motivation

Der Klimawandel ist mittlerweile allgegenwärtig. Somit haben alle Industriezweige, auch aufgrund gesetzlicher Rahmenbedingungen, die Motivation, den Treibhausgasausstoß, vor allem in Form von CO₂, zu verringern. Das betrifft gleichermaßen auch die Automobilindustrie. In dieser spielt neben der Einführung alternativer Antriebsformen auch die Weiterentwicklung der Ottomotoren eine wichtige Rolle. Weiters beeinflussen verbrauchsarme Ottomotoren den Wirkungsgrad elektrisierter Antriebsstränge in Hybridfahrzeugen.

Bei Ottomotoren wird vor allem auf das Prinzip des Downsizings gesetzt. Hier wird die spezifische Leistung durch Aufladung erhöht und somit die Hubraumreduktion von Ottomotoren kompensiert. Die Aufladung erfolgt mittels Abgasturbolader, mechanischer Aufladung bzw. deren Kombination. Weiters wird zur Verbesserung der Effizienz die Verdichtung im Zylinder erhöht. Mit diesen effizienz erhöhenden Maßnahmen geht eine Erhöhung der Spitzendrücke sowie der Spitzentemperatur im Zylinder einher. Diese Steigerung fördert die Vorentflammungsneigung bei Ottomotoren durch Ausbilden sekundärer Zündquellen. Diese entzünden das Luft-Kraftstoff-Gemisch vor der eigentlichen Zündung durch die Zündkerze. Hierbei können Spitzendrücke von bis zu 300 bar entstehen, die eine mechanische Schädigung des Verbrennungsmotors zufolge haben können. [1,2]

Es gibt unterschiedliche Ansätze für sekundäre Zündquellen, wobei die Ausbildung von Tropfen am Feuersteg die vielversprechendste Theorie ist. Es wird angenommen, dass sich Öl bzw. ein Öl-Kraftstoff-Gemisch im Feuersteg ansammelt und durch die Verzögerung des Kolbens in den Brennraum geschleudert wird. Diese Tropfen können die Zylinderladung entzünden. Die vorzeitige Entzündung der Zylinderladung geschieht nach Amann [3] in einem Bereich von 10 ° KW v. OT bis OT. Abhängig von den vorliegenden Randbedingungen kann sich der Bereich weiter nach vor OT verschieben. Weiters können diese Tropfen, trotz Ladungswechsels, im Zylinder verbleiben und im Folgezyklus eine Vorentflammung auslösen. [1,2,3,4,5,6,7]

Es gab bereits praktische Versuche, in denen die Randbedingungen der tropfeninduzierten Vorentflammung, wie z. B. Feuersteggeometrie, Vorspannung der Kolbenringe oder Stoffeigenschaften von Öl, verändert wurden und die Auswirkung auf die tropfeninduzierte Vorentflammung sichtbar gemacht wurde. Diese Versuche zeigen, dass es zahlreiche Einflussfaktoren gibt, die das Entstehen von tropfeninduzierten Vorentflammungen fördern können. [2]

In dieser Diplomarbeit wird der Mechanismus der Tropfenbildung sowie der Tropfenablösung am Feuersteg in einer numerischen Strömungssimulation untersucht. Für die Darstellung der Grenzfläche zwischen der Gasphase sowie der Flüssigphase wird der Volume-of-Fluid-Ansatz gewählt. Dieser Ansatz ist ressourcenschonend und reduziert somit die benötigte Rechenkapazität. Die Stoffdaten werden über theoretische Methoden abgeschätzt, wobei der Fokus auf der Oberflächenspannung sowie der Viskosität liegt. Die verwendete Simulationssoftware ist Siemens Star CCM+ 13.04.

Die Darstellung der Tropfenablösung am Feuersteg mittels numerischer Strömungssimulation hat den Vorteil, dass Randbedingungen (Viskosität, Oberflächenspannung, Geometrie des Feuersteiges usw.) der Tropfenablösung variiert werden können und somit eine Vorselektion durch Variationsrechnungen von z. B. Feuersteggeometrie und Stoffparametern geschieht. Dies hat eine Reduktion der praktischen Versuche zur Folge und fördert das Verständnis des Ablösemechanismus am Feuersteg. Weiters können die geänderten Randbedingungen bereits im Entwicklungsstadium, z. B. von Kolben und Ölen, berücksichtigt werden.

2. Theoretische Grundlagen

In den nachfolgenden Kapiteln werden die theoretischen Grundlagen vermittelt, die für den Modellaufbau, die Ergebnisse sowie deren Interpretation von Bedeutung sind. Weiters wird auf die Grundlage des Volume-of-Fluid-Ansatzes eingegangen, der für die Darstellung der zweiphasigen Strömung in dieser Arbeit verwendet wird.

2.1. Ursachen der Vorentflammung

Die Verbrennung in Ottomotoren kann durch Verbrennungsanomalien beeinflusst werden. Die Hauptvertreter sind hierbei das Klopfen sowie die Vorentflammung. Diese werden anschließend näher behandelt. Weiters sind die Glühzündung sowie die vorzeitige Flammenlöschung bekannt. [8,9]

Bei der klopfenden Verbrennung kommt es durch die Flammenausbreitung von der Zündkerze zu einer Druck- und Temperaturerhöhung bei der unverbrannten Ladung. Ist diese ausreichend hoch, kommt es zur Selbstentzündung der unverbrannten Ladung im Zylinder. Diese Selbstentzündung führt zu Druckwellen im Zylinder, die das charakteristisch klopfende Verbrennungsgeräusch erzeugen. Der klopfenden Verbrennung kann schnell entgegengewirkt werden. Durch die Verwendung von zündunwilligerem Kraftstoff kann die Klopfgrenze verschoben werden. Diese Vorgehensweise ist jedoch nicht während des Motorbetriebes möglich sowie in ihrer

Wirkung begrenzt. Deshalb haben moderne Ottomotoren eine Klopfregelung implementiert. Dies ermöglicht eine Verbrennung nahe der Klopfgrenze des Kraftstoffes und somit eine hohe Effizienz. Bei Auftreten von Klopfen wird der Zündzeitpunkt Richtung spät verschoben. Durch diese Verschiebung reduziert sich jedoch die Effizienz, woraus ein erhöhter Kraftstoffverbrauch resultiert. [9]

Im Vergleich zur klopfenden Verbrennung kann die Vorentflammung nicht durch ein Verschieben des Zündzeitpunktes verhindert werden. Vorentflammungen treten bei hohen Mitteldrücken und Aufladegraden (hohe spezifische Leistung) vor OT auf. Hier befinden sich Temperatur und Druck auf einem Niveau, das die Entwicklung sekundärer Zündquellen ermöglicht. Diese Zündquellen entzünden die Zylinderladung vor der eigentlichen Zündung. Eine Vorentflammung ist eine kritische Verbrennungsanomalie und kann bereits bei einmaligem Auftreten mechanische Schäden am Verbrennungsmotor hervorrufen. [10]

In Abbildung 1 wird der Druckverlauf einer regulären Verbrennung mit einer klopfenden Verbrennung sowie einer Verbrennung mit Vorentflammung gegenübergestellt. Die klopfende Verbrennung tritt erst nach der Zündung der Zylinderladung ein. Im Vergleich dazu tritt die Vorentflammung bereits ein, bevor die eigentliche Zündung erfolgt.

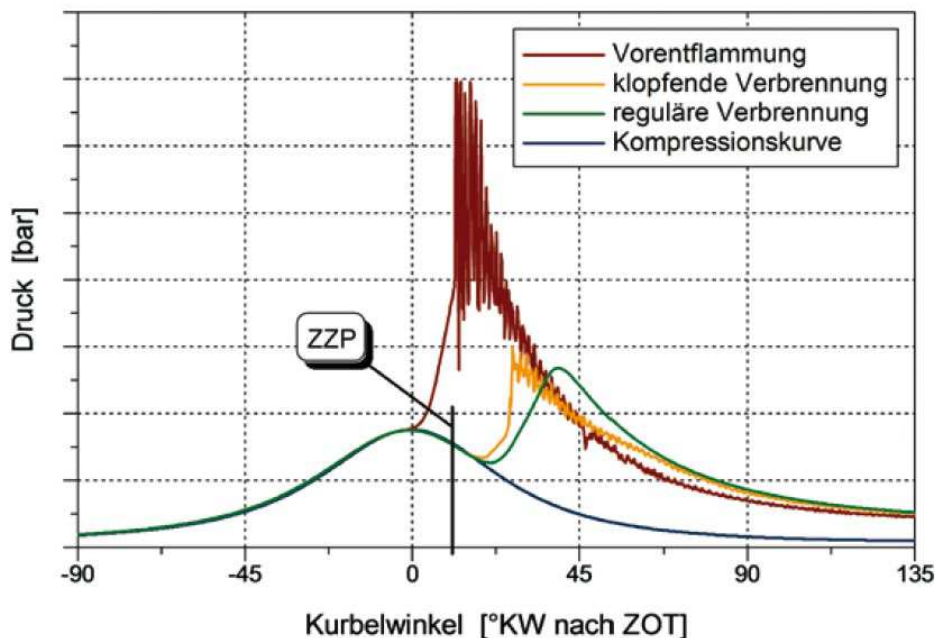


Abbildung 1: Qualitative Darstellung einer regulären Verbrennung, einer klopfenden Verbrennung sowie einer Verbrennung mit Vorentflammung [10]

Ein weiterer Unterschied der Vorentflammung zur klopfenden Verbrennung ist das stochastische Auftreten der Vorentflammung. Sie kann nicht gezielt durch Veränderung der Motorparameter herbeigeführt werden, sondern tritt spontan während des

Motorenbetriebes auf. Häufig wird beobachtet, dass die erste Vorentflammung eine Sequenz aus vorentflammenden Zyklen triggert, bis wieder die reguläre Verbrennung eintritt. [3, 4]

In Abbildung 2 wird beispielhaft das Auftreten einer initialen Vorentflammung und der nachfolgenden Vorentflammungen dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass vor und nach der Vorentflammungssequenz eine reguläre Verbrennung stattfindet. Die Betriebsparameter des Ottomotors wurden hierbei nicht geändert.

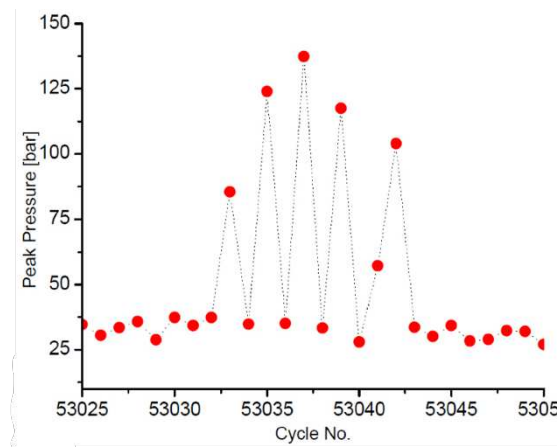


Abbildung 2: Darstellung einer Vorentflammungsserie zwischen regulären Verbrennungszyklen [3]

Die in der Literatur meist vertretene Theorie ist, dass Vorentflammungen nicht durch das Überschreiten der Zündtemperatur des Luft-Kraftstoff-Gemisches entstehen, sondern durch das Ausbilden sekundärer Zündquellen. Diese Zündquellen entzünden anschließend das Luft-Kraftstoff-Gemisch.

In Abbildung 3 werden die plausibelsten Zündquellen für Vorentflammungen dargestellt. In der ersten Skizze (Abbildung 3 von links nach rechts) kommt es zu einer Wandfilmbildung des Treibstoffes, die das Öl am Zylinder löst. Somit können Öl-Kraftstoff-Tropfen in den Brennraum gelangen und eine mögliche Zündquelle darstellen. [11]

In der zweiten und dritten Skizze aus Abbildung 3 ist das Ausschleudern von Öl-Treibstoff-Tröpfchen aus dem Feuersteg des Kolbens dargestellt. Das Verhältnis von Öl zu Treibstoff kann in den Tropfen variieren. [1, 2, 11]

Bei der vierten Skizze kommt es zum Verdampfen der volatileren Anteile im Flüssigkeitsfilm. Diese können lokal die Zündtemperatur reduzieren und Vorentflammungen fördern. [11]

In der fünften Skizze kommt es zum Abplatzen von Ablagerungen am Kolben bzw. an den Ventilen. Die Ablagerungen bestehen aus Verbrennungsrückständen, wie z. B. Ruß, die bei der Temperaturerhöhung im Kompressionstakt zu glühen beginnen können, wodurch sich das Luft-Kraftstoff-Gemisch vorzeitig entzündet. [11]

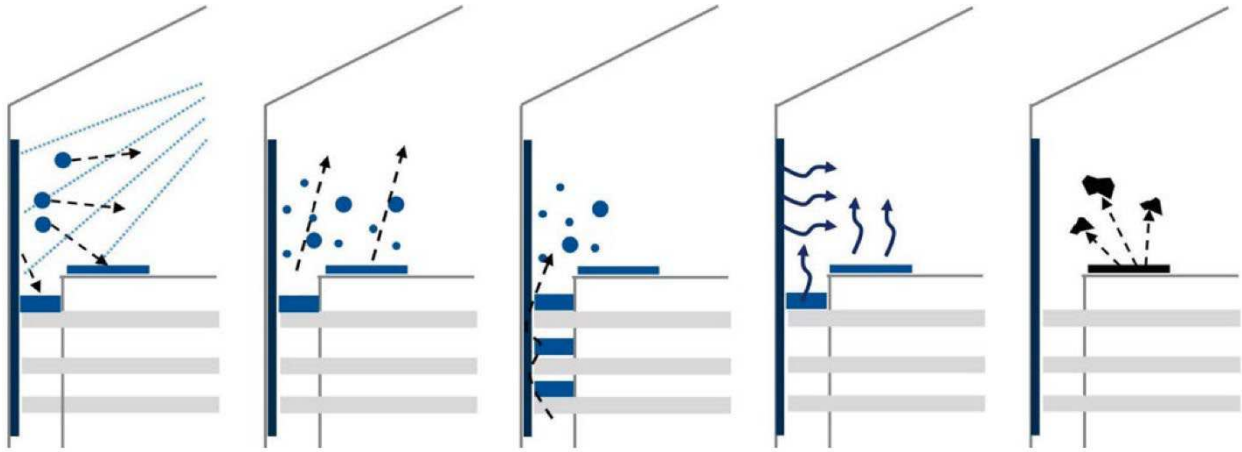


Abbildung 3: Ursachen der Vorentflammung Skizze 1 links bis Skizze 5 rechts [11]

Nach bereits durchgeführten Untersuchungen von Zahdeh [1], Lauer [2], Amann [3] und Tanaka [4,5] ist die Tropfenablösung am Feuersteg die wahrscheinlichste Ursache der initialen Vorentflammung im Ottomotor. Diese abgelösten Tropfen können, nach Untersuchungen Ohtomos [7], trotz Ladungswechsels im Zylinder verbleiben und die Sequenz aus Vorentflammungen auslösen, die in Abbildung 2 dargestellt ist.

Im Feuersteg des Kolbens sammelt sich Öl an. Dies geschieht durch Abstreifen von Öl durch die Kolbenringe bzw. durch das Ablösen des Ölfilmes an der Zylinderwand durch den eingespritzten Kraftstoff. Dieser kann die Zylinderwand benetzen und den Ölfilm lösen. Letzteres ist auch die Ursache dafür, dass angesammelte Flüssigkeit im Feuersteg nicht nur aus Öl bestehen muss, sondern auch Kraftstoffanteile vorhanden sein können. [12]

In diesem Zusammenhang untersuchte Hu [12] die Abhängigkeit der Zündwilligkeit von Öl, wenn dieses durch Kraftstoff verdünnt wird. Hu [12] zeigte, dass sich Öl der SAE-Spezifikation 5W30 verdünnt mit Ottokraftstoff hinsichtlich der Eigenschaften an Bio-Diesel annähert. Diese Verdünnung verursacht eine erhöhte Zündwilligkeit des Öles. Dies kann weiters auch die Zündwilligkeit ausgeschleuderter Öltropfen am Feuersteg fördern und somit die Vorentflammungsneigung. [12]

Diese Tropfenablösung soll in der vorliegenden Arbeit detaillierter untersucht werden. Zudem wird auf die Variation der Flüssigkeitszusammensetzung im Feuersteg sowie auf deren Einfluss auf die Tropfenablösung näher eingegangen. Weitere Einflussparameter der Tropfenablösung, wie z. B. das geometrische Design des Feuersteges, werden nicht näher betrachtet.

2.2. Auswirkung der Kolbenfase am Kolbenboden

Der Einfluss der Brennraumgeometrie ist ein wesentlicher Faktor bei der Beobachtung von Vorentflammungen. Unter der Annahme, dass die Hauptursache Tropfenablösungen am Feuersteg sind, kann das Design der Kolbenfase einen entscheidenden Einfluss haben. [3]

Nach den Untersuchungen von Amann [3] kann ein Zusammenhang zwischen dem geometrischen Design, der Kolbenfase und dem Auftreten von Vorentflammungen erkannt werden. Eine geringe Feuersteghöhe erhöht die Frequenz der Vorentflammungen. Die Feuersteghöhe wird als Höhe zwischen Fasenkante und Kolbenring definiert. [3]

In den Abbildungen 4 und 5 wird diese Geometrieänderung grafisch dargestellt. In Abbildung 4 wird die geänderte Geometrie der Kolbenkante unter der Voraussetzung, dass das entfernte Volumen konstant bleibt, gezeigt. In Abbildung 5 sind die gemessenen Frequenzen der Vorentflammungen ersichtlich.

Es muss berücksichtigt werden, dass sich durch die veränderten Kolben ein um 0,25 reduziertes Verdichtungsverhältnis ergibt. Das reduzierte Verdichtungsverhältnis führt zu verringerten Spitzentemperaturen am Ende des Verdichtungstaktes. Dadurch kann das Entstehen von Vorentflammungen beeinflusst werden. Um diesen Effekt nicht in die Bewertung miteinfließen zu lassen, dürfen nur die veränderten Kolben miteinander verglichen werden (Abbildung 5 schwarze Balken). Der OEM-Kolben ist hier nicht zu berücksichtigen (Abbildung 5 grauer Balken).

Die Untersuchungen von Amann [3] ergaben, dass eine geringe Feuersteghöhe (Design M, B und D in Abbildung 5) immer eine Reduktion der Vorentflammungsereignisse zur Folge hatte. Die Designfälle C und E zeigen im Vergleich eine höhere Anzahl an Vorentflammungsereignissen durch die höhere Feuersteghöhe. Eine niedrige Feuersteghöhe ist somit zur Reduktion der Vorentflammungen erstrebenswert.

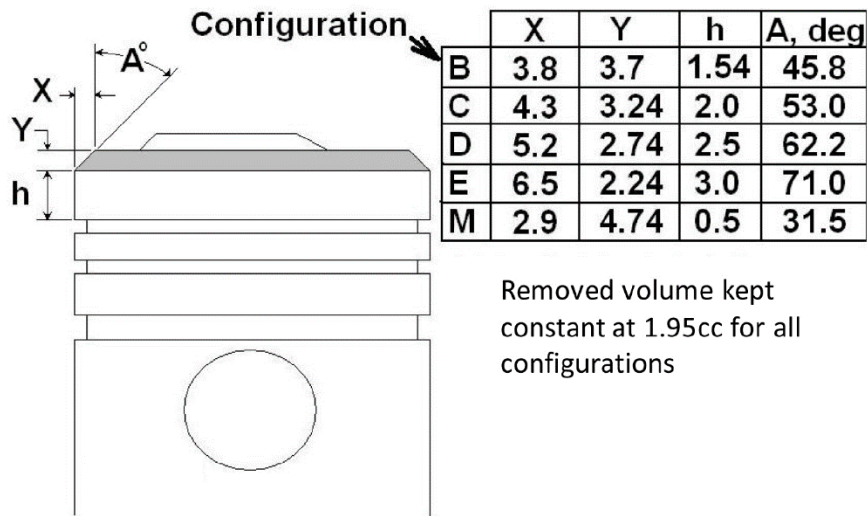


Abbildung 4: Darstellung der geänderten Kolbengeometrie im Vergleich zum OEM-Kolben [3]

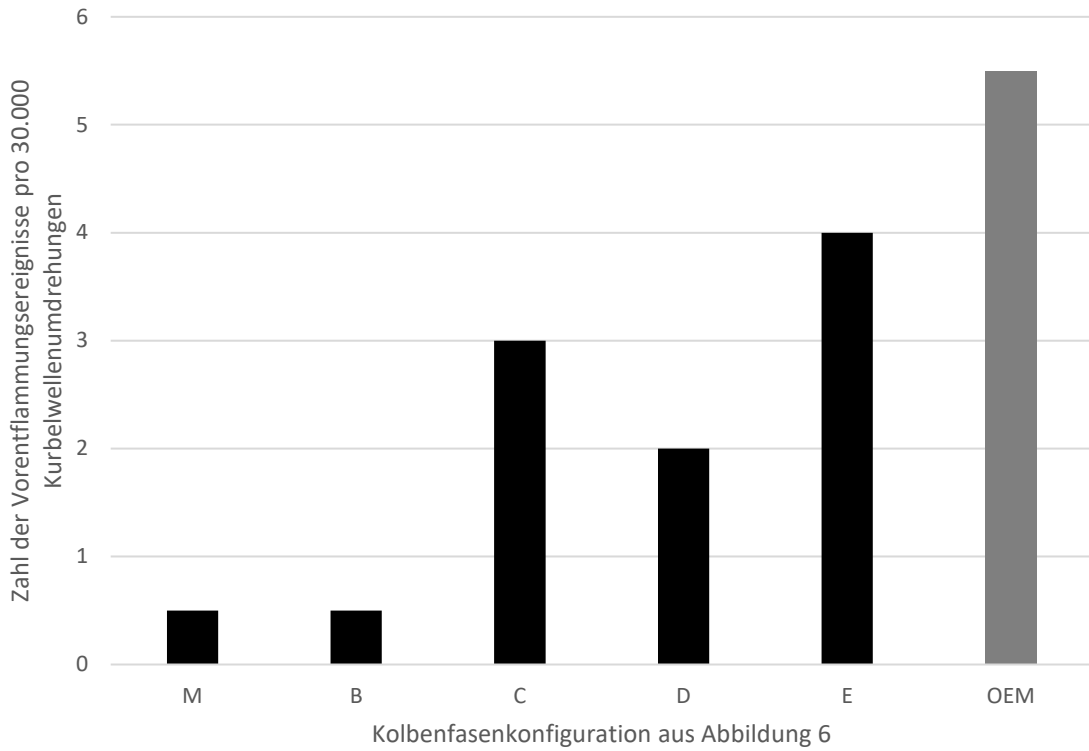


Abbildung 5: Auftretende Frequenz der Vorentflammung im Vergleich zu unterschiedlichen Kolbengeometrien, basierend auf Amann [3]

2.3. Dynamisches Verhalten des ersten Kolbenringes

Das Verhalten des ersten Kolbenringes ist von besonderem Interesse, weil dieser direkten Kontakt mit der Flüssigkeitssäule hat. Sollte der Kolbenring beginnen zu schwingen, wird die Flüssigkeitssäule ebenfalls angeregt. Diese Anregung kann die Tropfenablösung am Feuersteg beeinflussen.

Der erste Kolbenring, dessen Hauptaufgabe die Abdichtung des Gases zum Brennraum ist, liegt an einer Seite der Ringnut an und wechselt diese bei Veränderung der Druckverhältnisse von Druck- und Gegendruckseite. Damit es zu einer dynamischen Anregung der Flüssigkeitssäule am Kolbenring kommen kann, muss der Kolbenring innerhalb der Kolbennut zu schwingen beginnen. Dies geschieht beim sogenannten Ringflattern. [13, 14]

Das Phänomen des Ringflatterns wird vor allem bei hoher Drehzahl und niedrigem Lastzustand beobachtet. Jedoch konnte Zahdeh [1] mithilfe einer FE-Analyse zeigen, dass das Ringflattern auch bei niedriger Drehzahl unter Vollast auftreten kann. Damit kann eine potenzielle Schwingungsanregung der darüberliegenden Flüssigkeitssäule nicht ausgeschlossen werden. Weiters geht mit dem Kolbenringflattern ein erhöhter Ölverbrauch einher, der nach Hadler [15] Auswirkung auf die Vorentflammung hat. Nachfolgend soll die Auswirkung von hoher Last bei niedriger bis mittlerer Drehzahl auf die Kolbenringdynamik untersucht werden.

Ortjohann [16] zeigt über eine FE-Analyse das bekannte Auftreten von Ringflattern bei hoher Drehzahl und niedriger Last. Weiters wird der Zusammenhang zwischen Ringflattern und dem Ölverbrauch aufgezeigt. Zu ähnlichen Ergebnissen gelangt Rabute [17]. Dieser zeigt weiters, dass mit abnehmender Drehzahl bzw. bei höheren Lastzuständen die Tendenz zum Ringflattern abnimmt.

In Abbildung 6 wird die Axialbewegung des Kolbenringes von Rabute [17] dargestellt. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit abnehmender Drehzahl die Axialbewegung des Kolbenringes im Verdichtungstakt verschwindet. Der Axialhub des Kolbenringes (Abbildung 6 links roter Kreis) ist nicht mehr vorhanden.

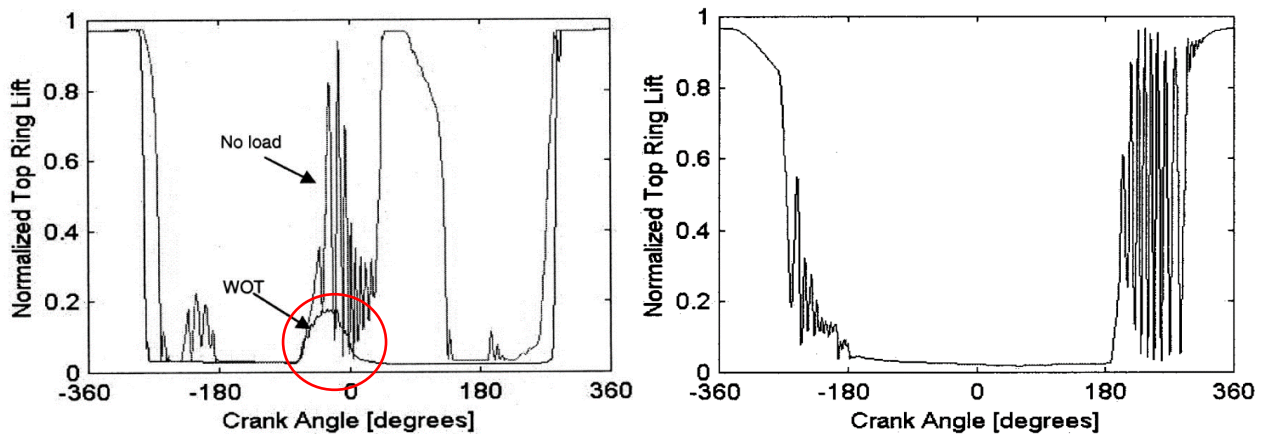


Abbildung 6: Darstellung der axialen Kolbenringbewegung – 0° entspricht OT - links 6000 min⁻¹ sowie bei Vollast (WOT) und Schleppbetrieb (No Load) - rechts 4000 min⁻¹ und Vollast [17]

Mittler [18] untersuchte das dynamische Verhalten der Kolbenringe eines Dieselmotors in Form einer Simulation sowie in Form von Messungen. Die Ergebnisse der Messungen sind in Abbildung 7 dargestellt. Die Betriebsparameter waren 1600 min⁻¹ bei Vollast und 1,5 bar Zylinderdruck bei 180 ° KW v. OT. Dies entspricht den Voraussetzungen für Vorentflammungen. Mittler [18] konnte das Auftreten von Ringflattern beobachten, jedoch bereits in einem für die Vorentflammung nicht kritischen Bereich von 90 ° bis 180 ° KW n. OT. Herbst [19] hat die axiale Bewegung ebenfalls mittels Simulation und Messungen untersucht, die die Ergebnisse von Mittler [18] unterstreichen.

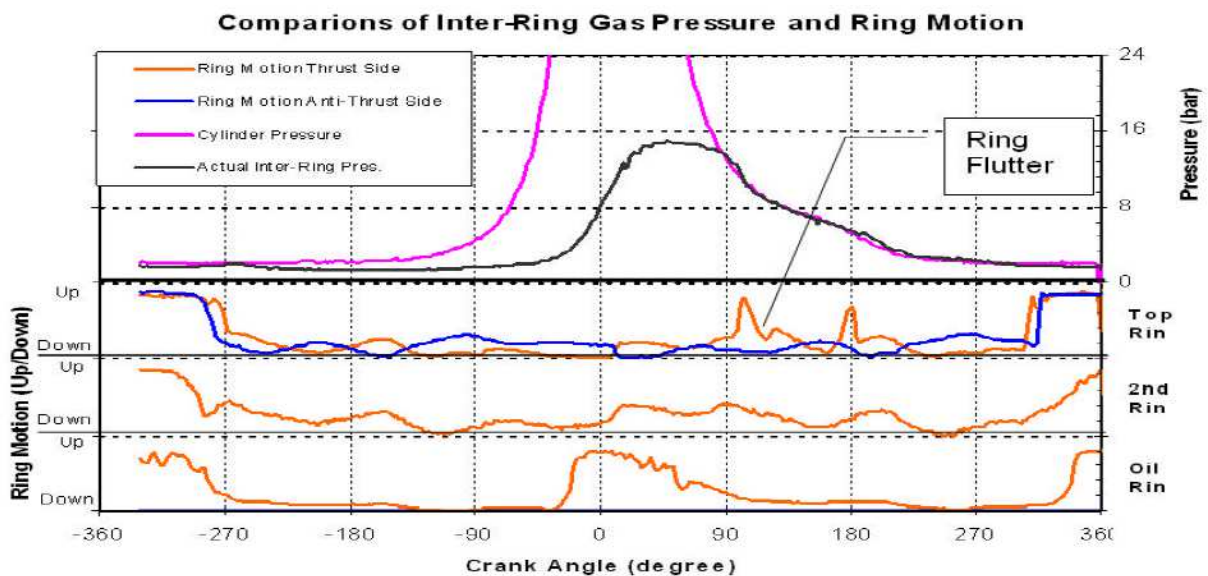


Abbildung 7: Messergebnisse der Axialbewegung der Kolbenringe eines Dieselmotors bei 1600 1/min und Vollast [18]

Zahdeh [1] untersuchte die Axialbewegung des Kolbenringes ebenfalls mittels einer FE-Analyse, jedoch mit kontroversen Ergebnissen zu Miller [18] und Herbst [19]. Diese werden in Abbildung 8 dargestellt. Hier ist eine Kolbenringschwingung vor allem im Bereich von 0 ° bis 180 ° KW n. OT erkennbar. Diese liegt über 2000 g. Im

Verdichtungstakt (-180° bis 0° Abbildung 8), der für die Tropfenablösung relevant ist, nimmt die Amplitude der Beschleunigung mit Fortschritt des Verdichtungstaktes ab. [1]

Die FE-Analyse von Zahdeh [1] zeigt, dass der Beschleunigungsvektor des Kolbenringes mit hohen Amplituden schwingt. Bei den Simulationsergebnissen von Mittler [18] und Herbst [19] kann ebenfalls eine Tendenz zur Schwingung beobachtet werden. Diese ist jedoch niederfrequenter als bei Zahdeh [1] und weniger ausgeprägt.

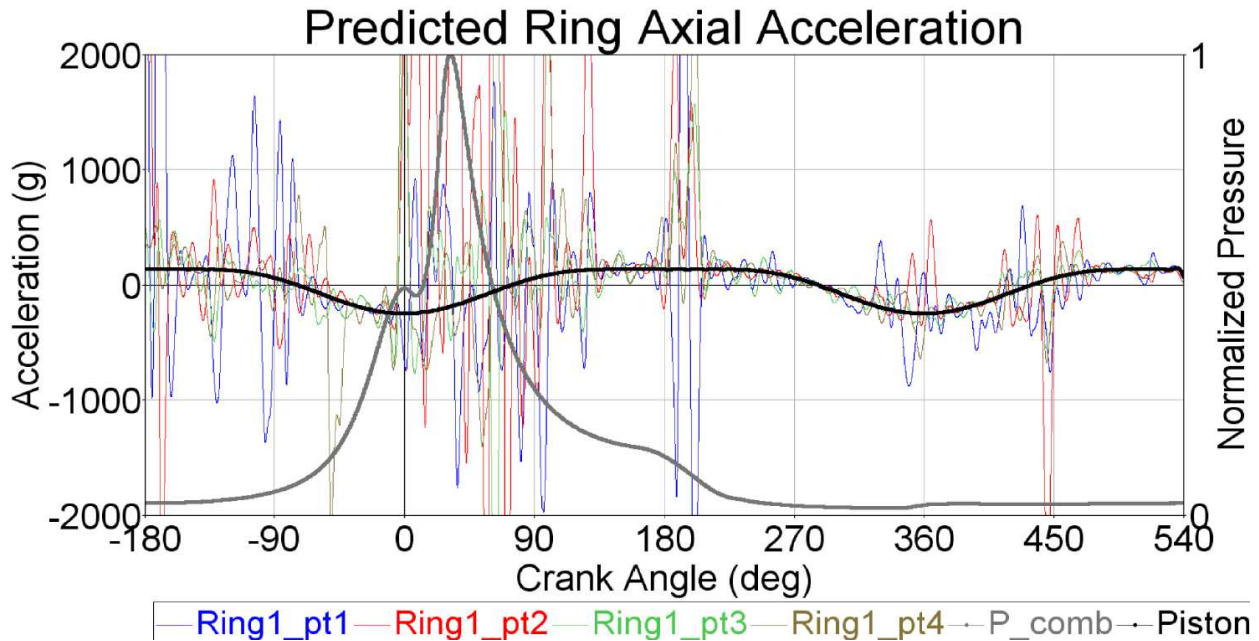


Abbildung 8: Axiale Beschleunigung des Kolbenringes [1]

In den Simulationen der Kolbenringschwingung wurde angenommen, dass nur Gas im Feuersteg vorhanden ist. Beim Realverhalten muss jedoch davon ausgegangen werden, dass sich Flüssigkeit wie Öl und Treibstoff im Feuersteg ansammelt. Diese Stoffe können einen dämpfenden Effekt auf die Kolbenringschwingung haben. Für die Modellbildung in dieser Arbeit wird eine Flüssigkeitssäule am Kolbenring angenommen. Diese Flüssigkeitssäule kann ebenfalls einen dämpfenden Effekt auf die Kolbenringschwingung ausüben. Die Schwingungsanregung der Flüssigkeitssäule im Feuersteg wird als gering eingeschätzt und im Modellaufbau nicht berücksichtigt.

2.4. Darstellung der Tropfen mittels Volume-of-Fluid-Ansatz

Der Volume-of-Fluid-Ansatz ist ein Ansatz in der numerischen Strömungssimulation zur Behandlung freier Oberflächen und wird über die Finite-Volumen-Methode diskretisiert. Dieser Ansatz ergänzt die Navier-Stokes-Gleichungen, die weiterhin separat gelöst werden müssen. [20]

Die Position der freien Oberfläche ist nur zu Beginn bekannt und muss während der Simulation als Teil der Lösung berechnet werden. Um dies zu ermöglichen, müssen Raumerhaltungsgesetze sowie Randbedingungen erfüllt werden. [20]

Bei Vernachlässigung von Phasenübergängen an der freien Oberfläche sind folgende Randbedingungen relevant:

- Die kinematische Randbedingung – Sie fordert, dass der Massenstrom durch die freie Oberfläche nicht vorhanden ist (Gleichung 1) [20].

$$\dot{m}_{\text{Fläche}} = 0 \quad (\text{Gleichung 1})$$

- Die dynamische Randbedingung – Für sie gilt, dass die Kräfte, die auf das Fluid der freien Oberfläche wirken, im Gleichgewicht sind. Dies wird in den Gleichungen 2–5 [20] mathematisch beschrieben und in Abbildung 9 grafisch dargestellt.

$$(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_f \cdot \mathbf{n} = (\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_g \cdot \mathbf{n} + \sigma K \quad (\text{Gleichung 2})$$

$$(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_f \cdot \mathbf{t} = (\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_g \cdot \mathbf{t} + \frac{\partial \sigma}{\partial t} \quad (\text{Gleichung 3})$$

$$(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_f \cdot \mathbf{s} = (\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})_g \cdot \mathbf{s} + \frac{\partial \sigma}{\partial s} \quad (\text{Gleichung 4})$$

$$K = \frac{1}{R_t} + \frac{1}{R_s} \quad (\text{Gleichung 5})$$

n, t, s ... Einheitsvektoren
 f, g ... Flüssig bzw. Gasphase
 $(\mathbf{n} \cdot \mathbf{T})$... Normalkräfte auf die freie Oberfläche

K ... Krümmung der freien Oberfläche
 σ ... Oberflächenspannung
 R_t, R_s ... Krümmungsradius der freien Oberfläche

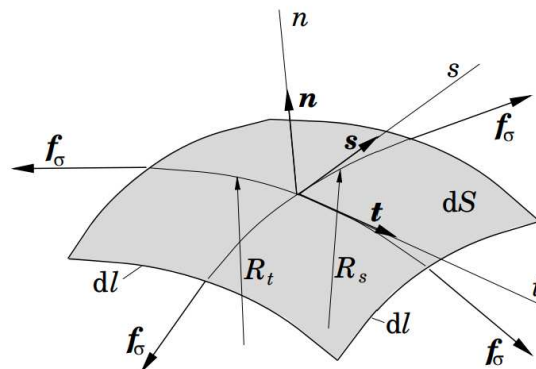


Abbildung 9: Beschreibung der Randbedingung der freien Oberfläche [20]

Neben den Erhaltungsgleichungen für Masse und Impuls muss der Volume-of-Fluid-Ansatz eine weitere Bedingung erfüllen, die den Volumenanteil der numerischen Zellen beschreibt. Die Funktion $f(x,t)$ beschreibt, ob an einem spezifischen Punkt die Flüssigphase oder die Gasphase vorhanden ist. Bei einem Wert von Eins ist die Flüssigphase vorhanden, bei Null die Gasphase. Wenn die Funktion $f(x,t)$ über eine numerische Zelle gemittelt wird, kann die Volume Fraction \bar{f} definiert werden. Die Volume Fraction \bar{f} beschreibt den Anteil des Volumens der Flüssigkeit am Gesamtvolumen einer Zelle. Somit ist Null der Wert einer Zelle der Gasphase und Eins der Wert einer Zelle der Flüssigphase. Zellen mit einer Volume Fraction \bar{f} zwischen Null und Eins müssen eine freie Oberfläche enthalten. Der Normalvektor der freien Oberfläche ist über den Gradienten der Funktion $f(x,t)$ definiert. Jene Richtung mit dem größten Gradienten von $f(x,t)$ entspricht der Richtung des Normalvektors. Dies wird in Abbildung 10 dargestellt. [20, 21, 22, 23]

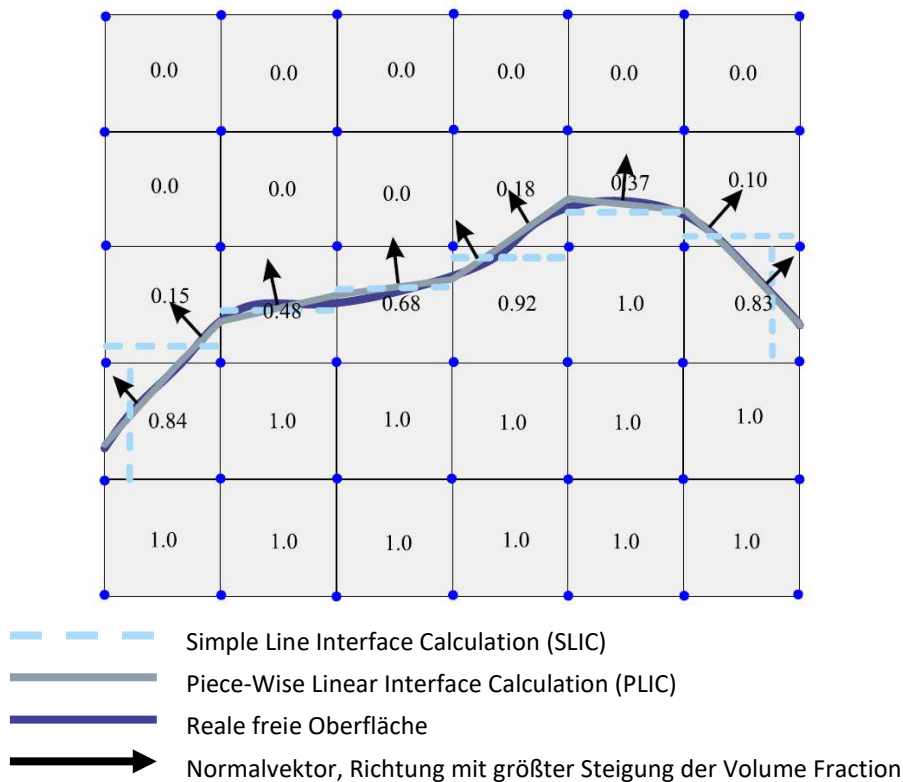


Abbildung 10: Schematische Darstellung der Bestimmung der freien Oberfläche über den Gradienten von $f(x,t)$ [22]

Die Volume Fraction kann wie jede skalare Größe behandelt werden und wird dementsprechend transportiert. Dieser Transport wird über die Transportgleichung (Gleichung 6) definiert und zeigt z. B., dass das Materialvolumen über eine Strömungslinie konstant bleibt. [22]

$$\frac{\partial \bar{f}}{\partial t} + \nabla \cdot (\bar{f} \mathbf{v}) = 0 \quad (\text{Gleichung 6})$$

\bar{f} ... Volume Fraction

∇ ... Nabla Operator

\mathbf{v} ... Geschwindigkeit

Für eine numerische Berechnung muss die Transportgleichung diskretisiert werden. Die Qualität der Diskretisierung hat direkten Einfluss auf die Darstellungsqualität der freien Oberfläche.

Für die Darstellung der freien Oberfläche gibt es unterschiedliche Methoden. In der Donor-Acceptor-Methode wird die vorläufige Information über den Fluss von f auf beiden Seiten der Zelle verwendet, um eine vorläufige Form der freien Oberfläche zu bestimmen. Über diese Form wird anschließend der vorhandene Fluss berechnet. [20,22,23]

Eine weitere Möglichkeit ist die geometrische Beschreibung der freien Oberfläche. Die einfachste Methode ist die Näherung der freien Oberfläche durch Linien und Ebenen in den Koordinatenachsen. Der Einfluss des Volume-Fraction-Gradienten wird vernachlässigt. Die Genauigkeit dieser Methode ist oft ungenügend. Sie kann jedoch über die Näherung mit Polynomen und unter Berücksichtigung des Volume-Fraction-Gradienten verbessert werden. Bei linearen Polynomen wird die freie Oberfläche durch Linien und Ebenen angenähert. Der Normalvektor wird durch den Volume-Fraction-Gradienten bestimmt. Diese beiden Methoden werden in Abbildung 10 dargestellt. Hierbei stellt SLIC die Simple Line Interface Calculation und PLIC die Piece-Wise Linear Interface Calculation dar. Auch eine Näherung mittels Splines ist möglich. [20,22,23]

Eine weitere Möglichkeit zur Steigerung der Darstellungsqualität der Grenzfläche ist die Verwendung hochauflösender Methoden zur Diskretisierung des konvektiven Anteils der Transportgleichung.

Zwei mögliche Methoden sind das Compressive Interface Capturing Scheme for Arbitrary Meshes (CICSAM) und das High Resolution Interface Capturing (HRIC). Letzteres findet auch in Siemens Star CCM+ 13.04 und somit in dieser Arbeit Anwendung. Bei der HRIC-Methode erfolgt die Diskretisierung des konvektiven Teiles der Transportgleichung über die Verwendung unterschiedlicher Diskretisierungsschemas und deren Kombination. Sowohl das Central Difference Scheme (CDS) als auch das Upwind Difference Scheme (UDS) und das Downwind Difference Scheme (DDS) werden genutzt. Diese Vorgehensweise reduziert numerische Diffusion und die freie Oberfläche wird schärfer dargestellt. [23]

Der größte Vorteil der Volume-of-Fluid-Methode ist die reduzierte Rechenleistung im Vergleich zu anderen Methoden, wie z. B. der Marker-and-Cell-Methode (MAC). Durch eine gute Diskretisierung der Transportgleichung, in der die numerische Diffusion verringert wird, kann die freie Oberfläche auch an komplexen Konturen dargestellt werden. Dies macht die Anwendung des Volume-of-Fluid-Ansatzes bei Tropfen bzw. Tropfenablösungen attraktiv.

3. Oberflächentemperatur im Bereich des Feuersteges

Um die Temperaturverhältnisse am Kolben bzw. am Feuersteg einschätzen zu können, hat Meske [9] die Temperaturverteilung am Kolben eines Ottomotors mittels einer FE-Analyse untersucht. Die Temperaturverteilungen am Kolben sind aufgrund der Dynamik und der Belastung des Kolbens nur mit hohem Aufwand experimentell ermittelbar. Eine vergleichbare Temperaturverteilung zu Meske [9] zeigt Mahle [24].

In Abbildung 11 sind die von Meske [9] berechneten Temperaturverteilungen dargestellt. Der Wärmeeintrag in den Kolben wurde zuvor mittels einer CFD-Simulation bei Nennlast ermittelt. Deutlich zu erkennen ist, dass der Bereich am Feuersteg der thermisch höchst belastete Bereich ist. Bei aufgeladenen direkt einspritzenden Ottomotoren werden Temperaturen am Kolbenboden bzw. am Feuersteg von 320 °C bis 360 °C erreicht. [9]

Um einen Vergleichswert zu den von Meske [9] erlangten Erkenntnissen zu bekommen, werden nachfolgend in Abbildung 12 die Ergebnisse von Mahle [24] dargestellt.

Aus der Temperaturverteilung in den Abbildungen 11 und 12 ist deutlich zu erkennen, dass sich die Temperaturbelastung auf dem Brennraum zugewandten Bereich konzentriert. Auch bei den Temperaturverläufen und den Absolutwerten der Temperatur unterscheiden sich beide Temperaturverteilungen nur gering voneinander.

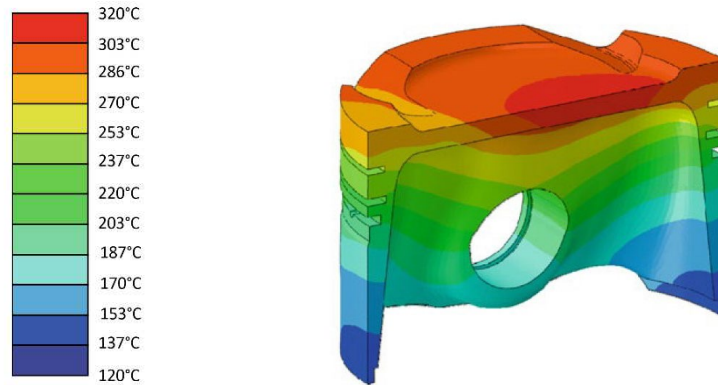


Abbildung 12: Temperaturverlauf am Kolben eines Ottomotors von Meske [9]

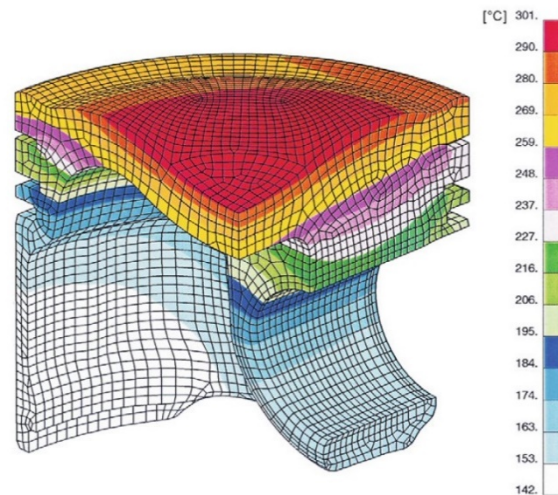


Abbildung 12: Temperaturverlauf am Kolben eines Ottomotors von Mahle [24]

Ein Teil des Feuersteiges wird durch die Zylinderwand abgegrenzt. Die Zylinderwandtemperatur ist von der konstruktiven Ausführung des Kurbelgehäuses abhängig. Hier wird zwischen einer Open-Deck- und einer Closed-Deck-Ausführung unterschieden. Open-Deck-Konstruktionen bleiben im Bereich OT, nahe der Zylinderkopfdichtungen, kühler. Weiters ist die Temperatur an der Zylinderwand nicht gleich verteilt, sondern ändert sich lokal an der Zylinderlauffläche. [25]

Im Bereich der Stege gibt es ebenfalls Unterschiede. Bei Zylinderlaufbuchsen, die sich berühren und somit keinen Wassermantel zum nächsten Zylinder haben, steigt die Temperatur an. Unterschiede im Bereich der Ventile sind ebenfalls vorhanden. Die Temperatur der Zylinderlauffläche an der Auslassseite ist höher als jene der Einlassseite. [25]

In Abbildung 13 sind die zuvor erwähnten Eigenschaften der Temperaturverteilung an den Zylinderwänden dargestellt. Hierbei handelt es sich um zusammengewessene Zylinder,

die keinen Wassermantel zwischen den Laufbuchsen aufweisen. Dadurch ergibt sich die höhere Temperatur im Bereich des Steges.

Wie in Abbildung 13 zudem ersichtlich ist, kann die Temperatur der Zylinderwand deutlich variieren und somit dementsprechenden Einfluss auf die Temperatur der Flüssigkeit im Feuersteg haben.

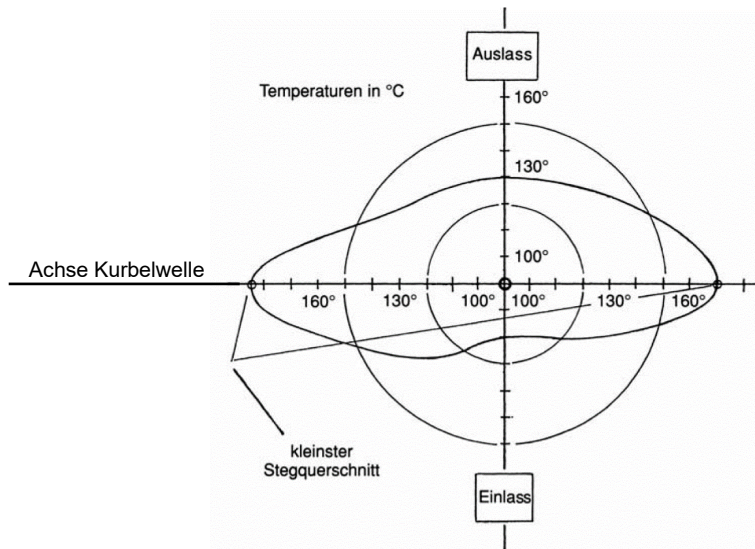


Abbildung 13: ‚Temperaturreinheit‘ (radiale Temperaturverteilung) bei zusammengegossenen Zylindern (GG-Büchsen eingegossen im Druckguss in Al-ZKG) [25]

4. Kolbenkinematik und Dynamik

Die Kinematik des Kurbeltriebs orientiert sich an einem Versuchsmotor mit 1000 cm³ Hubraum und folgt dem Downsizing-Konzept. Die gewählten Parameter des Kurbeltriebs sind in Tabelle 1 zusammengefasst. Die Desachsierung des Kolbens und der Kurbelwelle wurde in diesem Zusammenhang vernachlässigt. Die Berechnung der Kolbenkinematik erfolgte nach den Gleichungen 7–9 und wird in der Abbildung 14 grafisch dargestellt. Die Gleichung 7 beschreibt den geometrischen Zusammenhang zwischen der Kolbenposition auf der Zylinderachse und dem Kurbelwinkel. Die folgenden Gleichungen 8 und 9 sind die erste und die zweite Zeitableitung und entsprechen per Definition der Geschwindigkeit sowie der Beschleunigung des Kolbens.

Tabelle 1: Parameter Kurbeltrieb

<i>Drehzahl [min⁻¹]</i>	2000
<i>Hub [mm]</i>	82
<i>Bohrungsdurchmesser [mm]</i>	71.9
<i>Verdichtungsverhältnis</i>	10.5
<i>Pleuellänge [mm]</i>	137

Über die Parameter aus Tabelle 1 kann die Kolbenkinematik in Abbildung 14 berechnet werden. Über den Verlauf der Kolbenbeschleunigung wurde auch der zeitliche Simulationsbereich festgelegt. Voraussetzung für eine Tropfenablösung am Feuersteg ist eine negative Kolbenbeschleunigung (negativ entspricht in Richtung Kurbelwelle). Deshalb wurde der Simulationsbereich auf den Bereich der negativen Kolbenbeschleunigung beschränkt. Diese ist von ca. 90 ° KW v. OT bis OT vorhanden. Eine Tropfenablösung nach OT ist erst für den Folgezyklus relevant.

$$w = r \cos(\alpha) + \sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\alpha)} \quad (\text{Gleichung 7})$$

$$v = -\omega r \sin(\alpha) - \frac{\omega r^2 \cos(\alpha) \sin(\alpha)}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\alpha)}} \quad (\text{Gleichung 8})$$

$$a = \frac{\omega^2 r^2}{\sqrt{l^2 - r^2 \sin^2(\alpha)}} (\sin^2(\alpha) - \cos^2(\alpha)) - \omega^2 r \cos(\alpha) - \frac{\omega^2 r^4 \cos(\alpha)^2 \sin(\alpha)^2}{(l^2 - r^2 \sin^2(\alpha))^{\frac{3}{2}}} \quad (\text{Gleichung 9})$$

w ... Kolbenweg
v ... Kolbengeschwindigkeit
a ... Kolbenbeschleunigung
l ... Pleuellänge

r ... Hubradius
α ... Kurbelwellenwinkel
ω ... Winkelgeschwindigkeit

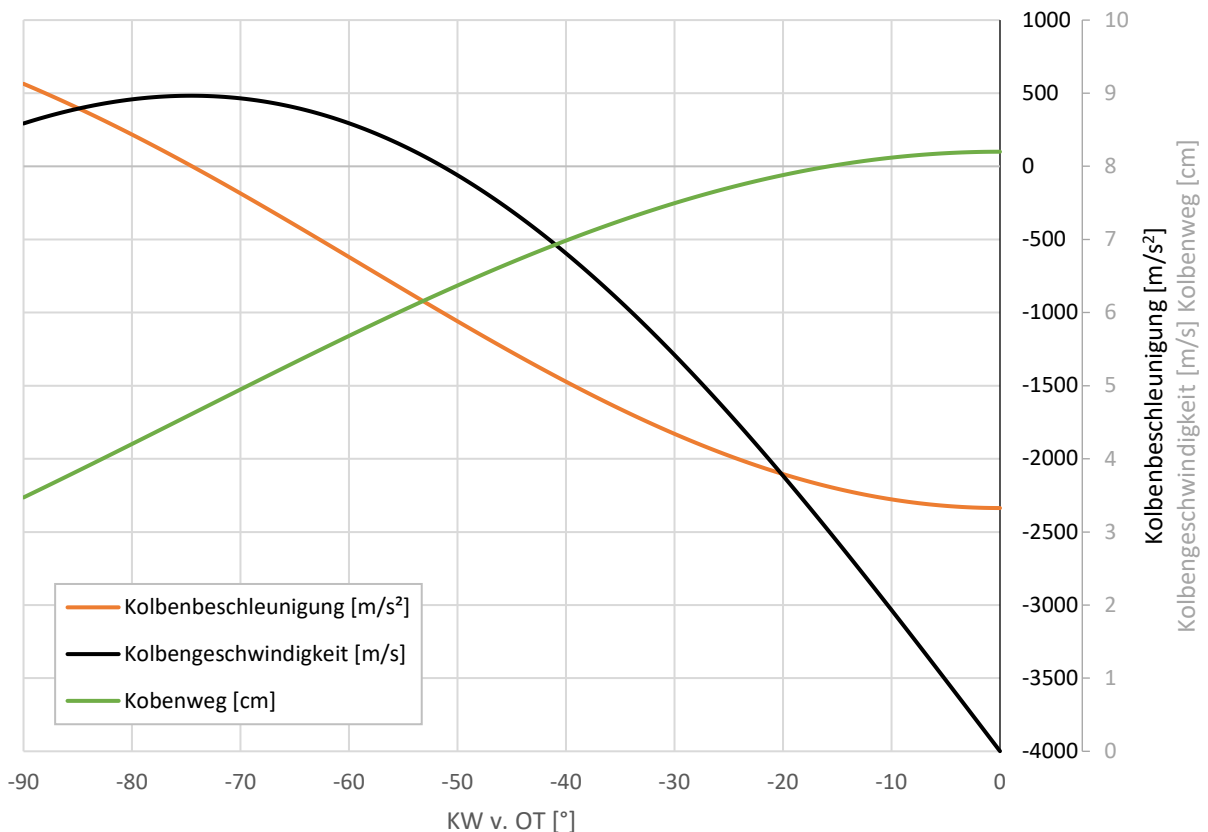


Abbildung 14: Darstellung der Kolbenkinematik und Kolbendynamik (UT = 0cm Kolbenweg)

5. Ermittlung der Stoffdaten

In diesem Kapitel wird auf die Ermittlung der Stoffdaten für die CFD-Simulation der Tropfenablösung am Feuersteg eingegangen. Der Fokus liegt hier auf der Viskosität und der Oberflächenspannung. Diese Parameter sind Haupteinflussgrößen bei der Tropfenbildung. Dadurch, dass die Viskosität und die Oberflächenspannung temperatursensitiv im Modell implementiert sind, wird weiters auf Parameter eingegangen, die die Temperatur im Modell beeinflussen. Diese sind beispielhaft Wärmekapazität, Dichte oder Wärmeleitfähigkeit. Eine Zusammenfassung aller in der Simulation verwendeten Stoffdaten bzw. Koeffizienten der Gleichungen findet sich in Kapitel 14.

Für Öl und Kraftstoff wurden zur Ermittlung von Viskosität und Oberflächenspannung zwei unterschiedliche Methoden verwendet. Diese unterschiedlichen Vorgehensweisen lassen sich wie folgt begründen:

- Die Kohlenwasserstoffmischung von Öl ist in der Literatur nur wenig dokumentiert. Somit kann nicht direkt über die Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe auf die Viskosität bzw. die Oberflächenspannung rückgeschlossen werden. Dadurch, dass SAE-Öle in ihrer Viskosität genormt sind, kann über einen exponentiellen Ansatz nach VDI-Wärmeatlas [26] und zwei diskrete Messpunkte die Temperaturabhängigkeit der Viskosität ermittelt werden. Dies ist auch für das Temperaturverhalten der Oberflächenspannung möglich.
- Für den Kraftstoff hingegen liegen in der Literatur bereits beispielhafte Untersuchungen der Kohlenwasserstoffanteile vor (z. B. von El Naggari [27]). Mit dem VDI-Wärmeatlas [26] können die Viskosität sowie die Oberflächenspannung aus den Kohlenwasserstoffanteilen ermittelt werden. Diskrete Messpunkte sind hier nicht erforderlich.

Die Viskosität sowie die Oberflächenspannung wurden temperatursensitiv im Modell abgebildet. Diese Parameter haben direkten Einfluss auf die Tropfenbildung. Weitere Stoffeigenschaften beeinflussen die Tropfenbildung nur indirekt und wurden konstant angenommen. Die Ermittlung erfolgte bei einer konstanten Temperatur.

In dieser Arbeit entfällt die exakte Ermittlung der Stoffdaten durch praktische Versuche. Diese wurden durch theoretische Methoden abgeschätzt. Aufgrund dieser

Vorgehensweise muss mit Abweichungen zum Realverhalten der Flüssigkeit gerechnet werden, die somit in der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden müssen.

5.1. Viskosität

Nachfolgend wird auf die Ermittlung der Temperatursensitivität der Viskosität von Öl und Ottokraftstoff sowie deren Mischungen eingegangen. Für Öl wurden ein exponentieller Ansatz und zwei diskrete Messpunkte zur Ermittlung der Viskosität gewählt. Beim Kraftstoff hingegen wurde der Ansatz nach Orrick und Erbar [26] gewählt. Hier wird das Viskositätsverhalten jedes Kohlenwasserstoffes über den Strukturaufbau berechnet und über eine logarithmische Summe das Viskositätsverhalten des Ottokraftstoffes (Kohlenwasserstoffmischung) ermittelt.

5.1.1. Viskosität von Öl

Die Ermittlung der Viskosität erfolgte über den exponentiellen Ansatz nach Gleichung 10 [26]. Der verwendete Ansatz stützt sich auf zwei diskrete Messpunkte bei 313.15K und 373.15K.

$$\eta = A \times e^{\frac{B}{T}} \quad (\text{Gleichung 10})$$

η ... *dynamische Viskosität*
A, B ... *Koeffizienten*

T ... *Temperatur*

Diese Beziehung enthält zwei Koeffizienten, die über ein Gleichungssystem an zwei bekannten diskreten Messpunkten numerisch berechnet wurden. Die Dichte wurde konstant angenommen und die Druckabhängigkeit vernachlässigt. Die Viskositätspunkte können aus Herstellerdatenblättern [28] entnommen werden. Das verwendete Mehrbereichsöl aus [28] hat die SAE-Spezifikation 0W-20. Dies entspricht einer kinematischen Viskosität bei 40 °C von 39,6 mm²/s und bei 100 °C von 8,1 mm²/s. Berücksichtigt werden muss, dass die Messpunkte außerhalb des relevanten Temperaturbereiches der Simulation liegen. Über die konstant angenommene Dichte kann die dynamische Viskosität berechnet werden und mit der Gleichung 10 ein Gleichungssystem aufgesetzt werden. Dieses Gleichungssystem muss aufgrund der Exponentialfunktion numerisch gelöst werden. Der Viskosität-Temperaturverlauf wird grafisch in Abbildung 15 dargestellt. Für die Parameter A und B ergeben sich folgende Größen:

$$A = 1.52 \times 10^{-6} \frac{kg}{m \cdot s}$$

$$B = 3150 \text{ K}$$

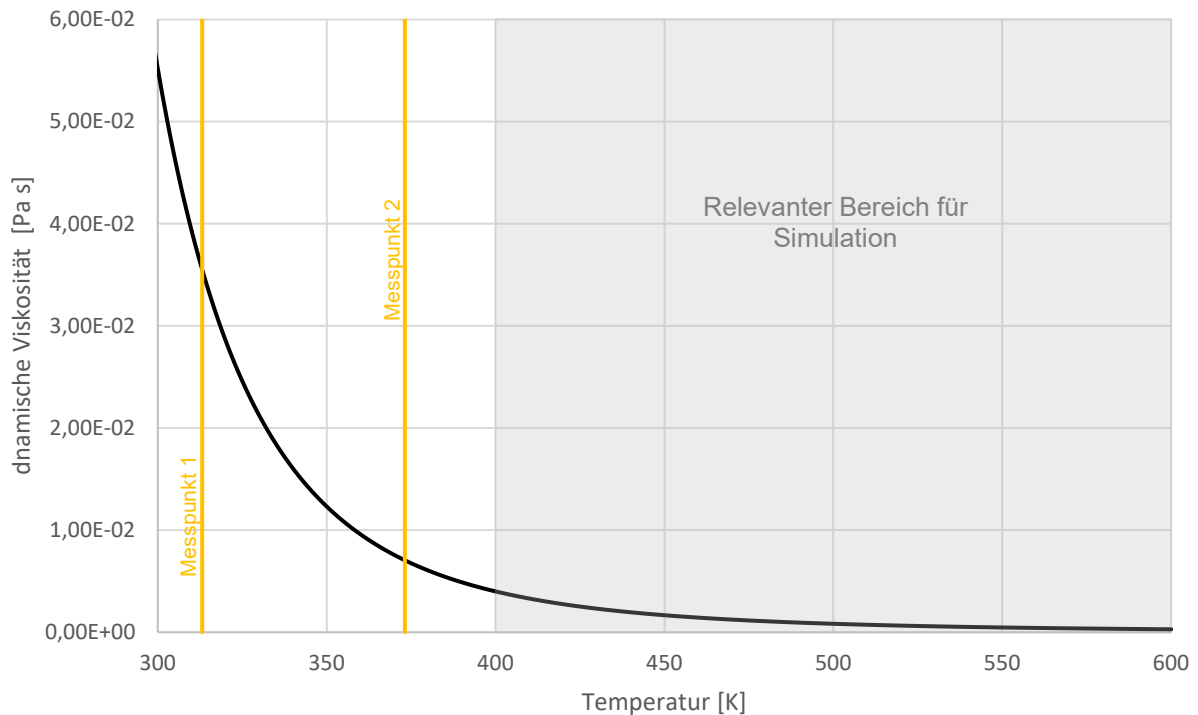


Abbildung 15: Darstellung der dynamischen Viskosität von Öl der SAE-Spezifikation 0W20 basierend auf Herstellerunterlagen [28]

5.1.2. Viskosität von Ottokraftstoff

Das Viskositätsverhalten von Ottokraftstoffen wurde mithilfe der Gruppenbeitragsmethode nach Orrick und Erbar [26] berechnet. Diese Methode stützt sich auf dem strukturellen Aufbau des Kohlenwasserstoffes. Über die Berücksichtigung der chemischen Bindungen, wie z. B. Doppelbindungen oder Aromatenringe, wird auf die Viskosität rückgeschlossen.

Die mathematische Formulierung für das Temperaturverhalten der Viskosität eines Kohlenwasserstoffes wird in Gleichung 11 [26] dargestellt.

$$\ln \left(\frac{\eta_i}{\text{Pa s}} \right) = \ln \left(\frac{\rho_i(20^\circ\text{C})}{\frac{\text{g}}{\text{cm}^3}} \times \frac{\tilde{M}}{\frac{\text{g}}{\text{mol}}} \right) + \left(\sum \Delta_A + \frac{\sum \Delta_B}{T} \right) \quad (\text{Gleichung 11})$$

η_i ... dynamische Viskosität des Reinstoffes
 ρ_i ... Dichte des Reinstoffes
 \tilde{M} ... molare Masse

Δ_A, Δ_B ... Strukturbeiträge des Reinstoffes
 T ... Temperatur

Um die Viskosität von Mischungen berechnen zu können, kann eine einfache logarithmische Summe verwendet werden. Diese wird in Gleichung 12 [26] dargestellt.

$$\ln\left(\frac{\eta}{Pa\ s}\right) = \sum_i \tilde{x}_i \times \ln\left(\frac{\eta_i}{Pa\ s}\right) \quad (\text{Gleichung 12})$$

η ... dyn. Viskosität der Kohlenwasserstoffmischung η_i ... dynamische Viskosität des Reinstoffes
 \tilde{x}_i ... Stoffanteil

El Naggär [27] ermittelte die Kohlenwasserstoffzusammensetzung eines Ottokraftstoffes. Diese Anteile sind in Tabelle 2 dargestellt. In Tabelle 2 wurden alle Anteile unter 1 mol% vernachlässigt, weil diese nur einen geringen Einfluss auf die Viskosität haben. Der berechnete Viskositätsverlauf ist in Abbildung 16 dargestellt.

Tabelle 2: Gewählte Zusammensetzung des Ottokraftstoffes basierend auf El Naggär [27] bei Vernachlässigung von Anteilen unter 1 mol%

Komponente	Molanteil
<i>n</i> -Butan	1.4 mol%
<i>Iso</i> -Pentan	2.5 mol%
<i>n</i> -Pentan	11.2 mol%
Hexan	10.5 mol%
Methylcyclopentan	4.2 mol%
Benzol	1.8 mol%
Cyclohexan	2 mol%
Heptan	25.8 mol%
<i>Iso</i> -Octan	22.8 mol%
Nonan	7.5 mol%
Decan	6.8 mol%
Undecan	3.5 mol%

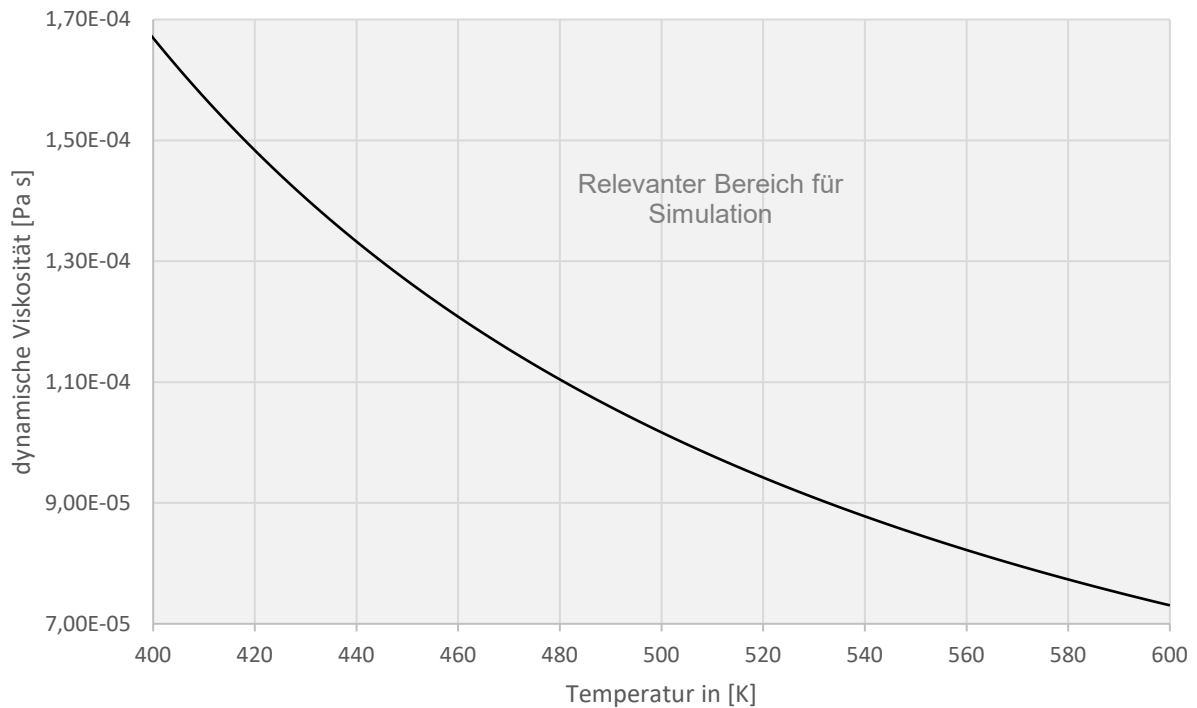


Abbildung 16: Viskositäts-Temperaturverlauf des gewählten Ottokraftstoffes

5.1.3. Viskosität von Öl-Kraftstoff-Mischungen

Für die Abschätzung von Mischungen aus Öl und Ottokraftstoff wurde dieselbe Vorgehensweise wie bei reinem Ottokraftstoff angewendet. Dies ist aus chemischer Sicht ebenfalls eine Mischung aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen.

Die Ergebnisse sind in [Abbildung 17](#) dargestellt. Als Vergleich sind auch die Reinstoffe abgebildet. In dieser Abbildung ist zu erkennen, dass kein linearer Zusammenhang zwischen dem Mischungsverhältnis und der Viskosität vorhanden ist.

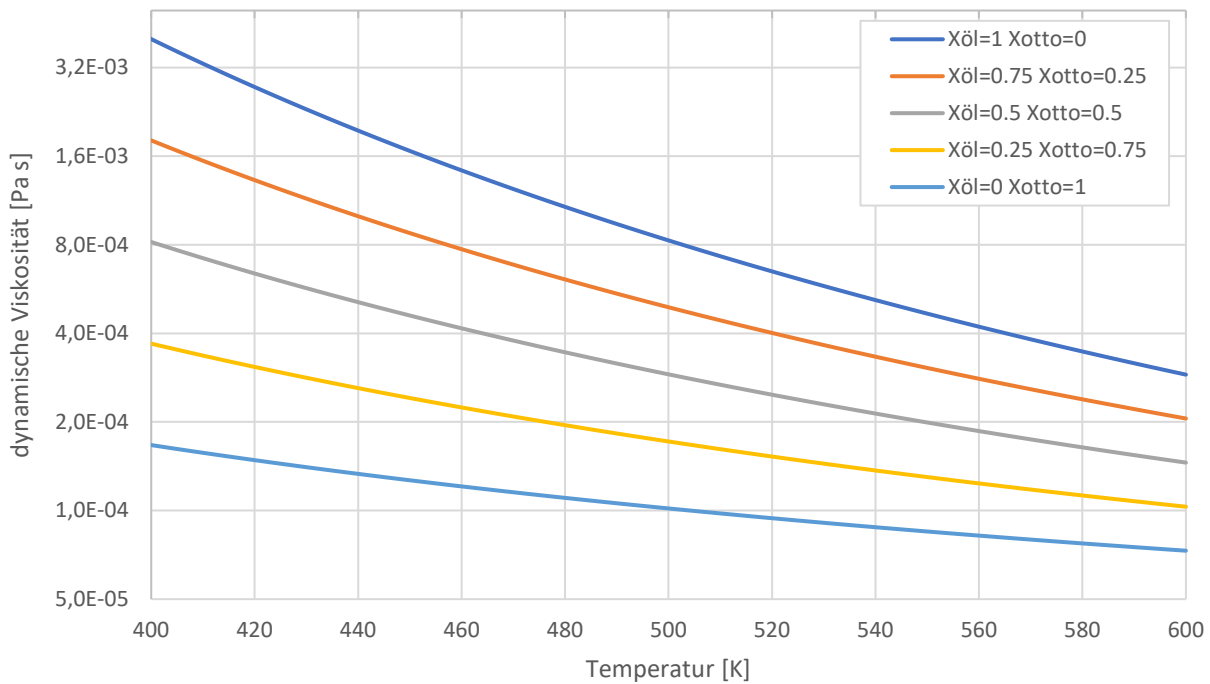


Abbildung 17: Viskositätsverläufe (logarithmische Skala) für beispielhafte Mischungen (in mol%) aus Kraft- und Schmierstoff. Die Mischungsanteile entsprechen den Stoffanteilen.

5.2. Oberflächenspannung

Nachfolgend wird auf die Ermittlung der Oberflächenspannung von Öl, Ottokraftstoff sowie deren Mischungen eingegangen. Die Oberflächenspannung von Öl wurde mittels der Eötvösschen Regel nach dem VDI-Wärmeatlas [26] und zwei diskreter Messpunkte bei 273.15K und 288.15K bestimmt. Durch den geringen Temperaturunterschied der Messpunkte muss mit einer erhöhten Abweichung vom Realverhalten gerechnet werden. Zudem liegen die Messpunkte außerhalb des für die Simulation relevanten Temperaturbereiches. Beim Ottokraftstoff wurde die Oberflächenspannung über die Kohlenwasserstoffzusammensetzung und die einzelnen Kohlenwasserstoffanteile ermittelt. Die Grenzspannung von Luft und Flüssigkeit wurde näherungsweise der Oberflächenspannung gleichgesetzt. Die Oberflächenspannung ist definiert als Grenzspannung von Flüssigphase und Gasphase des Reinstoffes. Diese Abweichung durch die Gleichsetzung von Oberflächenspannung und Grenzspannung wird als gering eingeschätzt, muss jedoch bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.

5.2.1. Oberflächenspannung von Öl

Für die Abbildung der Oberflächenspannung wurden Daten von Environment Canada [29] für die Oberflächenspannung von Öl der SAE-Spezifikation von 0W30 bei 273.15K und 283.15K entnommen. Nach dem VDI-Wärmeatlas [26] wurde angenommen, dass die Oberflächenspannung der Eötvösschen Regel in Gleichung 13 genügt.

$$\sigma = A \times \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^B \quad (\text{Gleichung 13})$$

σ ... Oberflächenspannung
 T_c ... kritische Temperatur

A, B ... Koeffizienten
 T ... Temperatur

Die Koeffizienten A und B müssen über das Lösen eines Gleichungssystems ermittelt werden. Die kritische Temperatur wurde über Eikosan (C₂₀H₄₂) abgeschätzt. Eikosan ist ein langkettiger Kohlenwasserstoff, der in Motorölen Verwendung findet. Ein Gemisch aus unterschiedlichen Kohlenwasserstoffen hat keine kritische Temperatur, sondern einen kritischen Temperaturbereich. Dies ist eine Vereinfachung bei der Implementierung der Stoffgrößen. Die Temperatursensitivität der Oberflächenspannung des Öles wird in Abbildung 18 dargestellt. Für Öl ergeben sich folgende Koeffizienten:

$$A = 0,04156 \frac{N}{m}$$

$$B = 0,62537$$

$$T_c = 770 \text{ K}$$

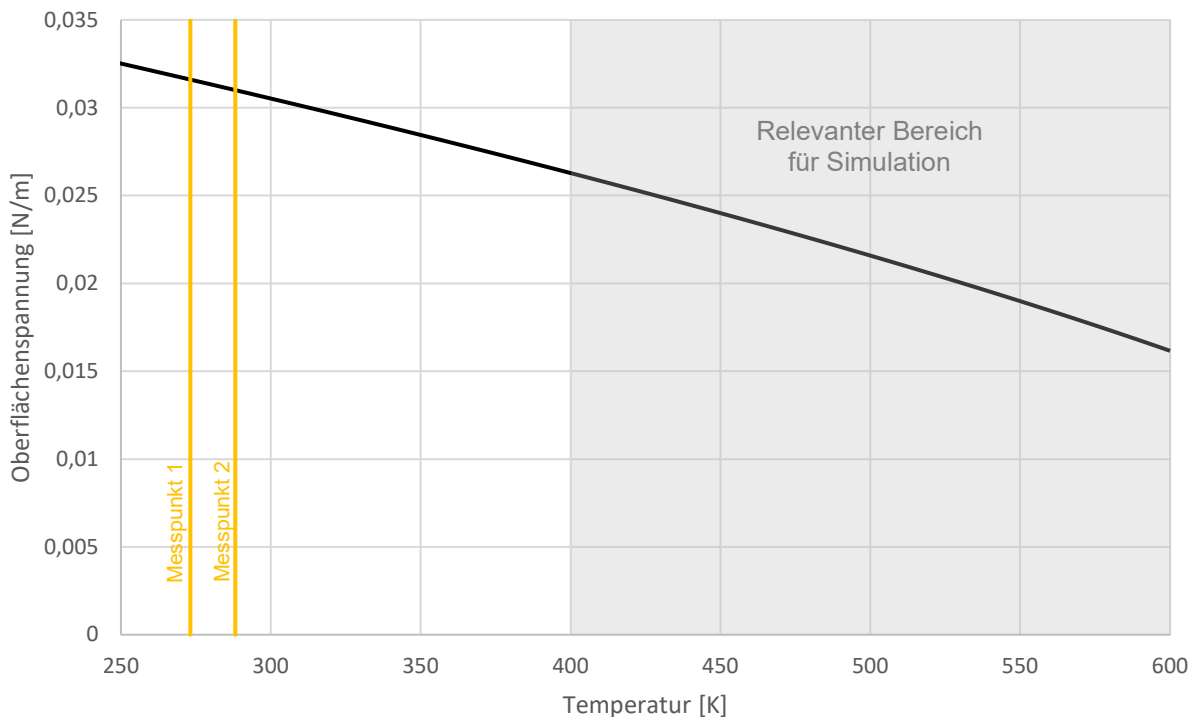


Abbildung 18: Darstellung der Oberflächenspannung des Schmieröls

5.2.2. Oberflächenspannung von Ottokraftstoff

Für die Darstellung der Temperatursensitivität der Oberflächenspannung bei einem Ottokraftstoff wird wieder auf den VDI-Wärmeatlas [26] verwiesen. Mithilfe der Tabelle 2 konnte die Oberflächenspannung des Ottokraftstoffes modelliert werden. Für die Kohlenwasserstoffe aus Tabelle 2 sind die Stoffparameter A und B aus Gleichung 13 tabelliert. Mit Gleichung 13 kann die Oberflächenspannung jedes einzelnen Kohlenwasserstoffes dargestellt werden. Durch die Berechnung der Hilfsgröße P mit Gleichung 14 [26] kann über Gleichung 15 [26] auf die Hilfsgröße P des Ottokraftstoffes rückgeschlossen werden. Als Mischungsregel für die Oberflächenspannung wurde Gleichung 16 in Anlehnung an den VDI-Wärmeatlas [26] herangezogen. Die berechnete Oberflächenspannung wird in Abbildung 19 dargestellt.

$$P_i = \left(\frac{\tilde{\rho}_i}{\frac{\text{mol}}{\text{cm}^3}} \right)^{-1} \quad (\text{Gleichung 14})$$

$$P = \sum_i \sum_j \tilde{x}_i \tilde{x}_j \frac{P_i + P_j}{2} \quad (\text{Gleichung 15})$$

$$\frac{\sigma}{\frac{\text{mN}}{\text{m}}} = \left(P \frac{\tilde{\rho}}{\frac{\text{mol}}{\text{cm}^3}} \right)^4 \quad (\text{Gleichung 16})$$

P ... Hilfsgröße
 $\tilde{\sigma}$... Oberflächenspannung

$\tilde{\rho}$... Stoffmengenkonzentration
 \tilde{x}_i ... Stoffanteil

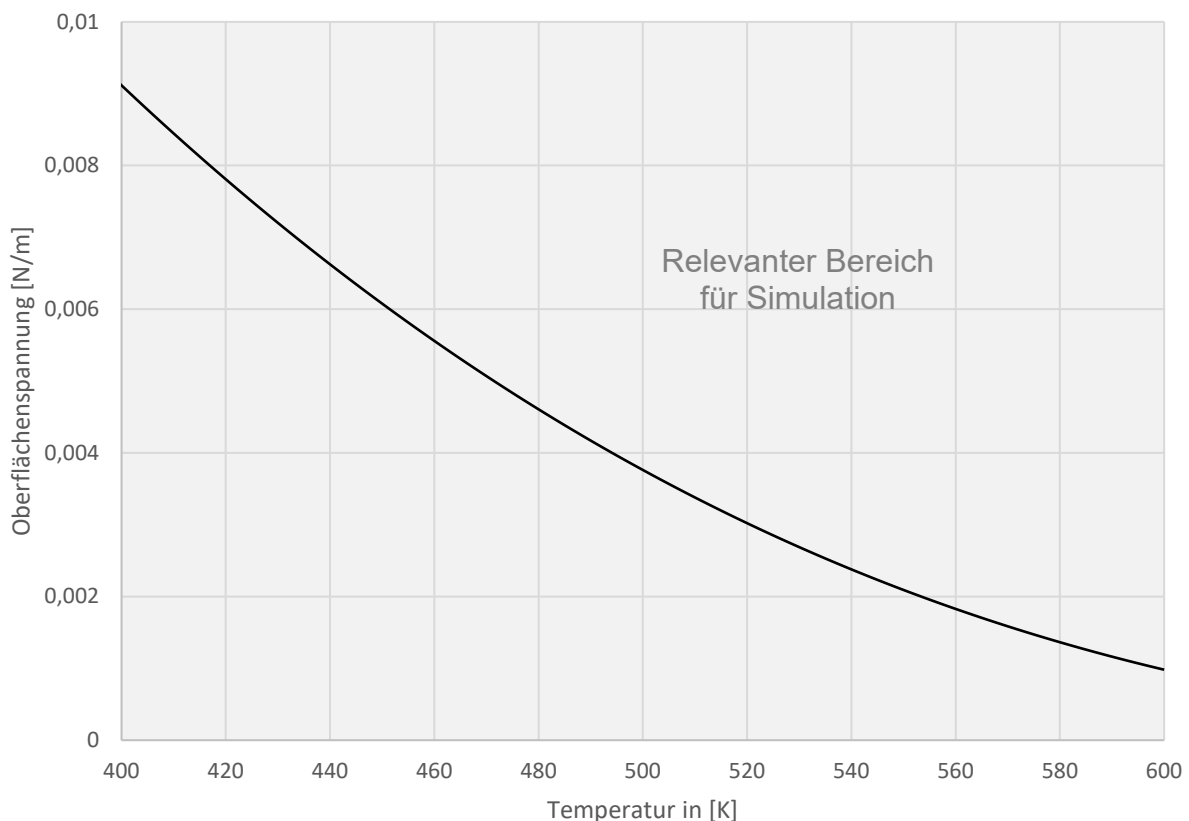


Abbildung 19: Temperaturabhängigkeit der Oberflächenspannung eines Ottokraftstoffes

5.2.3. Oberflächenspannung von Öl-Kraftstoff-Mischungen

Die Vorgehensweise, die beim Ottokraftstoff angewendet wurde, kann auch für die Mischung von Öl und Ottokraftstoff herangezogen werden. Diese ist aus chemischer Sicht ebenfalls eine Kohlenwasserstoffmischung. Die Verläufe der Oberflächenspannung der Mischungen sowie der Reinstoffe sind in Abbildung 20 dargestellt.

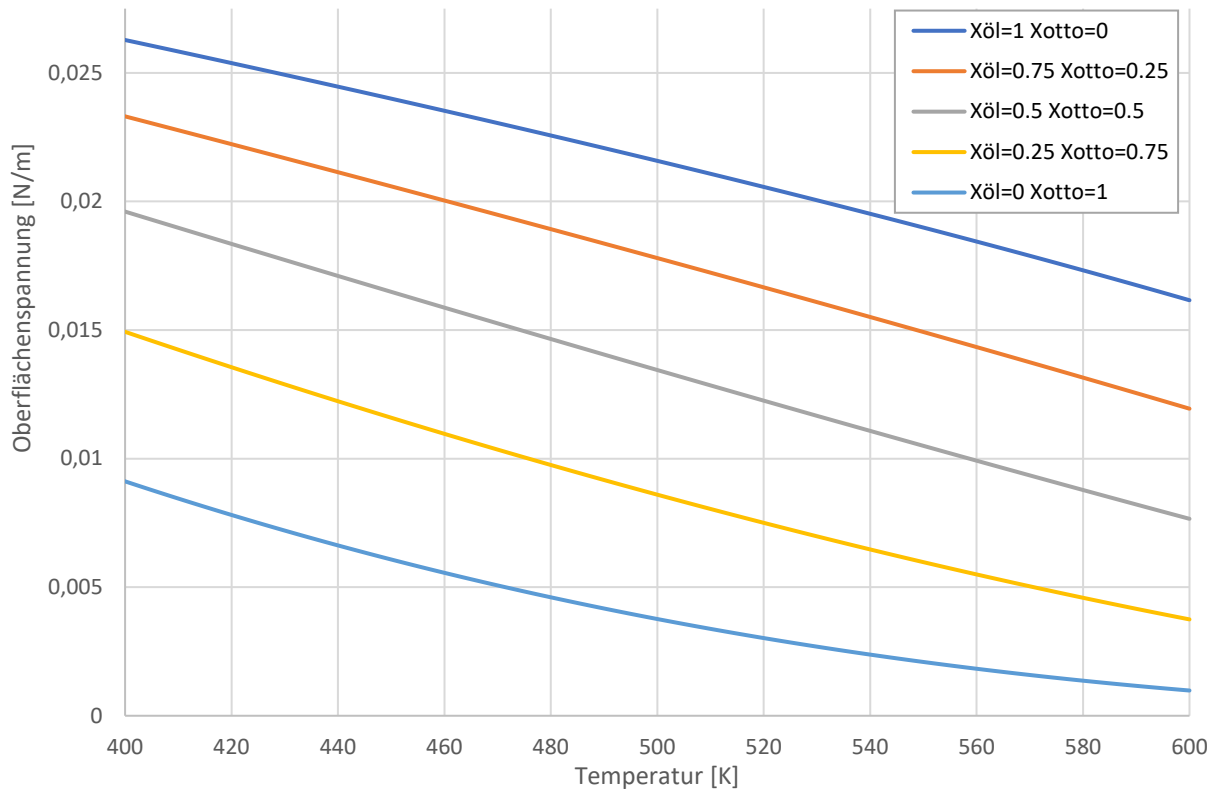


Abbildung 20: Temperaturabhängigkeit der Oberflächenspannung für Reinstoffe und für Mischungen (in mol%)

5.3. Isentropenexponent von Luft-Kraftstoff-Gemisch

Der Verdichtungsprozess wurde näherungsweise als isentrope Verdichtung angenommen. Um die Temperatur sowie Druckverläufe ermitteln zu können, wurde der Isentropenexponent des Luft-Kraftstoff-Gemisches benötigt. Dadurch, dass die meisten Ottomotoren bei hohen Lastzuständen mit $\lambda = 1$ betrieben werden, wird auch bei der Ermittlung des Isentropenexponenten ein $\lambda = 1$ -Betrieb vorausgesetzt. Zudem wurde Iso-Oktan als Ersatzstoff für Benzin gewählt.

Die Stoffdaten wurden dem VDI-Wärmeatlas [26] entnommen. Der Isentropenexponent ist definiert als Verhältnis der Wärmekapazität bei konstantem Druck zur Wärmekapazität bei konstantem Volumen (Gleichung 20). Diese Wärmekapazitäten sind temperatursensitiv und wurden ebenfalls dem VDI-Wärmeatlas [26] entnommen sowie

mittels Gleichung 17 [26] bzw. Gleichung 18 [26] berechnet. Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazitäten des Gemisches erfolgte nach Gleichung 19. Für das Gemisch ergibt sich ein Massenanteil von Kraftstoff zu Luft von 1/14,7 nach van Basshuysen [9]. Dies entspricht der stöchiometrischen Verbrennung von Benzin.

$$c_{p i}(T) = R_i \left(B + (C - B) \left(\frac{T}{A+T} \right)^2 \left(1 - \frac{T}{A+T} \left(D + E \frac{T}{A+T} + F \left(\frac{T}{A+T} \right)^2 + G \left(\frac{T}{A+T} \right)^3 \right) \right) \right) \quad (\text{Gleichung 17})$$

$$c_{v i}(T) = c_{p i}(T) - R_i \quad (\text{Gleichung 18})$$

$$c_x(T) = \frac{c_{x \text{Oktan}}(T) \times 1 + c_{x \text{Luft}}(T) \times 14,7}{15,7} \quad (\text{Gleichung 19})$$

$$\kappa = \frac{c_{p i}(T)}{c_{v i}(T)} \quad (\text{Gleichung 20})$$

$c_{x i}$... Wärmekapazität
 R_i ... spezifische Gaskonstante
 T ... Temperatur

A, B, C, D, E, F, G ... Koeffizienten
 κ ... Isentropenexponent

Die Temperaturverläufe der Isentropenexponenten werden in Abbildung 21 dargestellt. Für die Berechnung des Druckverlaufes wurde der Isentropenexponent des Gemisches zwischen 400K und 800K gemittelt. Dies ergibt einen Isentropenexponenten von 1.31 für das Gemisch.

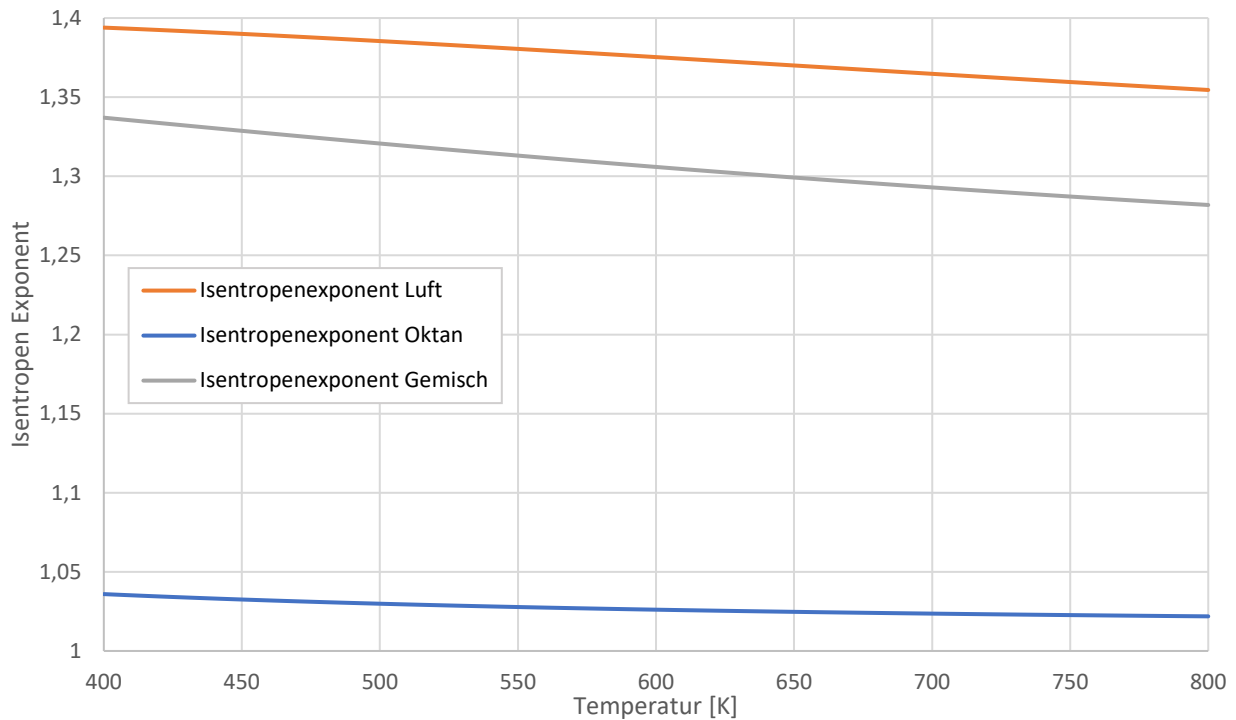


Abbildung 21: Isentropenexponent für Luft, Oktan und Gemisch über Temperatur

5.4. Stoffparameter ohne Temperaturabhängigkeit

Die nachfolgenden Stoffgrößen haben nur indirekt Einfluss auf die Tropfenbildung und wurden temperaturunabhängig bei einer konstanten Temperatur von 490 K ermittelt. Dies entspricht der mittleren Temperatur zwischen Kolben und Zylinderwand im Modell. Für die nachfolgenden Stoffparameter wurde der Kraftstoff mit Iso-Oktan genähert und Öl mit Eikosan. Ausnahmen sind separat angeführt. Iso-Oktan ist ein Hauptbestandteil von Ottokraftstoffen und Eikosan ein langkettiger Kohlenwasserstoff, der auch in Motorölen von Verbrennungsmotoren vorhanden ist. Die Berechnung erfolgte nach dem VDI-Wärmeatlas [26].

Die Wärmeleitfähigkeit der Reinstoffe wurde nach Gleichung 21 [26] berechnet. Für Mischungen wurden die Gleichungen 22 und 23 [26] herangezogen

$$\lambda_i = A + B \times \frac{T}{K} + B \times \left(\frac{T}{K}\right)^2 + C \times \left(\frac{T}{K}\right)^3 + D \times \left(\frac{T}{K}\right)^4 \quad (\text{Gleichung 21})$$

$$\lambda = \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n \frac{2\phi_i\phi_j}{\lambda_i^{-1} + \lambda_j^{-1}} \quad (\text{Gleichung 22})$$

$$\phi_i = \frac{\tilde{x}_i v_{fl,i}}{\sum_{j=1}^n \tilde{x}_j v_{fl,j}} \quad (\text{Gleichung 23})$$

λ ... Wärmeleitfähigkeit	v_{fl} ... spezifisches Volumen
A, B, C, D ... Koeffizienten	ϕ ... Hilfsgröße
T ... Temperatur	\tilde{x}_i ... Stoffanteil

Die spezifische Wärmekapazität wird in Gleichung 24 [26] für Reinstoffe dargestellt. Die Ermittlung der Wärmekapazität der Mischung erfolgte nach Gleichung 25 [26].

$$c_{p,i} = R \left(\frac{A}{1 - \frac{T}{T_c}} + B + C \left(1 - \frac{T}{T_c}\right) + D \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^2 + E \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^3 + F \left(1 - \frac{T}{T_c}\right)^4 \right) \quad (\text{Gleichung 24})$$

$$c_p = \sum_{i=1}^n x_i \times c_{p,i} \quad (\text{Gleichung 25})$$

A, B, C, D ... Koeffizienten	T ... Temperatur
R ... allgemeine Gaskonstante	x_i ... Massenanteil
T_c ... kritische Temperatur	c_p ... spezifische Wärmekapazität

Die Berechnung der Stoffmenge erfolgte nach Gleichung 26 [26].

$$M = \sum_{i=1}^n \tilde{x}_i \times M_i \quad (\text{Gleichung 26})$$

\tilde{x}_i ... Stoffanteil

M ... Stoffmenge

Die Dichte des Schmierstoffes wurde nach dem Herstellerdatenblatt [28] bei 293,15 K angenommen. Die Dichte des Ottokraftstoffes wurde mit Iso-Oktan bei 490 K genähert. Die Dichteänderungen wurden aufgrund der niedrigen Temperatur- und Druckerhöhung

während der Simulation vernachlässigt. Änderungen dieser Parameter aufgrund von Druck- und Temperaturänderungen sind hier nicht signifikant. Die Berechnung der Dichte von Mischungen erfolgte nach Gleichung 27.

$$\rho_{gem} = \sum_{i=1}^n x_i \times \rho_i \quad (\text{Gleichung 27})$$

x_i ... Massenanteil

ρ ... Dichte

Die Beschreibung des Kontaktwinkels erfolgt nach der Youngschen Gleichung (Gleichung 28) und wird über die Grenzspannungen von Flüssigkeit, Feststoff und Gas zueinander definiert. In Abbildung 22 wird der Zusammenhang der Youngschen Gleichung grafisch dargestellt. [30,31]

$$\cos(\theta_c) = \frac{\gamma_{SG} - \gamma_{SL}}{\gamma_{LG}} \quad (\text{Gleichung 28})$$

θ_c ... Kontaktwinkel

γ_{SL} ... Grenzspannung Festkörper – Flüssigkeit

γ_{SG} ... Grenzspannung Festkörper – Gas

γ_{LG} ... Grenzspannung Flüssigkeit – Gas

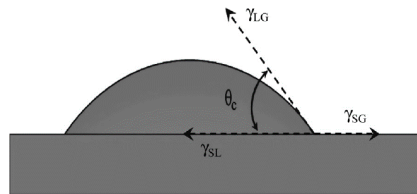


Abbildung 22: Darstellung der Grenzspannung sowie des Kontaktwinkels eines Flüssigkeitstropfens auf einem Festkörper [32]

Die Größe des Kontaktwinkels hat essenziellen Einfluss auf die Benetzbarkeit von Oberflächen. Ein Kontaktwinkel von 0 ° führt per Definition zu einer vollständigen Benetzung der Oberfläche. Der Gegensatz dazu ist ein Kontaktwinkel von 180°. Hier kommt es zu keiner Benetzung der Oberfläche.

Dadurch, dass die theoretische Berechnung vom Wissen über die Grenzspannungen, die wiederum temperatursensitiv sind, abhängig ist, wurde auf experimentelle Versuchsergebnisse von Tanaka [5] zurückgegriffen. Tanaka [5] untersuchte den Kontaktwinkel von Ölen auf Kolbenringen mit unterschiedlichen Beschichtungen, wobei sich ein Kontaktwinkel zwischen ca. 5 ° bis 20 ° ergab. Für die Untersuchungen in dieser Arbeit wurde vorerst ein Kontaktwinkel von 20 ° festgelegt, wobei die Auswirkung des Kontaktwinkels über eine Absicherungsrechnung überprüft wurde. Näheres zu dieser Problematik folgt in Kapitel 10.3.

6. Aufbau des numerischen Rechnernetzes

Nachfolgend wird detailliert auf den Aufbau des Rechnernetzes eingegangen. Weiters werden die Vereinfachungen in der Geometrie sowie in der Vernetzung dargestellt.

6.1. Geometrie des Rechnernetzes

Das betrachtete Volumen für die Simulation entspricht dem Feuersteg sowie dem Abschnitt des Brennraumes, an den der Feuersteg angrenzt. Der Abschnitt des Brennraumes wurde in zwei separate Regionen unterteilt. Um die Rechenzeit zu reduzieren, wurde nicht der gesamte Feuersteg abgebildet, sondern nur ein Segment.

Die Größe des Feuerstegsegmentes wurde mit 5° , in Anlehnung an die Untersuchungen von Moriyoshi [6], festgelegt. Größere Segmente erhöhen die Rechenzeit signifikant. Die Reduktion der Rechenzeit motivierte Moriyoshi [6] dazu, ein Segment von 5° zu verwenden. Die Auswirkung der begrenzten Modellbreite muss separat untersucht werden. Der genaue geometrische Aufbau ist in Abbildung 23 dargestellt.

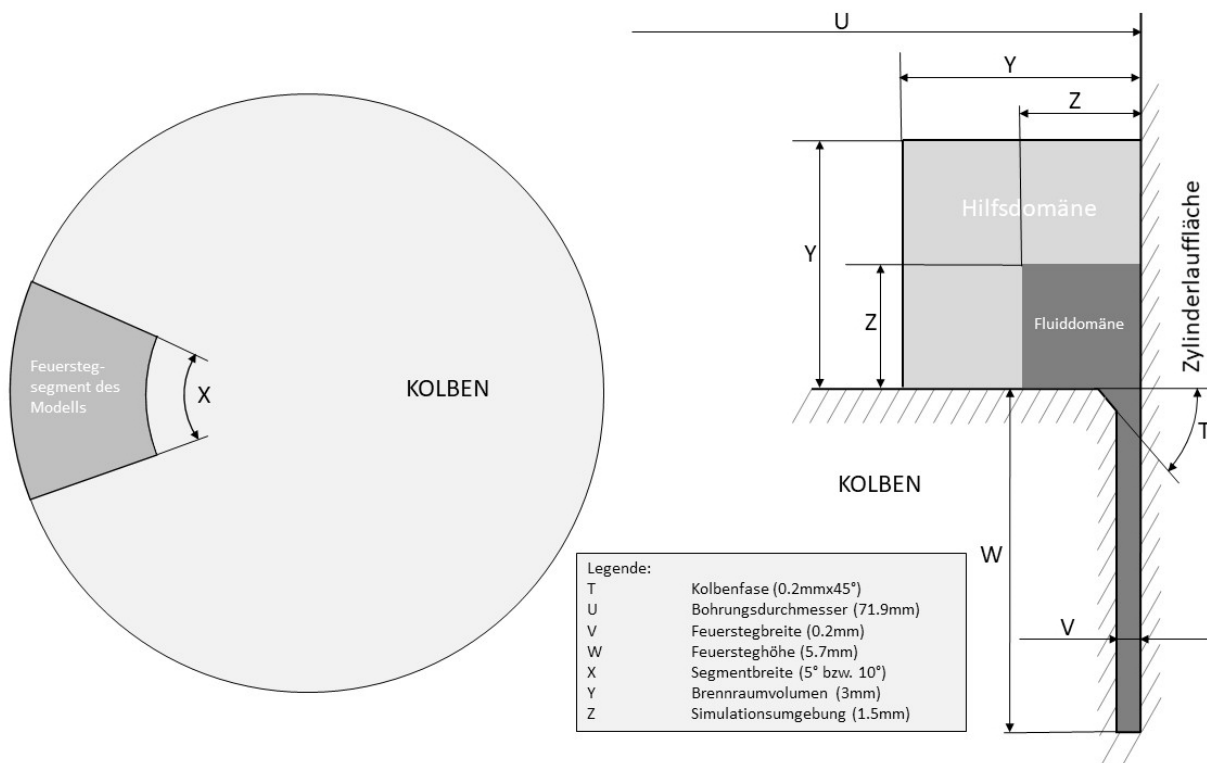


Abbildung 23: Geometrischer Aufbau des Simulationsmodells (nicht maßstäblich)

Die Gestalt des Kolbens wurde an einen Versuchsmotor angelehnt. Dieser Motor folgt dem Downsizing-Prinzip und ist dementsprechend mit einer Direkteinspritzung sowie einer Aufladung ausgestattet. Im kalten Zustand (20°C) ist ein mittleres Kolbenspiel von 0.67 mm am Versuchsmotor vorhanden. Über die Wärmeausdehnung des

Kurbelgehäuses (Werkstoff EW-GJS-400-15 $T = 380\text{ K}$, $k = 12.4 \times 10^{-6}\text{ 1/K}$ [26]) und des Kolbens (Werkstoff M124, $T = 500\text{ K}$, $k = 20.6 \times 10^{-6}\text{ 1/K}$ [24]) kann für den Betrieb ein mittleres Kolbenspiel von 0.4 mm abgeschätzt werden. Die mittlere Feuerstegbreite wurde mit 0.2 mm festgelegt.

6.2. Rechennetz des Modelles

Die Vernetzung der Geometrie erfolgt mit dem in Siemens Star CCM+ 13.04 integrierten Vernetzungstool. Die Hilfsdomäne sowie die Fluiddomäne werden unabhängig voneinander vernetzt.

Die Netze der Hilfsdomäne sowie der Fluiddomäne werden in [Abbildung 24](#) dargestellt. Die Hilfsdomäne muss keine Tropfen darstellen und konnte somit, im Verhältnis zur eigentlichen Fluiddomäne, mit einer höheren Elementgröße vernetzt werden. Sie dient der Definition der Randbedingung in einiger Entfernung zur untersuchten Stelle. Die abgelösten Tropfen verbleiben während der Simulation im Modell.

Das Netz der Fluiddomäne hat einen wesentlich höheren Stellenwert als jenes der Hilfsdomäne. Hier werden mögliche Tropfenablösungen dargestellt. Die Darstellung von Tropfen erfordert eine höhere Auflösung.

In [Abbildung 24](#) (Fluiddomäne 1-3) wird das Netz der Fluiddomäne dargestellt. Dieser Teil des Netzes beeinflusst signifikant die Abbildungs- und Auflösungsqualität der Tropfen. Die Vernetzung erfolgte kontinuierlich ohne Unterbrechungen von Interfaces. Bei der Wahl der Netzauflösung muss neben der benötigten Darstellungsqualität sowie dem Einfluss auf die Simulationsergebnisse auch der Ressourcenverbrauch berücksichtigt werden. Die in [Abbildung 24](#) dargestellte Vernetzung zeigt einen guten Kompromiss zwischen Auflösungsqualität und Ressourcenverbrauch.

Dadurch, dass die Diskretisierungspunkte in radialer Richtung im Feuersteg konstant sind, erfolgt automatisch eine Vergrößerung des Netzes aus dem Feuersteg heraus über die Kolbenfase zum dargestellten Brennraum ([Abbildung 24](#) Fluiddomäne 2). Um eine ausreichende Auflösung des Brennraumabschnittes zu erreichen, wurde der Feuersteg ([Abbildung 24](#) Fluiddomäne 3) mit einer geringeren Base-Size vernetzt als der Brennraum. Eine Erhöhung der Elementgröße in Richtung des Feuersteges war nicht möglich. Dies würde die Abbildungsqualität im Feuersteg verringern und somit die Qualität des Wandfilmes.

Durch die geometrisch einfache Form wurde auf ein automatisch erstelltes Netz verzichtet und stattdessen ein manuell erstelltes Netz verwendet. Dies ergibt ein sehr strukturiertes Netz und somit Elementzellen mit kontinuierlicher Größe.

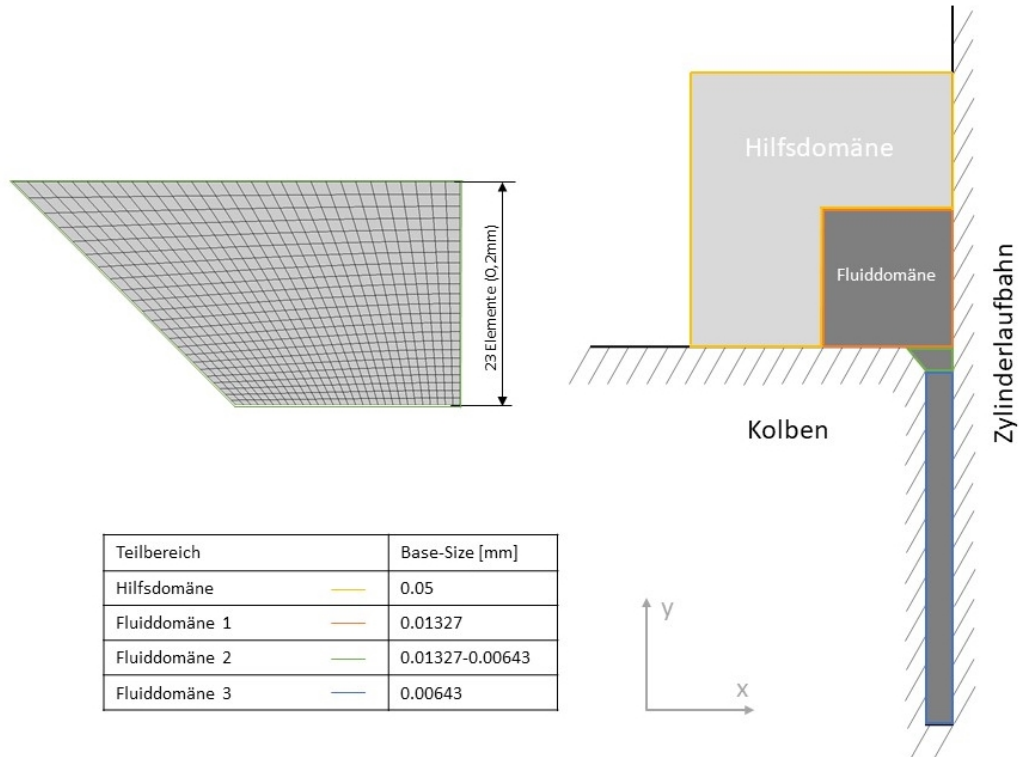


Abbildung 24: Darstellung Netz der Hilfsdomäne und der Fluiddomäne

7. Beschreibung der Navier-Stokes-Gleichungen

Grundlegende Basis des Berechnungsmodelles ist, dass die Navier-Stokes-Gleichungen mithilfe eines laminaren Simulationsmodelles beschrieben werden. Voraussetzung dafür ist, dass eine kritische Reynoldszahl nicht überschritten wird. Nach dem VDI-Wärmeatlas [26] ist eine Strömung laminar, wenn eine Reynoldszahl von 2300 bei Rohrströmungen bzw. 5×10^5 bei Plattenströmungen nicht überschritten wird. Die Berechnung der Reynoldszahl erfolgt nach Gleichung 29 [26].

$$Re = \frac{\rho v l_c}{\eta} \quad (\text{Gleichung 29})$$

v ... <i>Geschwindigkeit</i>	l_c ... <i>charakteristische Länge</i>
η ... <i>dynamische Viskosität</i>	ρ ... <i>Dichte</i>

Für die Reynoldszahl im Feuersteg wurde die charakteristische Länge der Ringspaltbreite gewählt, beim Brennraum jene des Zylinderdurchmessers. Die mittlere Geschwindigkeit wurde mit 1,5 m/s geschätzt. Diese Abschätzung erfolgte nach ersten Simulationsversuchen mit einem laminaren Simulationsmodell. Die Abschätzung der mittleren Geschwindigkeit muss jedoch mit den finalen Simulationsergebnissen validiert werden. Für die Stoffe Luft, Ottokraftstoff und Öl ergeben sich folgende Reynoldszahlen:

$$Re_{Luft} = 2040$$

$$Re_{Otto} = 2010$$

$$Re_{\text{öl}} = 270$$

Die Reynoldszahlen liegen somit unter den kritischen Reynoldszahlen. Daraus erschließt sich, dass ein laminares Simulationsmodell für die Beschreibung der Navier-Stokes-Gleichungen ausreichend ist. Sollte eine turbulente Strömung vorliegen, muss die Netzauflösung erhöht werden, um die Turbulenz mithilfe der Direkten Numerischen Simulation (DNS) abbilden zu können. Alternativ ist das Behandeln der turbulenten Strömung über die Large Eddy Simulation (LES) oder über die Reynolds-averaged Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) möglich. [20]

Die thermischen Zustandsgleichungen beschreiben den Zusammenhang zwischen Druck, Temperatur und Dichte über die spezifische Gaskonstante. Für Luft im Brennraum wurde die Zustandsgleichung idealer Gase herangezogen. Die Auswirkung auf die Ergebnisse durch das ideale Behandeln der Luft wurde als gering eingeschätzt. Die Flüssigkeit wurde als inkompressibel angenommen. Die Dichteänderung bei Flüssigkeiten ist erst bei hohen Druck- bzw. Temperaturunterschieden relevant.

Verdampfungsprozesse sowie Sieden wurden im Modell nicht berücksichtigt. Diese sind komplexe Prozesse, die vor allem beim Ottokraftstoff relevant sind. Eine zukünftige Betrachtung dieser Prozesse ist jedoch sinnvoll. Diese Vernachlässigung muss zudem bei der Interpretation der Ergebnisse berücksichtigt werden.

8. Randbedingungen

Die Randbedingungen sind ein wichtiger Teil des Simulationsmodelles und beeinflussen die Simulationsergebnisse maßgeblich. Sie sollen den realen Verhältnissen möglichst nahekommen, um dementsprechend die Simulationsergebnisse nicht negativ zu beeinflussen. In Abbildung 25 werden die gewählten Randbedingungen grafisch dargestellt.

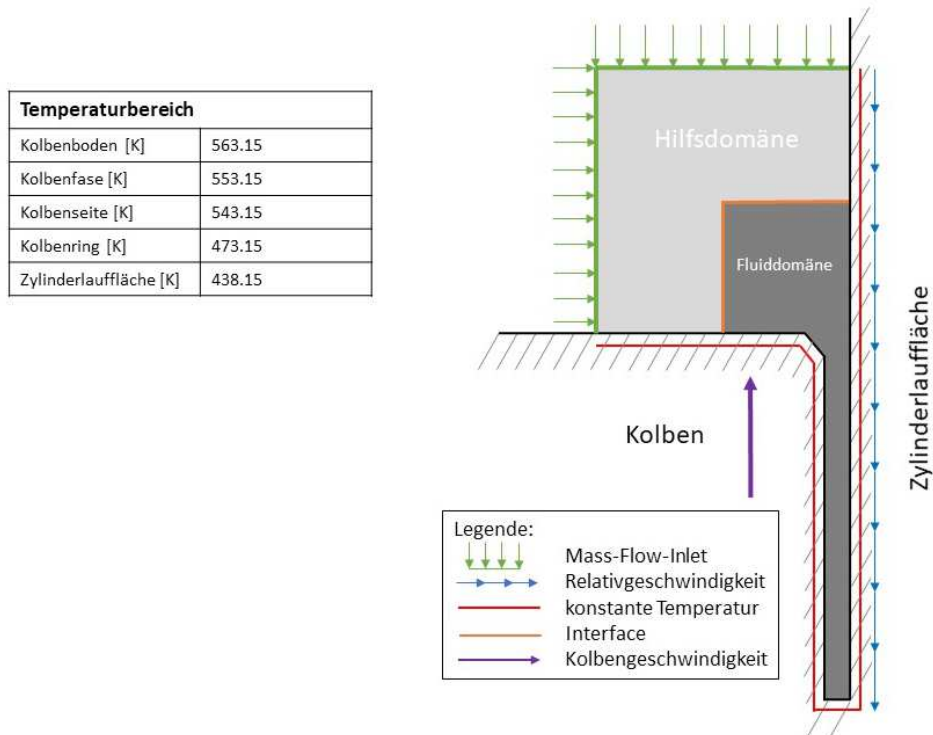


Abbildung 25: Darstellung der Randbedingungen im Simulationsmodell

Die Wände, die die Geometrie des Feuersteges darstellen, haben eine konstante Temperatur. Die Temperaturen sind in Abbildung 25 aufgelistet und orientieren sich an Simulationsergebnissen aus Kapitel 3. Dem Netz wurde die Kolbengeschwindigkeit aufgeprägt. Um die, absolut gesehen, stillstehende Zylinderwand darzustellen, bewegt sich die Zylinderwand entgegen der Kolbengeschwindigkeit mit demselben Betrag.

Übergang Hilfsdomäne zu Fluiddomäne

Die Regionen Hilfsdomäne und Fluiddomäne sind unterschiedlich fein vernetzt. Um eine Interaktion der Umgebungen zu ermöglichen, müssen diese mittels eines Interfaces verbunden werden. Hier werden an beiden Seiten des Interfaces neue Knoten berechnet und es entstehen neue Polyeder-Zellen. Durch die Erzeugung neuer Zellen verändert sich das Seitenverhältnis (Aspect Ratio) der Zelle, was wiederum die Netzqualität beeinflusst. Durch das Interface sind die Feldgrößen der einzelnen Umgebungen in Interaktion miteinander.

Fortsetzung des Feuersteges über das Kreissegment

Das Modell ist so aufgebaut, dass die beiden Abgrenzungen in Umfangsrichtung miteinander interagieren. Das bedeutet, dass eine Druckübergabe zur anderen Grenzfläche und der aus- bzw. einströmende Volumenstrom äquivalent zum ein- bzw. ausströmenden Volumenstrom der anderen Grenzfläche ist. Es liegt somit eine zyklische Randbedingung mit einer Frequenz von 5 ° vor. Diese Interaktion wurde, wie die Interaktion zwischen Hilfsdomäne und Fluiddomäne, mittels eines Interfaces erreicht.

Druck- und Temperaturverläufe in der Simulation

Der berechnete Druck- und Temperaturverlauf im Brennraum ergibt sich aus einer isentropen Verdichtung mit dem Isentropenexponenten eines Luft-Oktan-Gemisches. Für die isentrope Verdichtung wurden ein Druck von 2 bar absolut und eine Temperatur von 373,15 K (100 °C) am unteren Totpunkt angenommen. Dies sind Werte, die nach der Frischluftverdichtung und der Rückkühlung durch den Ladeluftkühler bei aufgeladenen direkteinspritzenden Ottomotoren vorliegen können. Die Berechnung der Druck- bzw. Temperaturverläufe erfolgte mittels der Gleichungen 30 bis 32 und wird in Abbildung 26 dargestellt.

$$p = p_{UT} \times \left(\frac{V_{UT}}{V}\right)^{\kappa} \quad (\text{Gleichung 30})$$

$$T = T_{UT} \times \left(\frac{V_{UT}}{V}\right)^{\kappa-1} \quad (\text{Gleichung 31})$$

$$V = V_{OT} + (l + r - w) \frac{D_b^2 \pi}{4} \quad (\text{Gleichung 32})$$

p ... Druck

T ... Temperatur

V_{UT} ... Zylindervolumen bei UT

V ... Zylindervolumen abhängig vom Kurbelwellenwinkel

r ... Hubradius

p_{UT} ... Druck bei UT

T_{UT} ... Temperatur bei UT

V_{OT} ... Zylindervolumen bei OT

l ... Pleuellänge

w ... Kolbenweg

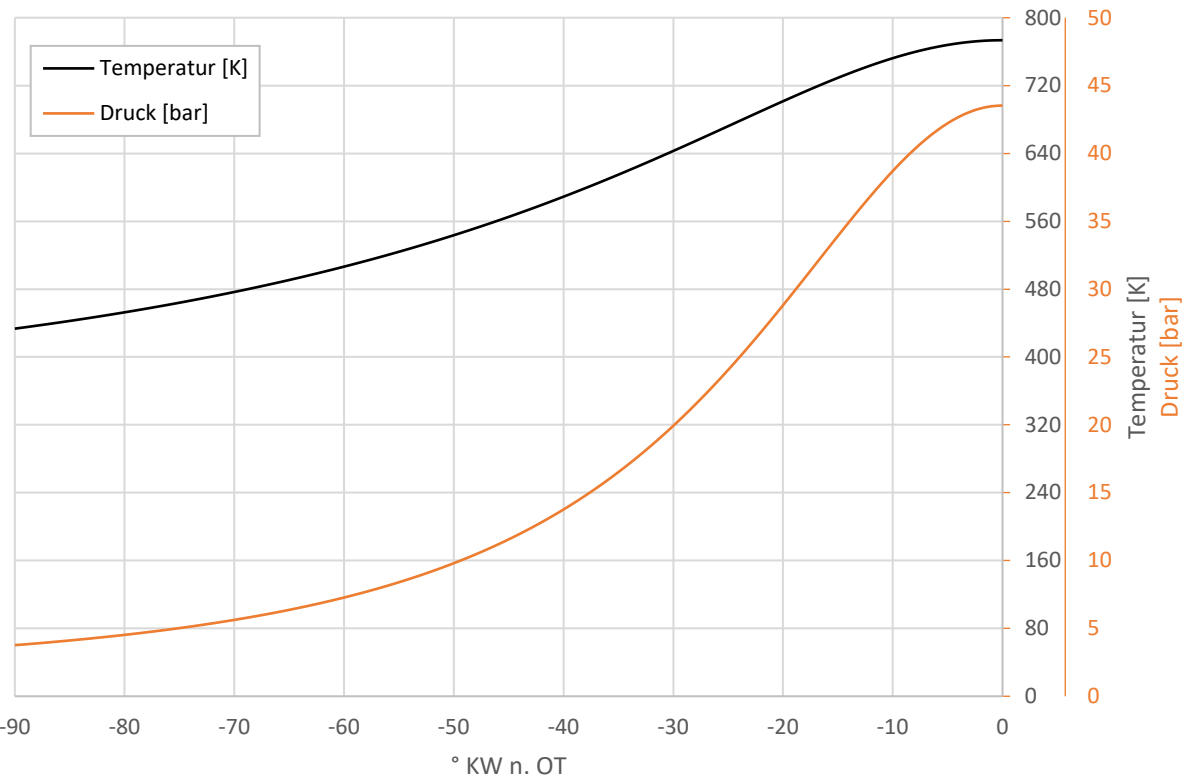


Abbildung 26: Darstellung von Druck und Temperatur aus der isentropen Verdichtung

Druck- und Temperaturerhöhung durch Mass-Flow-Inlet-Randbedingung

Die Druckerhöhung im Simulationsmodell wird über die Erhöhung der Luftmasse im Modell erreicht. Eine Temperaturerhöhung ist ein relevanter Faktor, da die Stoffparameter Viskosität und Oberflächenspannung temperatursensitiv im Modell implementiert sind.

Die Berechnung des Massenstromes der Luft im Modell erfolgte über die Zustandsgleichung idealer Gase (Gleichung 33) und die isentropen Zusammenhänge von Druck, Temperatur und Volumen (Gleichungen 30 und 31). Über den Zusammenhang des Kolbenweges und des aktuellen Zylindervolumens lässt sich die Luftmasse im Modell berechnen. Durch Ableitung der Luftmasse im Modell nach der Zeit ergibt sich der benötigte Luftmassenstrom für das Modell. Die Kolbengeschwindigkeit wird über die Drehzahl und die Kurbelgeometrie mit dem Kurbelwinkel in Zusammenhang gebracht (Gleichung 34 und 35). Die Darstellung des berechneten Massenstromes erfolgt in Abbildung 27.

$$p \times V_{Modell} = m \times R_{Luft} \times T \quad (Gleichung 33)$$

$$m = \frac{V_{Modell} p}{T R_{Luft}} \quad (Gleichung 34)$$

$$\dot{m} = \frac{V_{Modell} p_{UT}}{R_{Luft} T} V_{UT} \frac{1}{v^2} \frac{D_b^2 \pi}{4} v \quad (Gleichung 35)$$

- | | |
|--|--|
| p ... Druck | T ... Temperatur |
| m ... Luftmasse Modell | \dot{m} ... Luftmassenstrom |
| R_{Luft} ... spezifische Gaskonstante Luft | V_{Modell} ... Luftvolumen Modell |
| p_{UT} ... Druck bei UT | V_{UT} ... Zylindervolumen bei UT |
| V ... Zylindervolumen | D_b ... Bohrungsdurchmesser Zylinder |
| v ... Kolbengeschwindigkeit | |

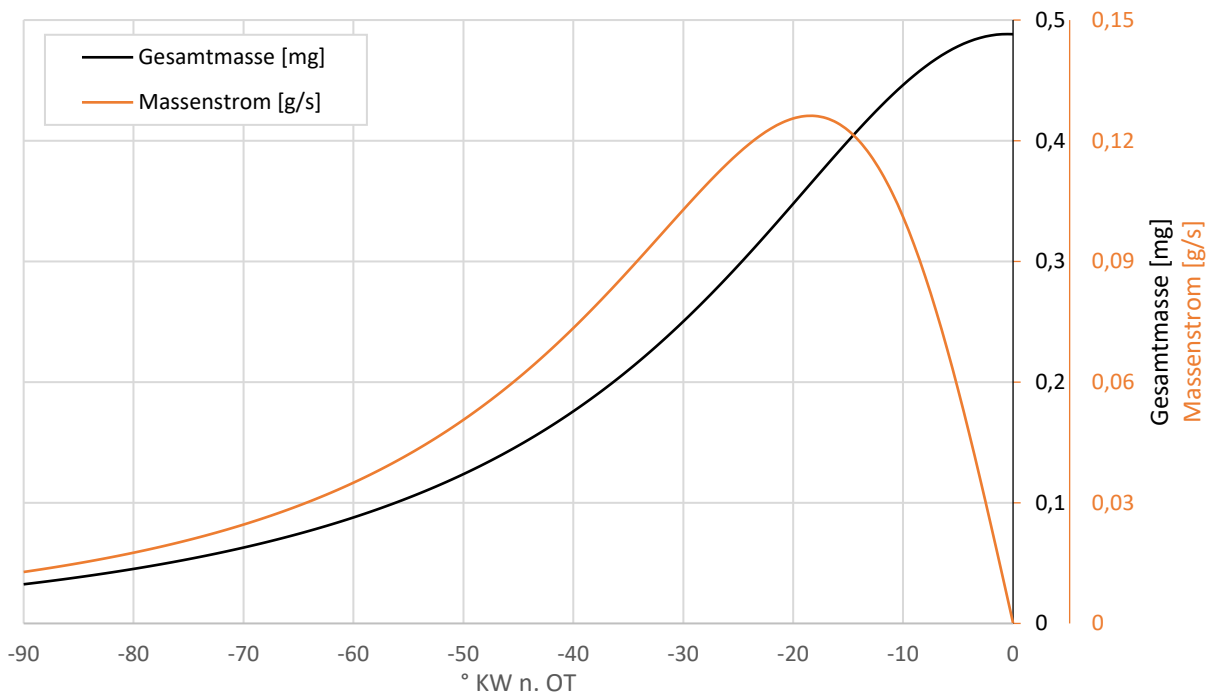


Abbildung 27: Darstellung des Luftmassenstromes sowie der Gesamtluftmasse im Modell

9. Anfangsbedingungen

Die Anfangsbedingungen geben die Feldgrößen bei Beginn der Simulation wieder. Diese sind das Temperatur-, das Druck- sowie das Geschwindigkeitsfeld. Die Anfangsbedingungen nähern die realen Bedingungen, die bei 90 ° KW v. OT vorliegen. Eine Abweichung zu den realen Verhältnissen muss jedoch berücksichtigt werden. In [Abbildung 28](#) werden die gewählten Randbedingungen grafisch dargestellt.

Für die Druckanfangsbedingung wurde jener Druck konstant im Modell angenommen, der theoretisch berechnet wurde und bei Simulationsbeginn (90 ° KW v. OT) vorliegt.

Das Temperaturfeld wurde als Anfangsbedingung so gewählt, dass die Lufttemperatur im Simulationsmodell jener der berechneten Brennraumtemperatur entspricht. Der Flüssigkeitssäule wurde ein Temperaturgradient auferlegt, der beim Kolben mit der Kolbentemperatur beginnt und bis zur Zylinderwand linear auf die Zylinderwandtemperatur abnimmt.

Die Anfangsbedingung des Geschwindigkeitsfeldes entsprach an allen Gitterpunkten der Kolbengeschwindigkeit bei 90 ° KW v. OT.

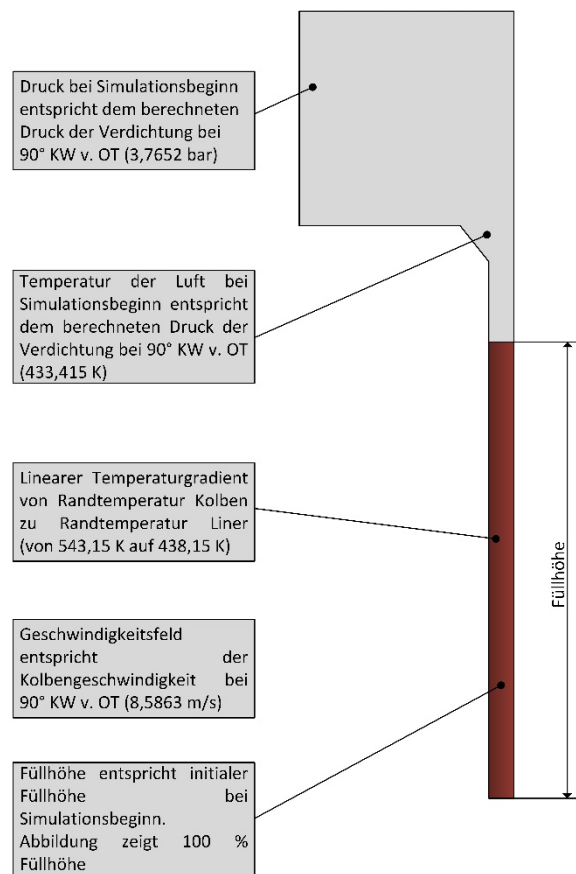


Abbildung 28: Darstellung der Anfangsbedingungen

10. Ergebnisse der Simulation

Die berechneten Simulationsergebnisse werden im nachfolgenden Kapitel beschrieben und diskutiert. Bei der Basisuntersuchung handelt es sich um Öl bei 100 % Füllstand und einem Kontaktwinkel von 20 °. Die Sensitivität von Modellgröße und Kontaktwinkel auf das Simulationsergebnis wurde über Absicherungsrechnungen überprüft. In den Absicherungsrechnungen wurde der Kontaktwinkel auf 10 ° bzw. die Segmentbreite auf 10 ° geändert. Um weitere Kenntnisse über die Auswirkung der Stoffparameter auf die Simulationsergebnisse zu erhalten, wurde eine Simulation mit 75 mol% Öl und 100 mol% Ottokraftstoff berechnet. Die Ergebnisse für 75 mol% Öl generieren Kenntnisse über die Auswirkung von Ottokraftstoff im Öl. Die Simulation mit 100 mol% Ottokraftstoff zeigt das Fluidverhalten, wenn sich nur reiner Ottokraftstoff im Feuersteg ansammelt.

Nachfolgend werden in Tabelle 4 alle berechneten und diskutierten Simulationen aufgelistet.

Tabelle 3: Beschreibung der unterschiedlichen Simulationen

<i>Simulation</i>	<i>Stoffanteil</i>	<i>Füllhöhe</i>	<i>Kontaktwinkel</i>	<i>Segmentbreite</i>
<i>Öl</i>	100 % Öl	100 %	20 °	5 °
<i>Kontaktwinkel</i>	100 % Öl	100 %	10 °	5 °
<i>Modellgröße</i>	100 % Öl	100 %	20 °	10 °
<i>Kraftstoff</i>	100 % Otto	100 %	20 °	5 °
<i>Kraftstoff in Öl</i>	75 % Öl 25 % Otto	100 %	20 °	5 °
<i>Füllhöhe</i>	100 % Öl	50 %	20 °	5 °

Für jede Simulation werden Ansichten des Modells mit einer Versetzung von jeweils 10 ° KW gezeigt. Die Position der Schnitte wird in der Abbildung 29 dargestellt. Abweichungen davon werden separat erwähnt und aufgezeigt.

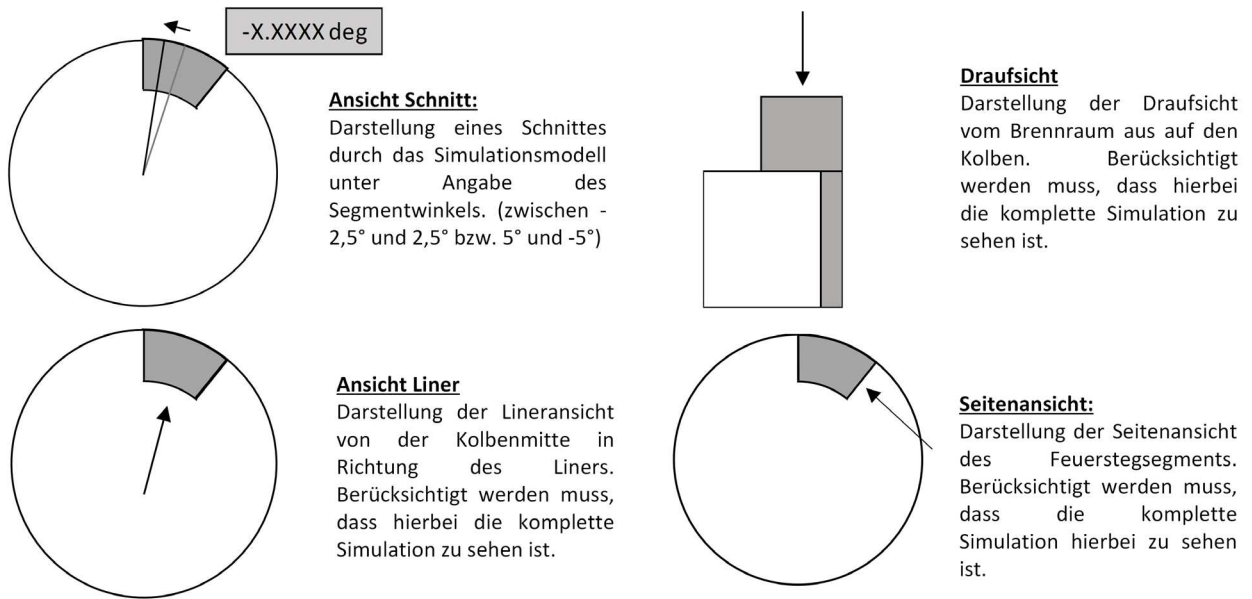


Abbildung 29: Erklärung und Darstellung der in den Simulationen verwendeten und gezeigten Ansichten und Schnitte

10.1. Luftmassenstrom und Geschwindigkeitsfeld

Nachfolgend wird auf den eingebrachten Luftmassenstrom sowie das Strömungsfeld des Simulationsmodells eingegangen. Der benötigte Luftmassenstrom für das Modell wurde theoretisch berechnet. Aufgrund von kühlenden Effekten, wie z. B. Wärmeübergang an Flüssigphase sowie an Wände, musste der theoretische Luftmassenstrom korrigiert werden. Diese Korrektur ist in Abbildung 30 dargestellt. Die größte Abweichung beim maximalen Massenstrom besteht bei reinem Ottokraftstoff. Grund dafür ist das Ausbilden einer hohen Anzahl von Tropfen. Durch die vergrößerte Grenzfläche zwischen Luft und Flüssigkeit kam es zu einer Abkühlung der Luftmasse und somit zu einer Druckreduktion. Diese Druckreduktion musste durch Erhöhen des Luftmassenstromes kompensiert werden.

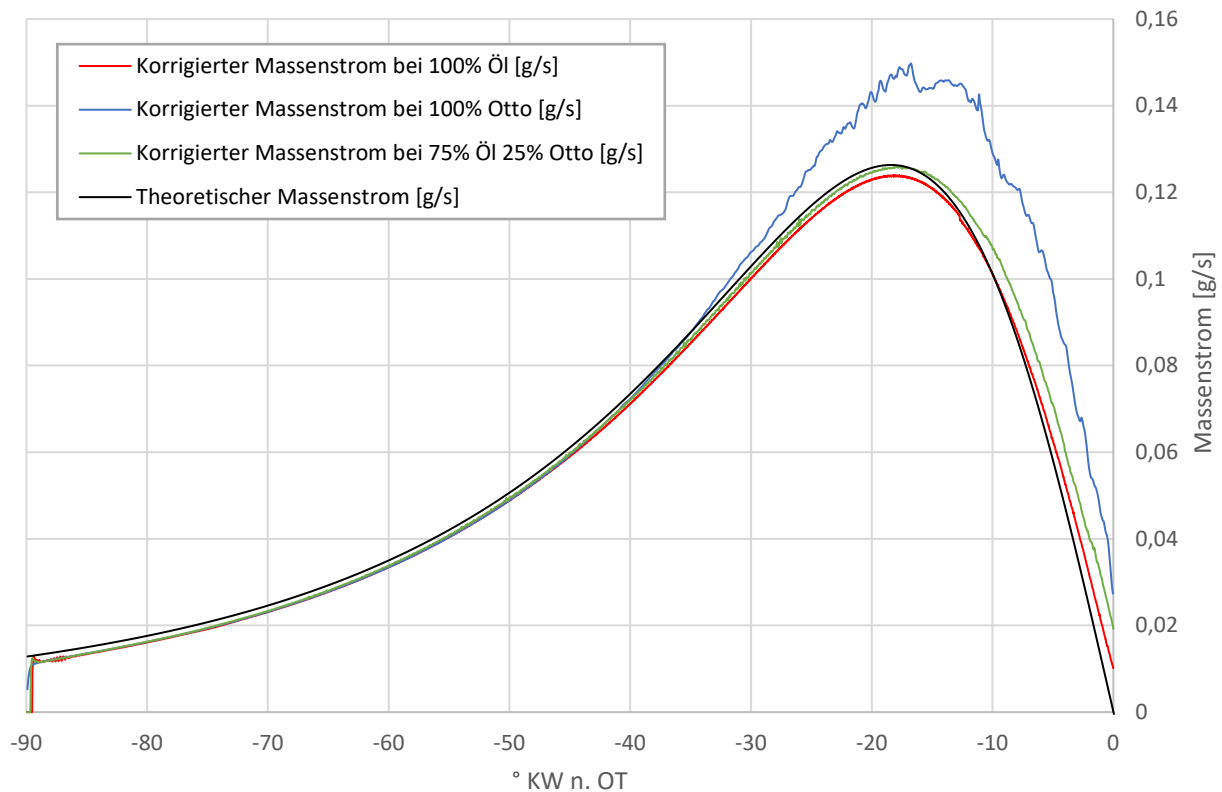


Abbildung 30: Darstellung des vorhandenen Massenstromes während der Simulation bei unterschiedlichen Fluidzusammensetzungen

In Kapitel 7 wurde als Grundlage des laminaren Simulationsmodelles eine mittlere Geschwindigkeit von 1,5 m/s angenommen. Daraus wurde berechnet, dass die kritische Reynoldszahl nicht überschritten wird. Diese Geschwindigkeitsannahme muss überprüft werden. In [Abbildung 31](#) wird der Geschwindigkeitsbetrag im Schnitt 0 ° dargestellt. Deutlich zu erkennen ist, dass die höchsten Geschwindigkeitsbeträge an der Zylinderwand auftreten. Die mittlere Geschwindigkeit der Flüssigkeit im Ringspalt liegt im Bereich der Schätzung. Im Brennraum wird diese von Luft ebenfalls nicht überschritten. Die höchsten Geschwindigkeitsbeträge im Ringspalt treten bei Luft auf. Diese sind höher als die angenommenen 1,5 m/s. Die Reynoldszahl für Luft im Ringspalt liegt hier bei ca. 5400. Unter Voraussetzung einer Rohrströmung liegt die Luft im Übergangsbereich von $2300-10^4$ nach dem VDI-Wärmeatlas [26]. Hier kann keine Aussage über den Strömungszustand getroffen werden. Berücksichtigt werden muss, dass die hier berechnete Reynoldszahl eine Schätzung ist und somit Unsicherheiten vorhanden sind. Weiters wird die Beeinflussung der eventuell turbulenten Strömung, die nicht durch die Netzauflösung dargestellt werden kann, als gering eingeschätzt und somit vernachlässigt.

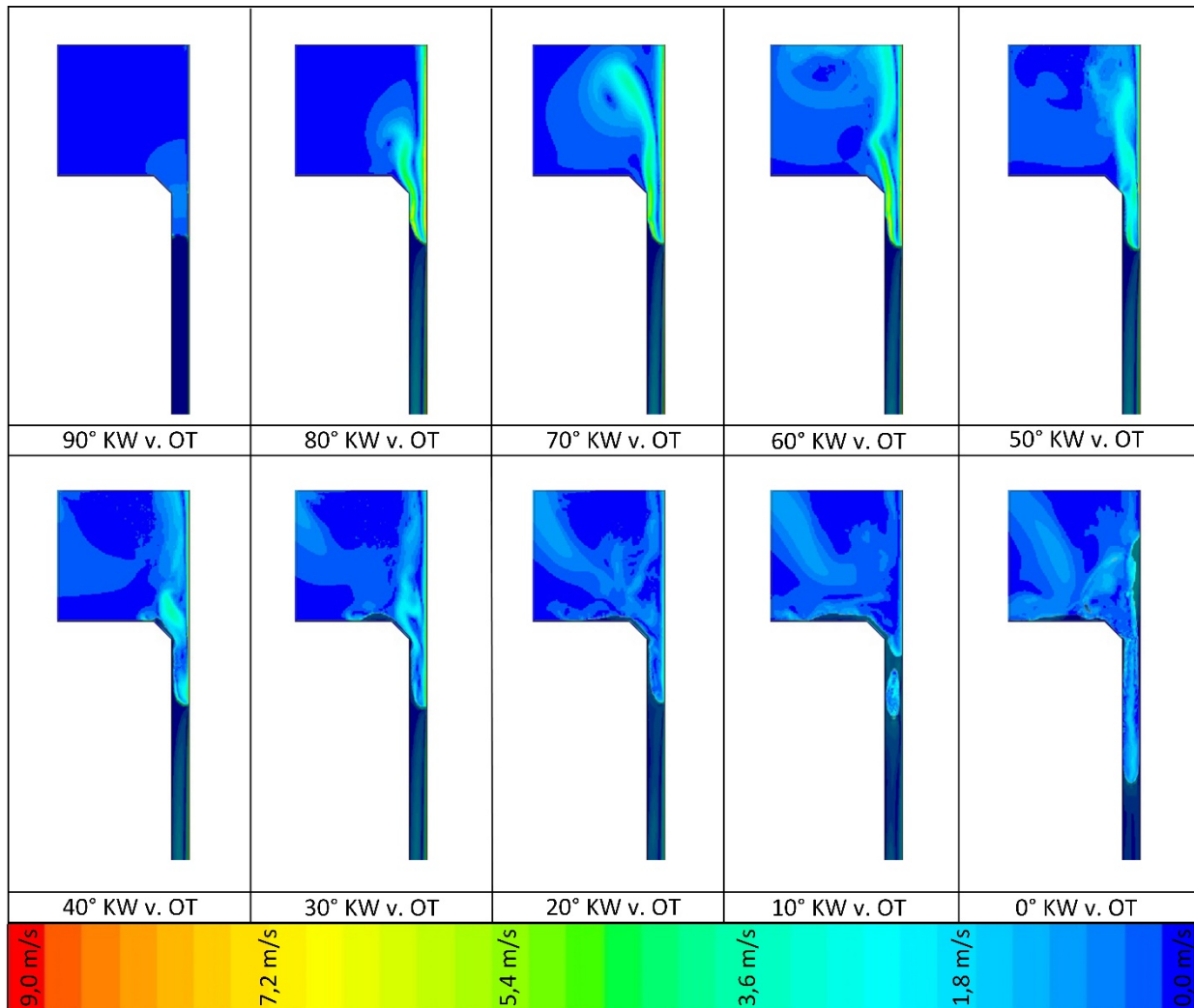


Abbildung 31: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 10 °, Füllhöhe 100 %: Relatives Geschwindigkeitsfeld bei Schnitt 0.0 ° ohne Hilfsgeometrie, Feuersteg abgeschnitten, Flüssigkeitsspiegel abgedunkelt dargestellt

10.2. Verhalten bei reinem Öl

Im nachfolgenden Kapitel wird näher auf die Ergebnisse bei reinem Öl (100 % Öl, 100 % Füllhöhe, Kontaktwinkel 20 °, Segmentbreite 5 °) eingegangen. In Abbildung 32 Teil 1–4 werden die Ansichten Liner, Draufsicht und Schnitt bei 0.0 ° dargestellt. Die Simulationsergebnisse werden alle 10° KW in allen drei Ansichten abgebildet. In den Ansichten Liner und Draufsicht wird jeweils die Isosurface dargestellt. Bei der Isosurface handelt es sich um die Grenzfläche zwischen der Flüssigkeit und der Luft, die über die Volume Fraction dargestellt wird. Beim Schnitt wird die Volume Fraction direkt dargestellt.

Bei Beginn der Simulation, 90 ° KW v. OT, ist die Grenzfläche der Anfangsbedingung entsprechend eben. Nach den ersten 10 ° KW der Simulation steigt die Flüssigkeit im Feuersteg leicht den Kolben hinauf. Das geschieht aufgrund der Oberflächenspannung der Flüssigkeit sowie der Relativgeschwindigkeit der Zylinderwand gegenüber dem

Kolben. Ab 75 ° KW v. OT ist eine negative Kolbenbeschleunigung vorhanden. Ab hier kann es zum Austreten der Flüssigkeit vom Feuersteg kommen.

Ab 60° KW v. OT ist die negative Beschleunigung ausreichend (ca. 620 m/s^2), damit die Flüssigkeit am Kolben beginnt, einen Wandfilm auszubilden, und über den Kolben auf die Kolbenfase und den Kolbenboden fließt. Dies geschieht gleichmäßig über die gesamte Segmentbreite des Feuersteges. Ein direktes Ausschleudern von Flüssigkeit aus dem Feuersteg kann bis dahin nicht beobachtet werden.

Ab ca. 40 ° KW v. OT erreicht der Wandfilm den Kolbenboden. Das Öl verteilt sich hier nicht gleichmäßig über den Kolbenboden, sondern nimmt einen energetisch niedrigen Zustand, durch minimieren der Grenzfläche, ein. Dies zeigt sich in der Ausbildung von Flüssigkeitshöfen am Kolbenboden.

Ab ca. 30 ° KW v. OT türmen sich die Flüssigkeitshöfe auf. Diese ansteigenden Flüssigkeitshöfe können Ausgangspunkte einer Tropfenablösung sein.

Ab ca. 10 ° KW v. OT wird die Flüssigkeit aus dem Feuersteg ausgeschleudert. Dies ist jedoch nur ein geringer Anteil. Der größte Anteil fließt den Liner entlang und bildet Flüssigkeitstaschen im Feuersteg aus. Drei größere Stränge fließen den Liner entlang und aus dem Feuersteg heraus.

Zu einer Tropfenablösung kommt es in dieser Simulation nicht. Nur einzelne sichelförmige Flüssigkeitsstränge lösen sich ab, ohne jedoch Kontakt zur Oberfläche zu verlieren. Bei einer Verlängerung der Simulationsdauer über den OT hinaus wird ein Ausschleudern der Ölstränge vom Kolbenboden erwartet. Aufgrund der späten Freisetzung der Öltropfen wären diese erst für den Folgezyklus relevant.

Bei der Simulation mit reinem Öl kann keine Tropfenbildung beobachtet werden. Es zeigen sich jedoch Mechanismen, wie die Wandfilmbildung und das Bilden von Flüssigkeitshöfen, die zu einer Tropfenablösung führen können. Es ist anzunehmen, dass sowohl die Viskosität als auch die Oberflächenspannung zu hoch für eine Tropfenablösung sind.

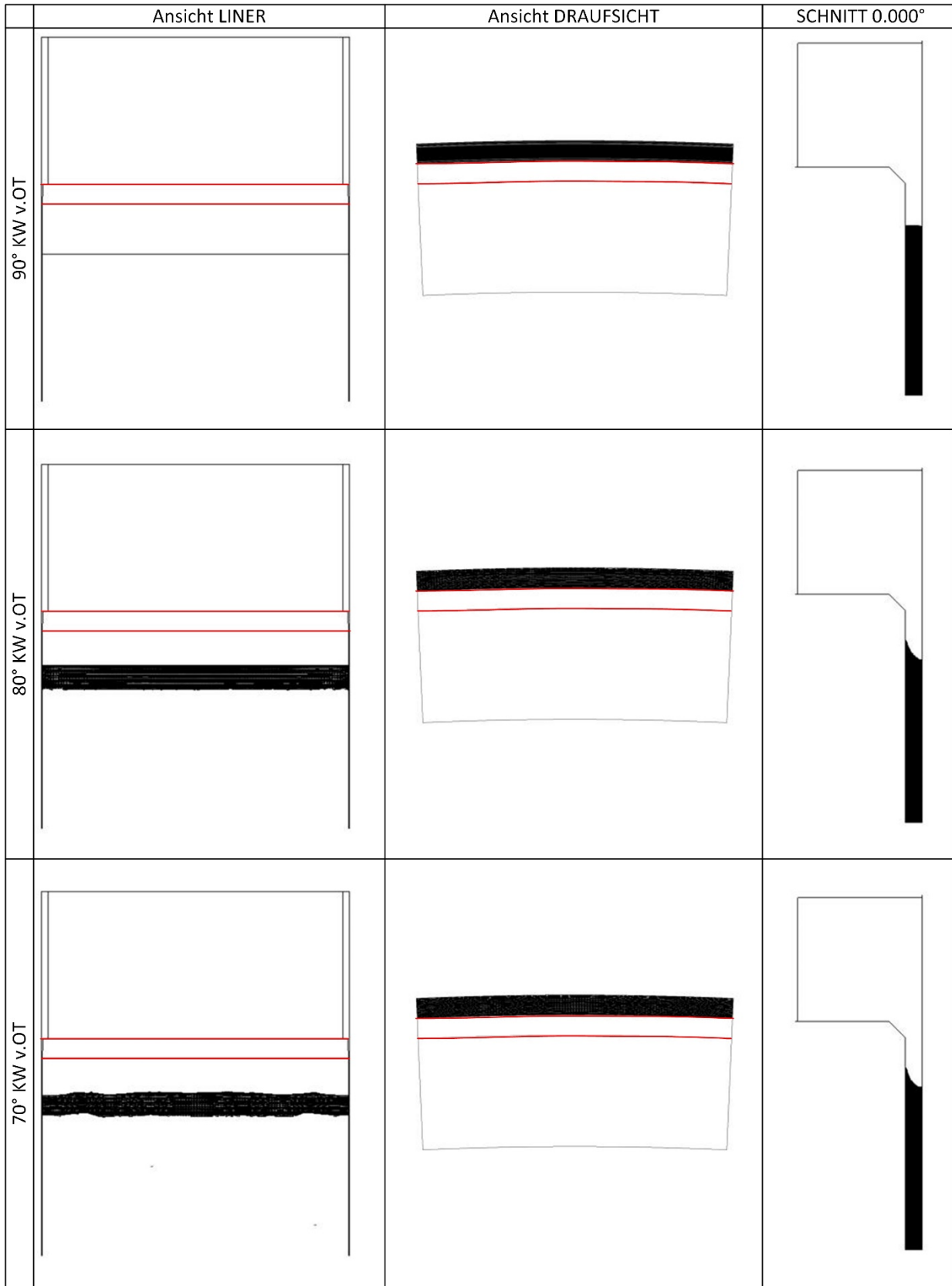


Abbildung 32 Teil 1: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

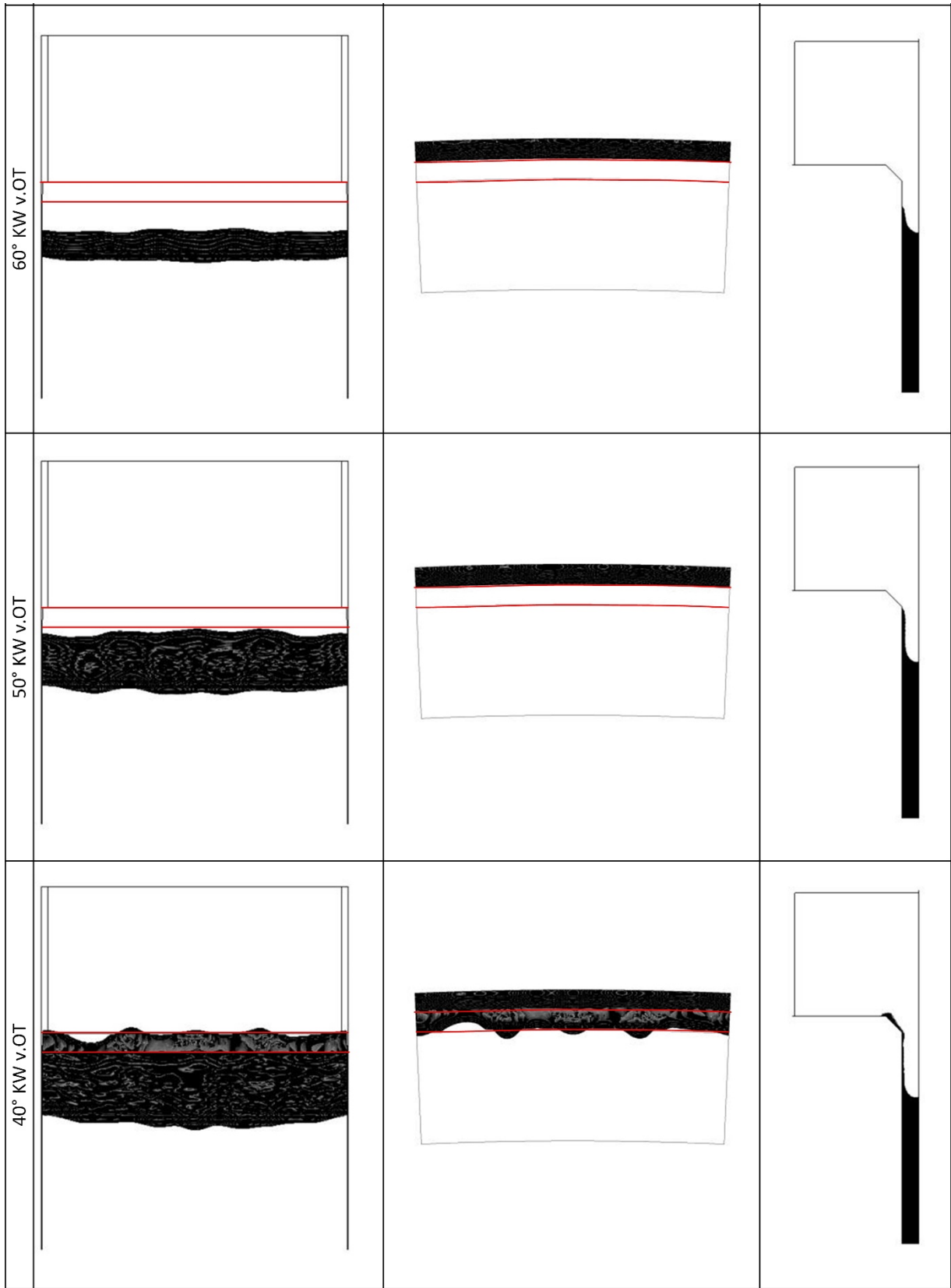


Abbildung 32 Teil 2: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

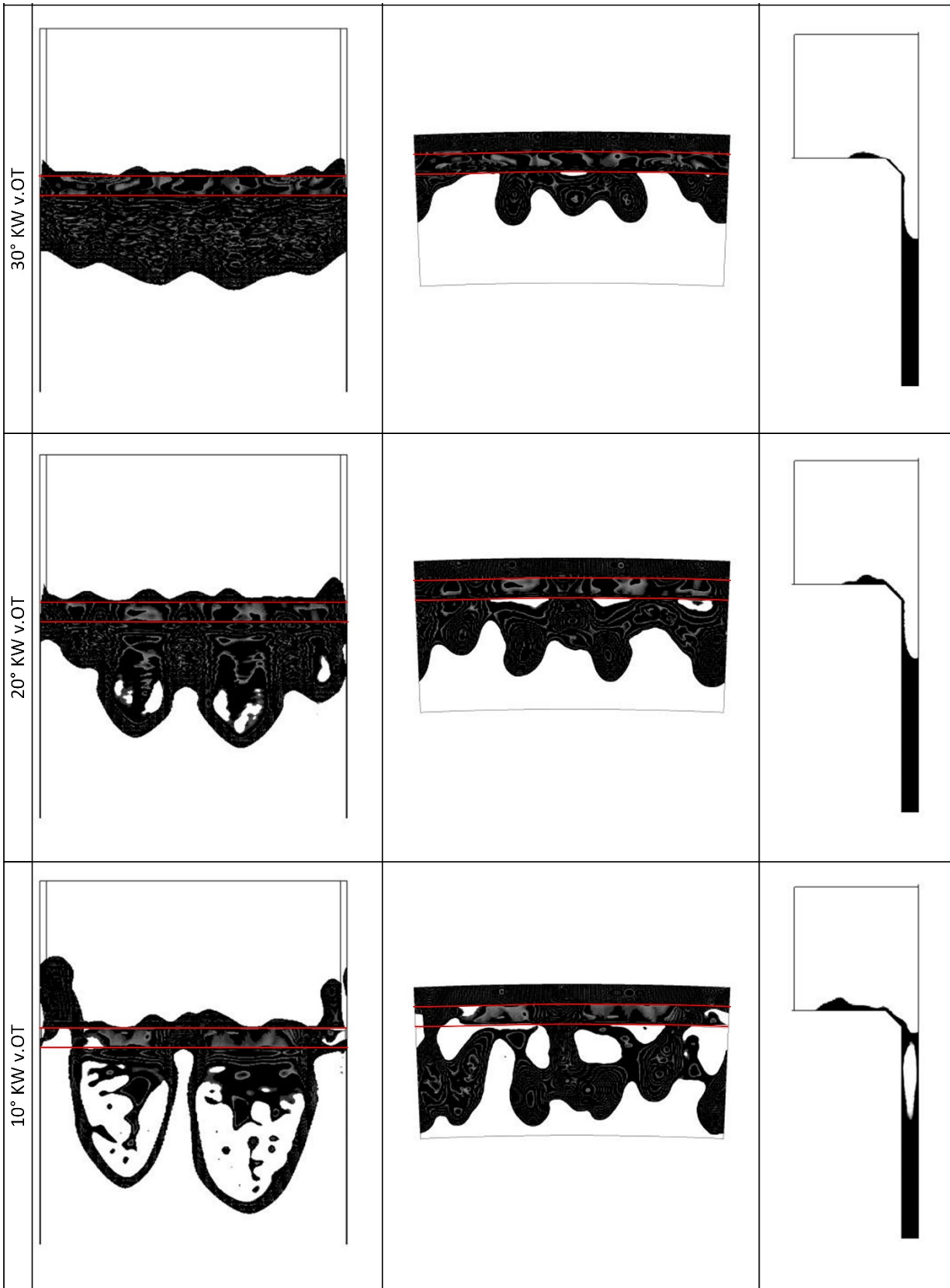


Abbildung 32 Teil 3: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

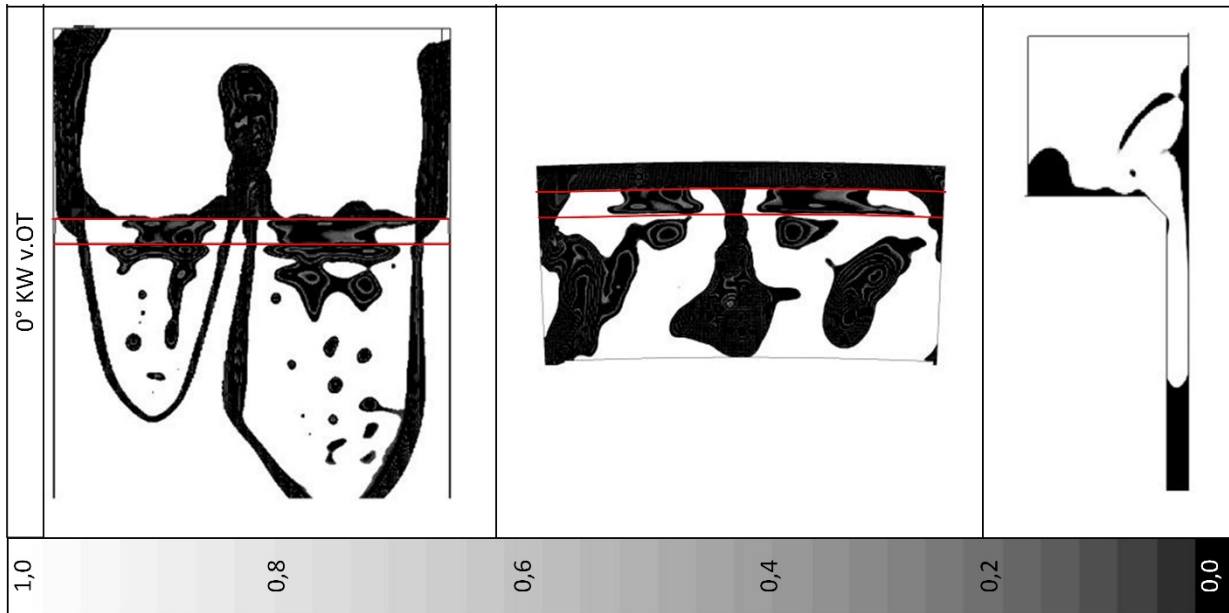


Abbildung 32 Teil 4: Darstellung: 100% Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

10.3. Auswirkung des Kontaktwinkels

Um die Auswirkung unterschiedlicher Kontaktwinkel auf das Strömungsverhalten untersuchen zu können, wird die Simulation mit reinem Öl erneut mit verringertem Kontaktwinkel von 10 ° berechnet. Die Ergebnisse werden in Abbildung 33 Teil 1–4 dargestellt.

Die Simulation beginnt erneut mit der Einstellung der Strömung in den ersten 15 ° KW. Bis 80 ° KW v. OT sind keine nennenswerten Unterschiede zu bemerken. Mit Beginn der Wandfilmbildung ab ca. 60 ° KW v. OT zeigt sich erstmals der Unterschied der verschiedenen Kontaktwinkel. Bei einem Kontaktwinkel von 10 ° bildet sich ein dünnerer Wandfilm aus. Dies ist ab 50 ° KW v. OT deutlich zu sehen. Aufgrund der Definition des Kontaktwinkels ist dieses Verhalten so erwartet worden. Ein Unterschied in der Kolbenbodenbenetzung kann jedoch nicht beobachtet werden. Weiters ist festzustellen, dass der Kontaktwinkel keine signifikante Auswirkung auf die Zeit zum Erreichen des Kolbenbodens durch den Wandfilm hat. In beiden Simulationen erreicht der Wandfilm bei ca. 40 ° KW. v. OT den Kolbenboden.

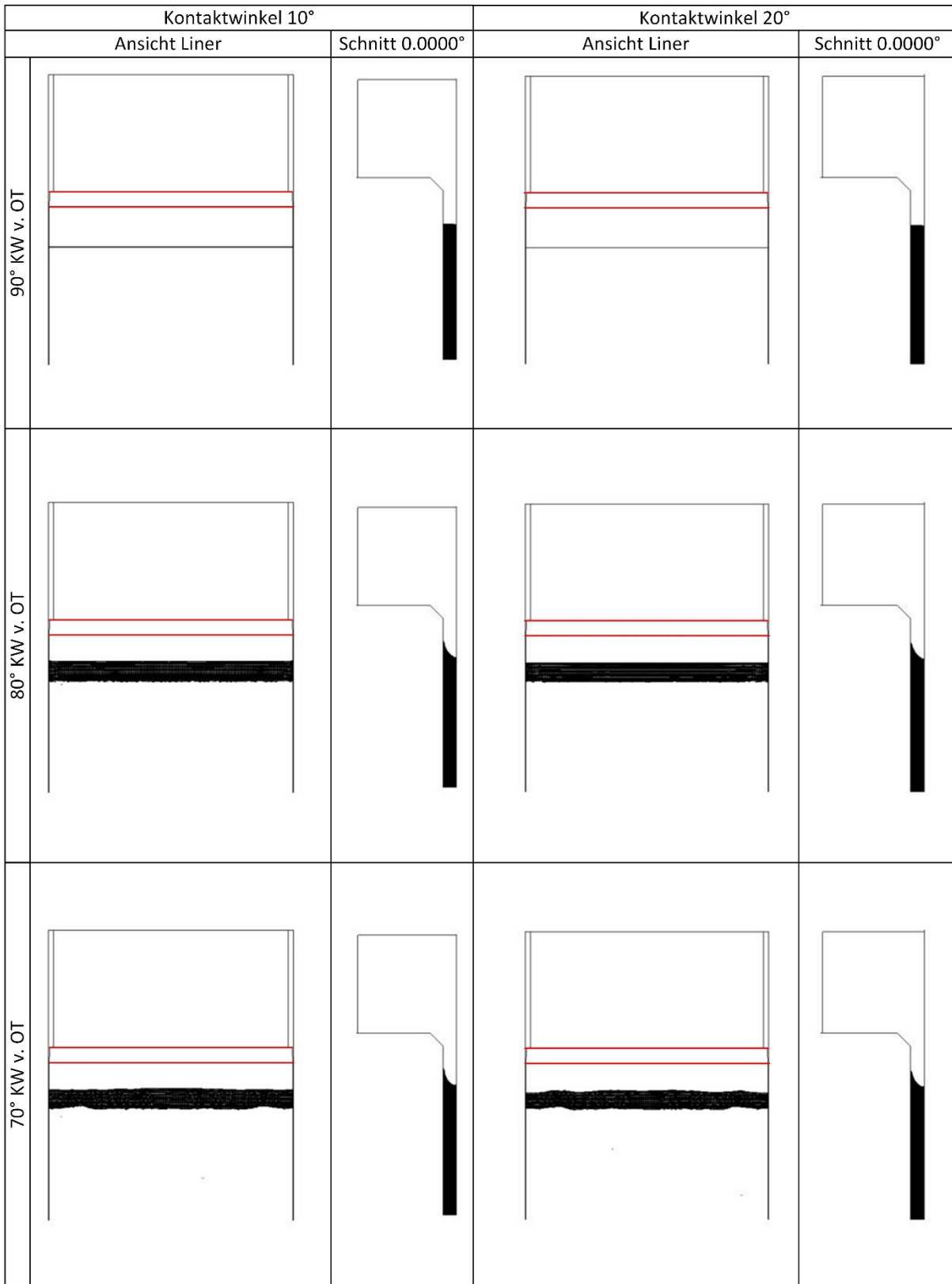


Abbildung 33 Teil 1: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °/10 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

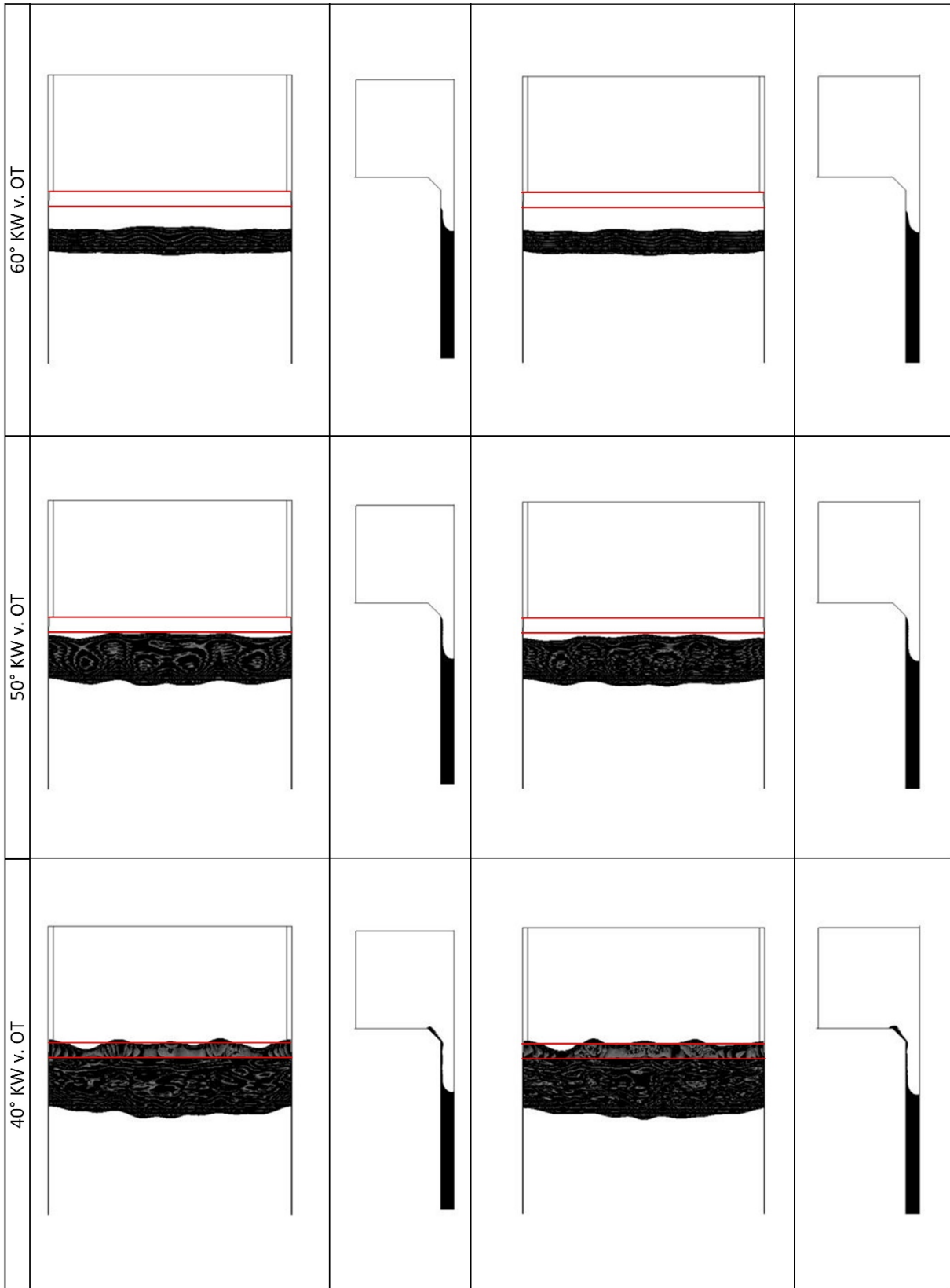


Abbildung 33 Teil 2: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °/10 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

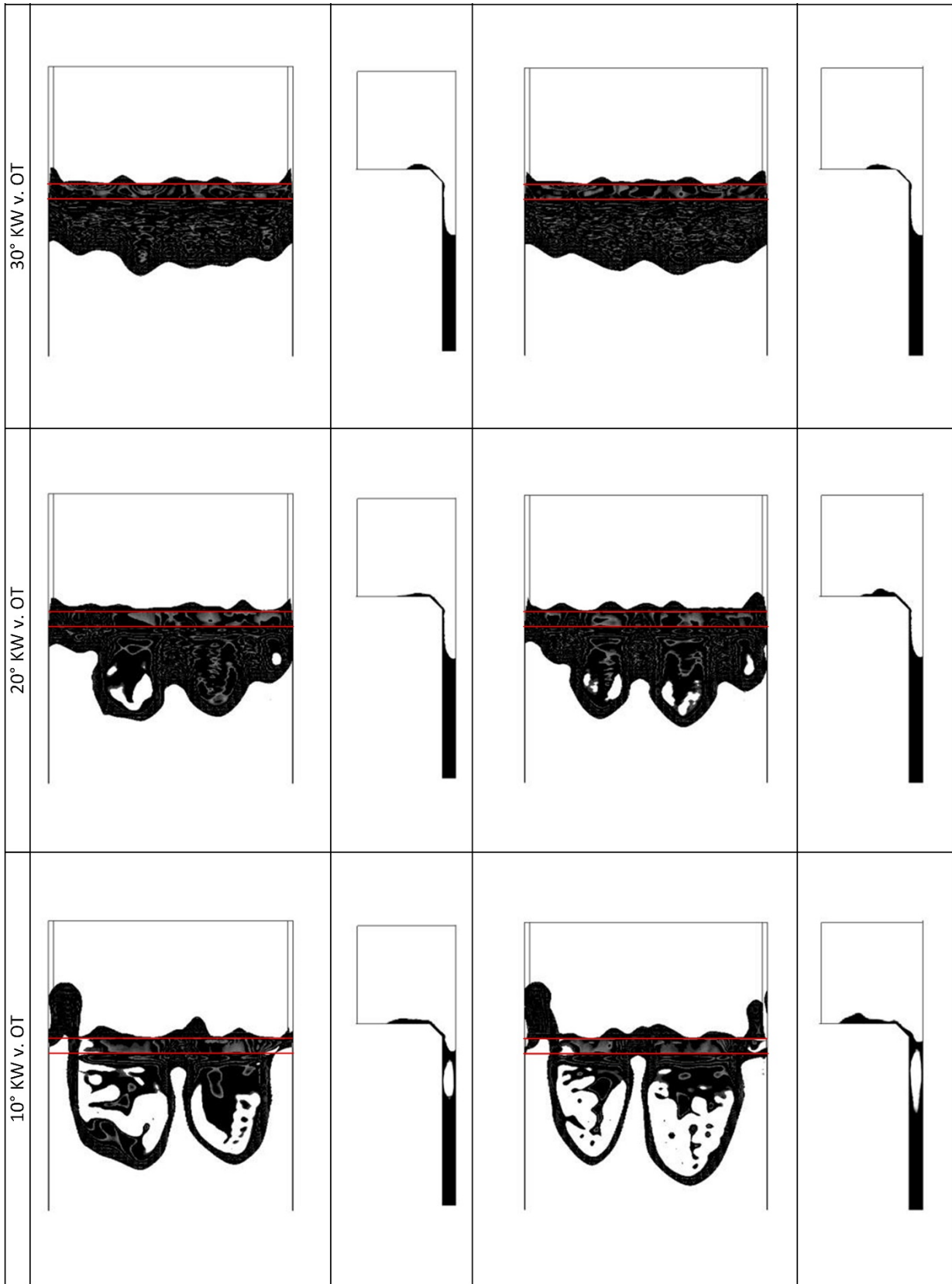


Abbildung 33 Teil 3: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °/10 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

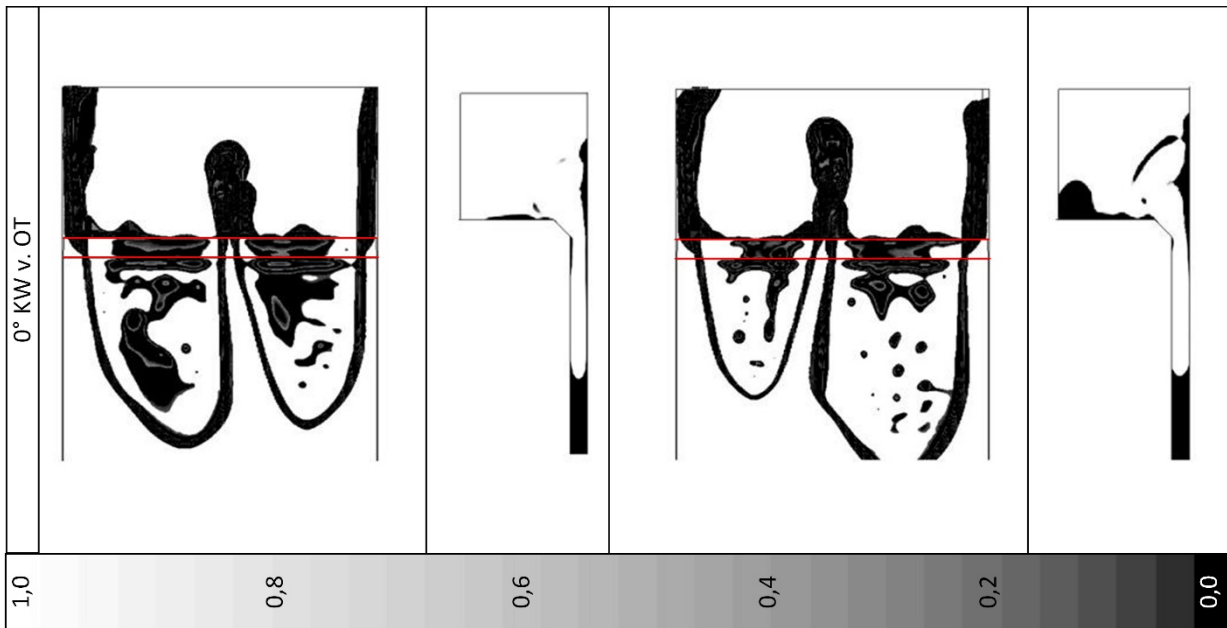


Abbildung 33 Teil 4: Darstellung: 100% Öl, Kontaktwinkel 20 °/10 °, 100% Füllhöhe. Ansicht Liner – Isofläche und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Beim Betrachten der Ansicht Liner herrscht kein Unterschied bis 30 ° KW v. OT. Bei Beginn des Ausschleuderns des Öles aus dem Feuersteg zeigt sich eine andere Charakteristik hinsichtlich des Ausbildens der Taschen in der Flüssigkeitssäule im Feuersteg. Beim Kontaktwinkel von 10 ° sind die Flüssigkeitstaschen in ähnlicher Größe vorhanden. Bei einem Kontaktwinkel von 20 ° bilden sich ebenfalls zwei Taschen aus. Diese haben jedoch unterschiedliche Tiefen.

Ein signifikant unterschiedliches Verhalten zeigen beide Simulationen nicht. Sowohl bei einem Kontaktwinkel von 20 ° als auch bei einem Winkel von 10 ° sind dieselben Strömungscharakteristika erkennbar.

Es konnte somit gezeigt werden, dass die Variation des Kontaktwinkels die Ergebnisqualität nicht signifikant beeinflusst. Daher wird in den folgenden Betrachtungen von einem Kontaktwinkel von 20 ° ausgegangen.

10.4. Auswirkung der Modellgröße

In dieser Simulation wird die Auswirkung unterschiedlicher Segmentbreiten anhand von 100 % Öl und einem Kontaktwinkel von 20 ° dargestellt. In der Simulation mit reinem Öl wurde festgestellt, dass sich an der Randbedingung zwei Flüssigkeitssäulen am Liner bilden. Um den Einfluss der Randbedingung auf die Flüssigphase in der Simulationsdomäne zu reduzieren, wurde die Segmentgröße des Feuerstegs auf 10 ° gesteigert.

In Abbildung 34 Teil 1–4 werden die Simulationsergebnisse bei Modellgrößen von 5 ° und 10 ° dargestellt. Die Simulationen unterscheiden sich nur in der Segmentbreite. Weitere Flüssigkeits- bzw. Simulationsparameter sind ident. Dargestellt wird die Ansicht Liner. In dieser Ansicht sind die Unterschiede am deutlichsten zu erkennen.

Die Simulationen verlaufen bis ca. 20 ° KW v. OT ähnlich. Ab hier beginnt das Ausschleudern von Flüssigkeit aus dem Feuersteg entlang des Liners. Es kommt zum Ausbilden einer unterschiedlichen Anzahl an Flüssigkeitssträngen. Beim 5 °-Modell bilden sich drei Flüssigkeitsstränge aus; beim 10 °-Modell sind es hingegen sieben Stränge. Dadurch, dass dies einem doppelt so breiten Segment entspricht, ist ein fluidspezifischer Grund für dieses Verhalten anzunehmen. Auffällig ist wiederum die Ausbildung von Flüssigkeitssäulen an der linken und rechten Randbedingung zur Fortsetzung des Segmentes. Hier wird ein weiterer Flüssigkeitsstrang an der Zylinderwand durch die Randbedingung geteilt.

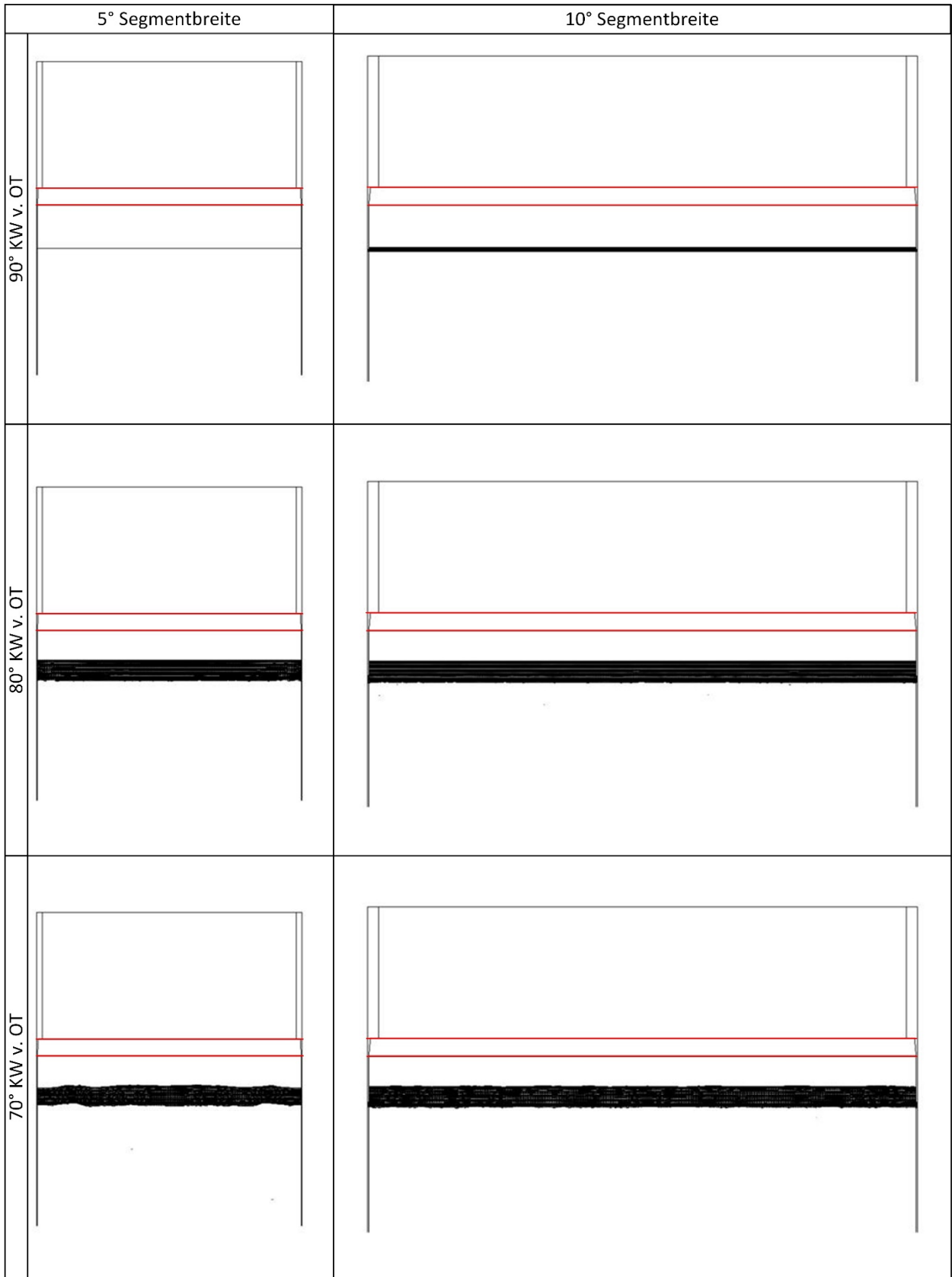


Abbildung 34 Teil 1: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface

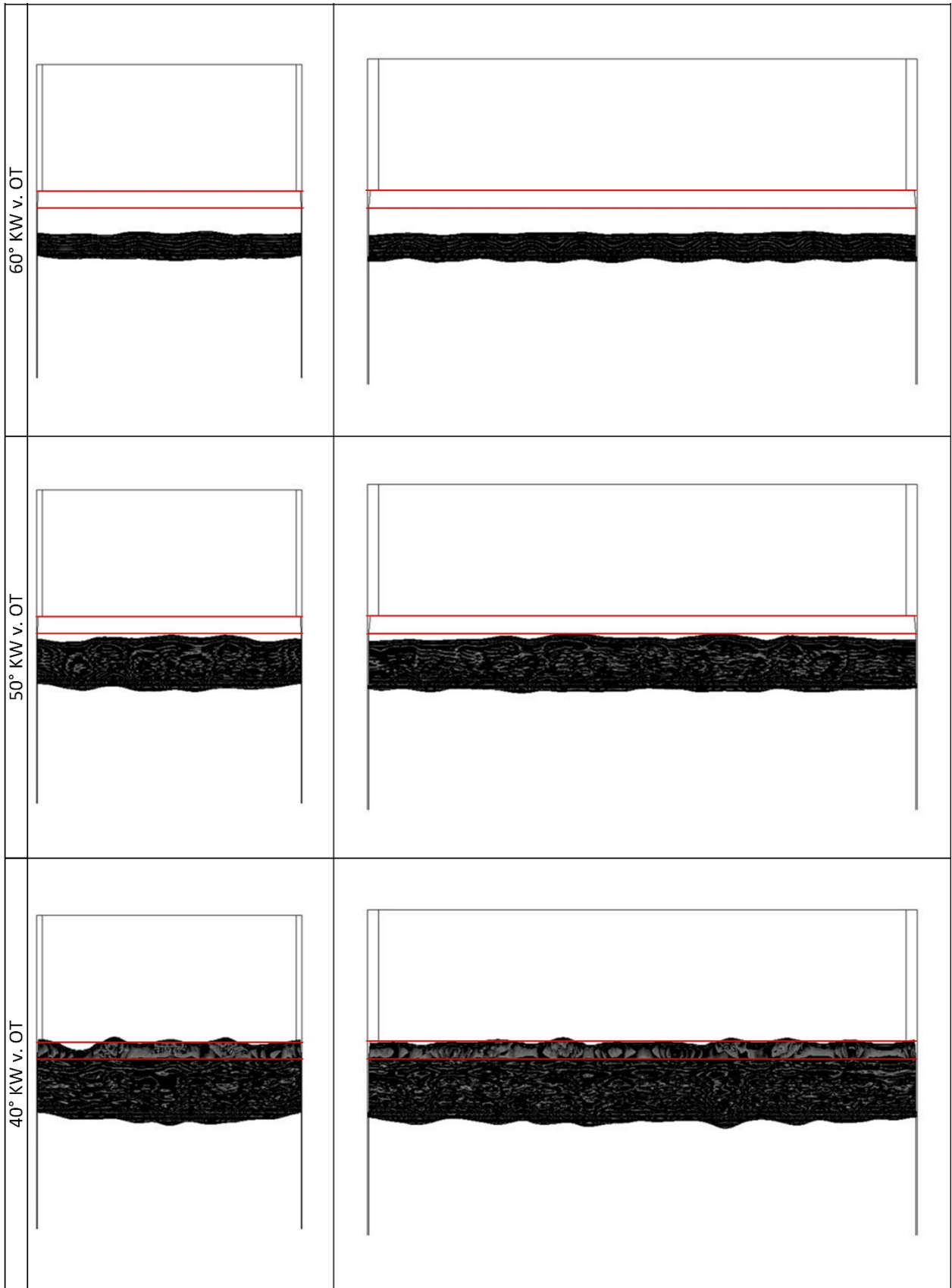


Abbildung 34 Teil 2: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface

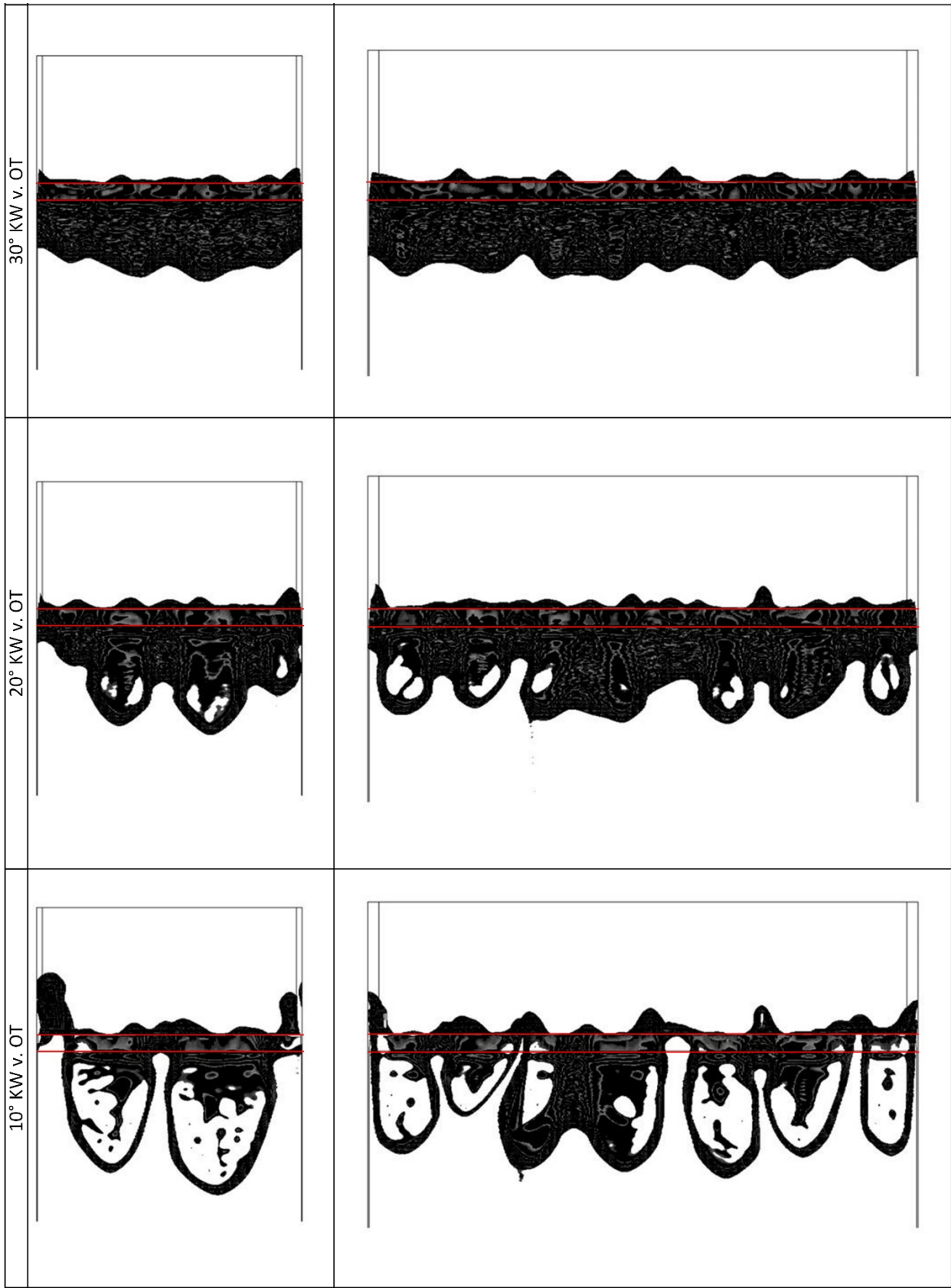


Abbildung 34 Teil 3: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface

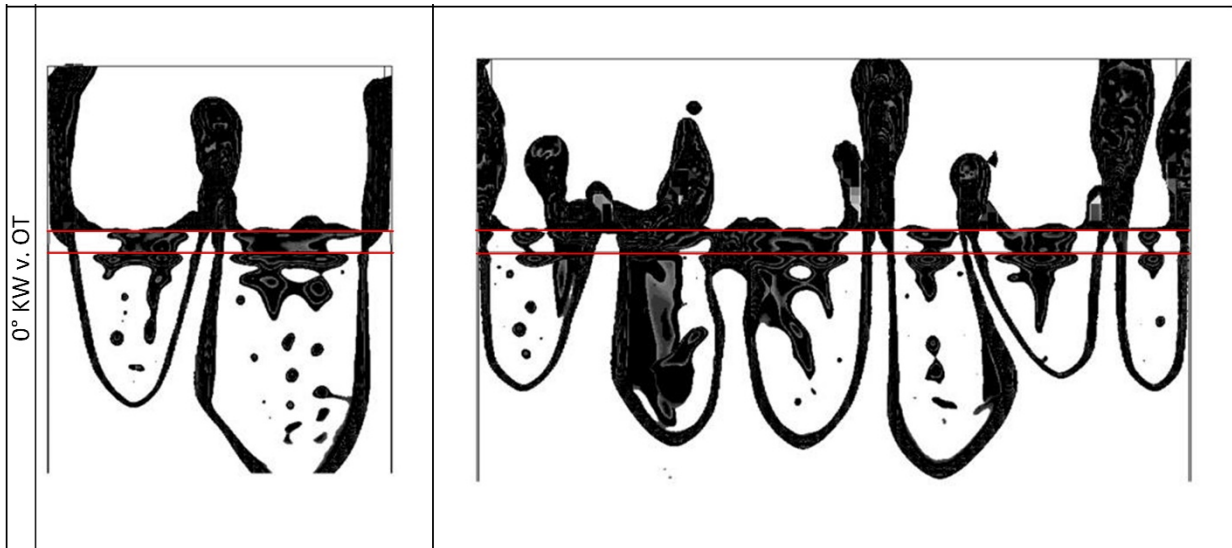


Abbildung 34 Teil 4: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface

Ein wesentlicher Unterschied zwischen dem 5 °- und dem 10 °-Modell ist das Bilden von Flüssigkeitstropfen. Während beim 5 °-Modell keine eindeutigen Flüssigkeitstropfen erkennbar sind, bilden sich beim 10 °-Modell Flüssigkeitstropfen im Größenbereich von 0.07 mm bis 0.2 mm aus. Diese werden in der nachfolgenden [Abbildung 35](#) dargestellt.

Die Tropfen bilden sich über das Auflösen von Flüssigkeitsfäden. Durch das Ausschleudern von Flüssigkeit aus dem Feuersteg bilden sich sichelförmige Flüssigkeitsfäden zwischen Kolbenboden und Zylinderwand. Diese sind in [Abbildung 35](#) bei 10 ° KW v. OT deutlich erkennbar. Solche Arten von Flüssigkeitsfäden sind auch im 5 °-Modell erkennbar, lösen sich hier aber nicht in Tropfen auf. Im 10 °-Modell kommt es jedoch an drei Stellen zum Auflösen der sichelförmigen Flüssigkeitsfäden. Dadurch, dass sich im 10 °-Modell mehr sichelförmige Flüssigkeitsfäden bilden, ist es stochastisch erklärbar, dass im 10 °-Modell die Wahrscheinlichkeit einer Tropfenbildung aus Flüssigkeitsfäden größer ist als im 5 °-Modell. Dies erklärt die Bildung von Flüssigkeitstropfen im 10 °-Modell.

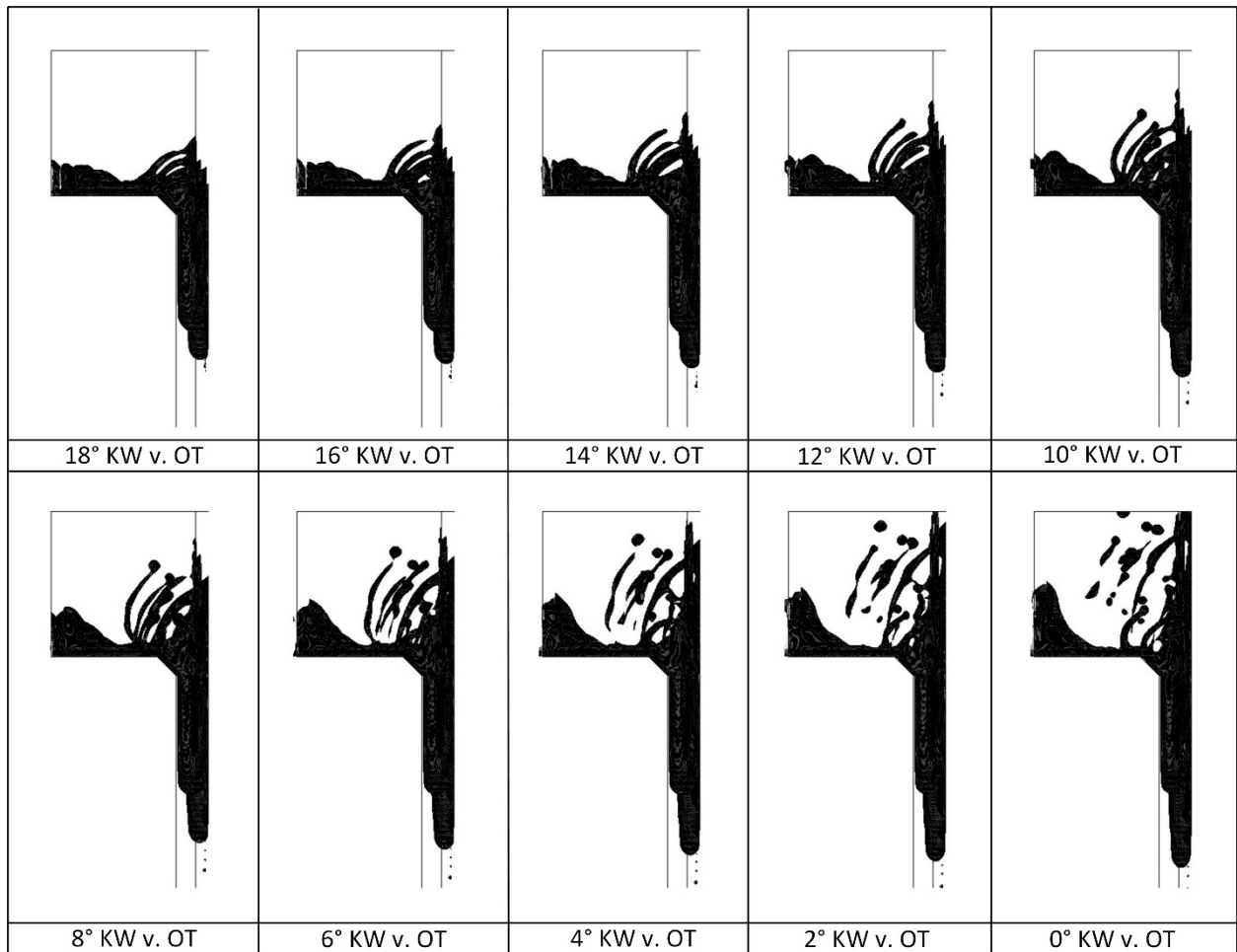


Abbildung 35: Darstellung der Tropfenbildung aus sichelförmigen Fäden in Ansicht Seite 1 als Isosurface

10.5. Verhalten bei reinem Ottokraftstoff

Nachfolgend werden die Ergebnisse von reinem Ottokraftstoff dargestellt und besprochen. Im Vergleich zu reinem Öl wird aufgrund der wesentlich unterschiedlicheren Verläufe der Oberflächenspannung sowie der Viskosität ein signifikant anderes Ergebnis erwartet.

In Abbildung 36 Teil 1–4 wird die Simulation in Schritten von 10° KW in den Ansichten Liner, Draufsicht und Schnitt bei 0.0 ° dargestellt.

Zu Beginn zeigt sich ein ähnliches Verhalten wie bei reinem Öl. Durch die Verzögerung des Kolbens bildet sich ein Wandfilm am Kolben aus. Auffällig ist, dass sich dieser wesentlich schneller aus dem Feuersteg in Richtung Kolbenboden bewegt. Der Wandfilm erreicht bereits bei 60 ° KW v. OT den Kolbenboden. Bei reinem Öl geschieht dies erst bei 20 ° KW v. OT. Ursache dafür ist die geringere Viskosität von Ottokraftstoff im Vergleich zu Öl. Dies begünstigt das Fließen des Ottokraftstoffes. Ottokraftstoff besitzt mit ca. 0.1 mPa s im Vergleich zu Öl mit ca. 0.8 mPa s bei 490 K eine signifikant geringere

Viskosität und somit eine begünstigte Fließeigenschaft. Dies erklärt, dass wesentlich größere Mengen Ottokraftstoff auf den Kolbenboden fließen als bei Öl.

Ab 50 ° KW v. OT beginnt sich der Ottokraftstoff aufzutürmen. Die Verzögerung des Kolbens ist dafür bereits ausreichend. Am Kolbenboden bilden sich, ident zu reinem Öl, Flüssigkeitshöfe. Diese sind bei reinem Ottokraftstoff kleiner und ihre Anzahl ist größer. Von diesen Flüssigkeitshöfen beginnen sich die Flüssigkeitsfäden auszubilden. Bei reinem Öl sind die Viskosität sowie die Oberflächenspannung höher, wodurch die Ausbildung von Flüssigkeitsfäden unterbunden wird.

Bei 20 ° KW v. OT ist in der Ansicht Schnitt ein Flüssigkeitsfaden im Winkel von ca. 45 ° zu sehen. Die Ausbildung in diesem Winkel kann durch die Kolbenfase beeinflusst werden. Die Kolbenfase gibt die Strömungsrichtung des Kraftstoffes über die Kolbenkante vor.

Mit steigender Verzögerung des Kolbens kommt es ab 10 ° KW v. OT zur Ausbildung von Tropfen aus den Flüssigkeitsfäden. Weiters wird ein Großteil des im Feuersteg verbliebenen Kraftstoffes aus dem Feuersteg ausgeschleudert.

Die Simulation mit reinem Ottokraftstoff zeigt aufgrund der veränderten Fluideigenschaften ein deutlich anderes Simulationsergebnis im Vergleich zu reinem Öl. Es kommt zu einer erheblichen Tropfenbildung, die sich bereits deutlich vor OT auszubilden beginnt. Der Unterschied in den Fluideigenschaften ist vor allem in der Oberflächenspannung und in der Viskosität zu finden. In Kapitel 5 wurde bereits auf den nichtlinearen Zusammenhang der Mischungsverhältnisse zu den Stoffgrößen eingegangen. Ein geringer Anteil von Ottokraftstoff im Öl führt zu einer deutlichen Absenkung der Oberflächenspannung und der Viskosität. Unter der Annahme, dass der größte Flüssigkeitsanteil im Feuersteg aus Öl besteht, wird in der nachfolgenden Simulation 25 mol% Ottokraftstoff gemischt mit Öl als Fluid im Feuersteg angenommen. Eine detaillierte Beschreibung erfolgt in Kapitel 10.6.

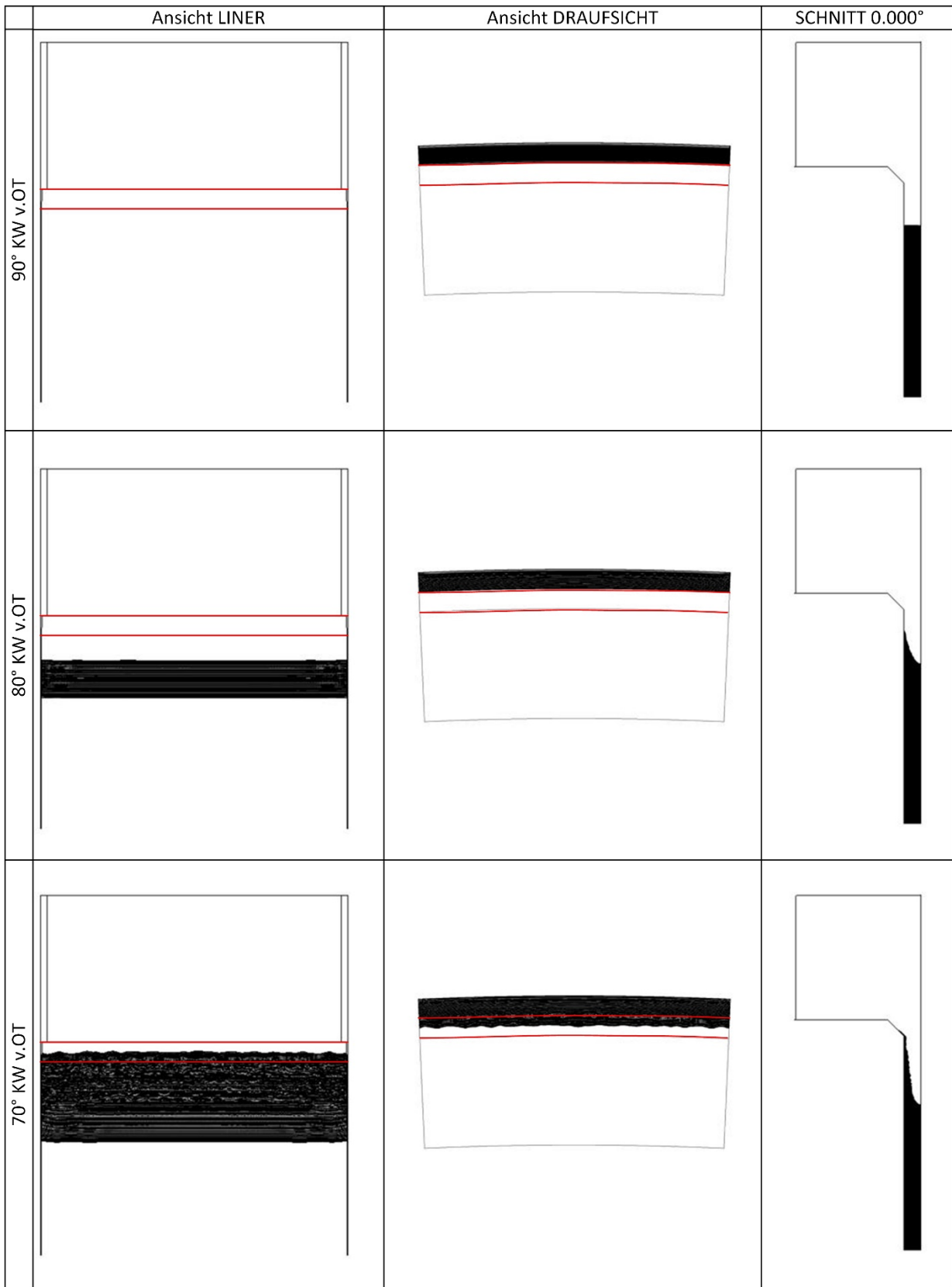


Abbildung 36 Teil 1: Darstellung: 100 % Ottokraftstoff, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

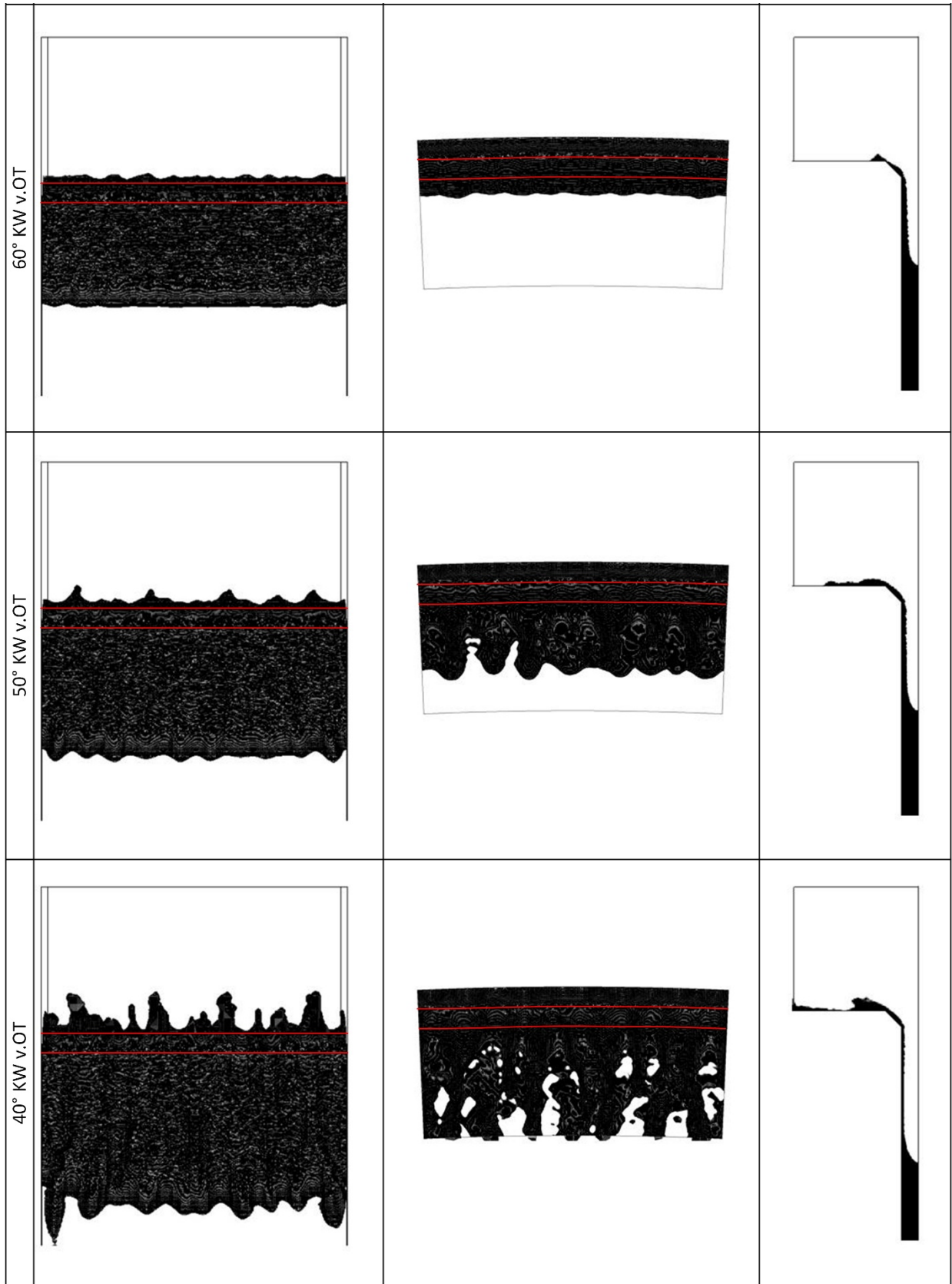


Abbildung 36 Teil 2: Darstellung: 100 % Ottokraftstoff, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

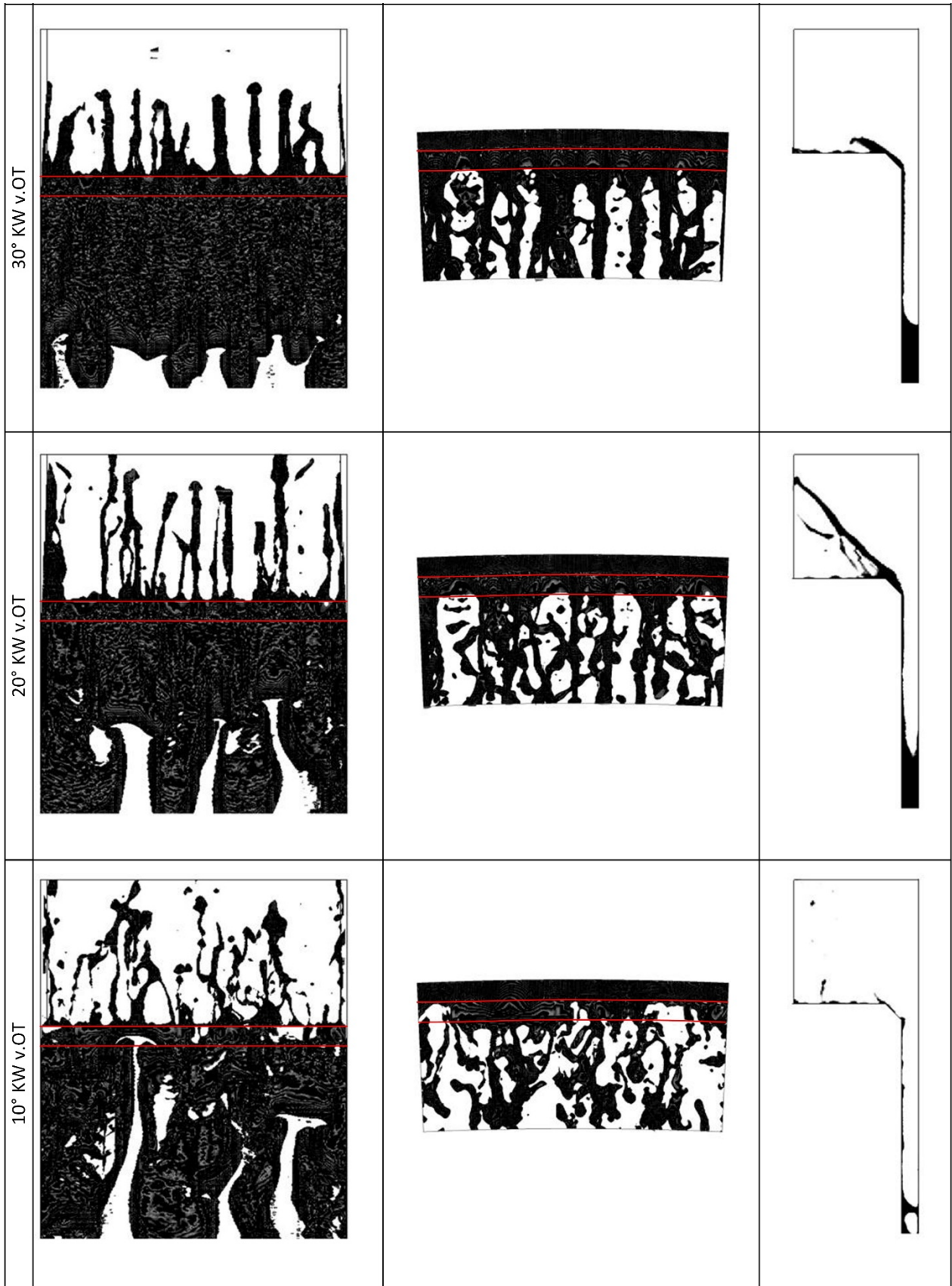


Abbildung 36 Teil 3: Darstellung: 100 % Ottokraftstoff, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

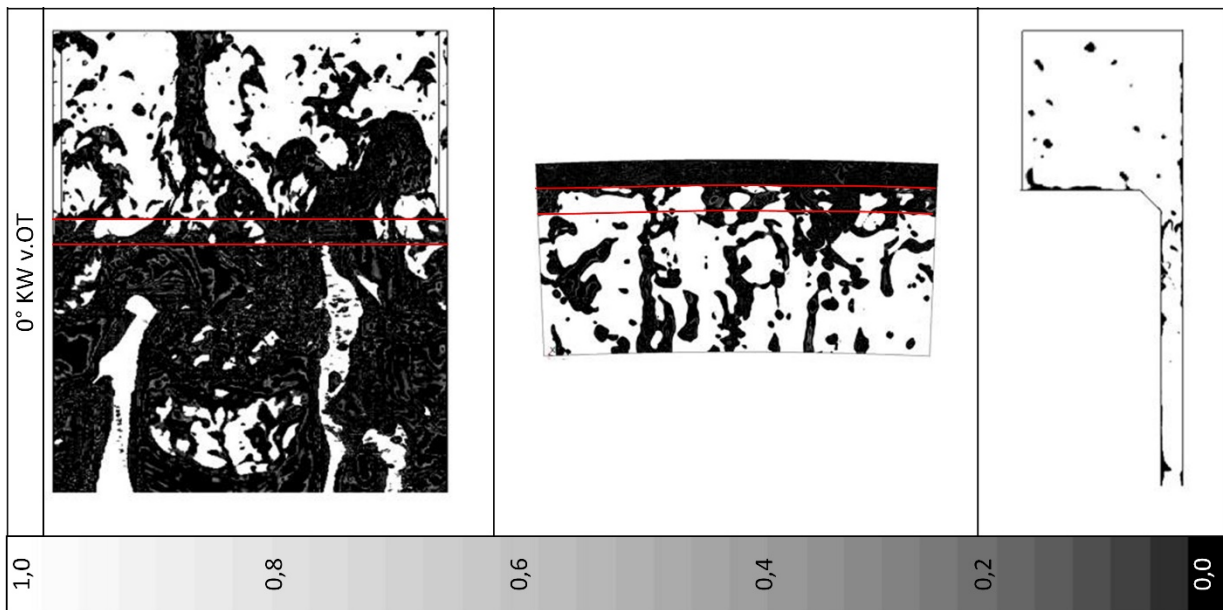


Abbildung 36 Teil 4: Darstellung: 100% Ottokraftstoff, Kontaktwinkel 20 °, 100% Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0 ° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

10.6. Auswirkung von Ottokraftstoff im Öl

Aus der Simulation mit reinem Öl und reinem Kraftstoff kann gefolgert werden, dass sich mit Abnahme der Viskosität die Ablöse neigung von Flüssigkeit am Feuersteg signifikant erhöht. Weiterhin beginnt die Flüssigkeit früher, aus dem Feuersteg auf den Kolbenboden zu fließen.

Unter der Annahme, dass sich hauptsächlich Öl im Feuersteg befindet und sich über den Einspritzvorgang langsam Ottokraftstoff im Feuersteg ansammelt, verändern sich die Stoffwerte, vor allem die Viskosität und die Oberflächenspannung, bis es zu einer Tropfenablösung kommt.

In dieser Simulation wird 25 mol% Ottokraftstoff dem Öl hinzugefügt. Dies entspricht einem Massenanteil von ca. 11 % Ottokraftstoff. Die Stoffparameter der Mischungen sind nicht linear zum Stoffanteil. Dies führt zu einer Absenkung der Viskosität um 42 % sowie zu einer Reduktion der Oberflächenspannung um 17 % im Vergleich zu Öl.

In den Abbildungen 37 Teil 1–4 werden die Simulationsergebnisse in den Ansichten Liner, Draufsicht sowie Schnitt bei 0.0 ° alle 10 ° KW dargestellt. Zu Beginn ähnelt die Simulation jener der Reinstoffe. Ab ca. 60 ° KW v. OT beginnt sich ein Wandfilm am Kolben auszubilden.

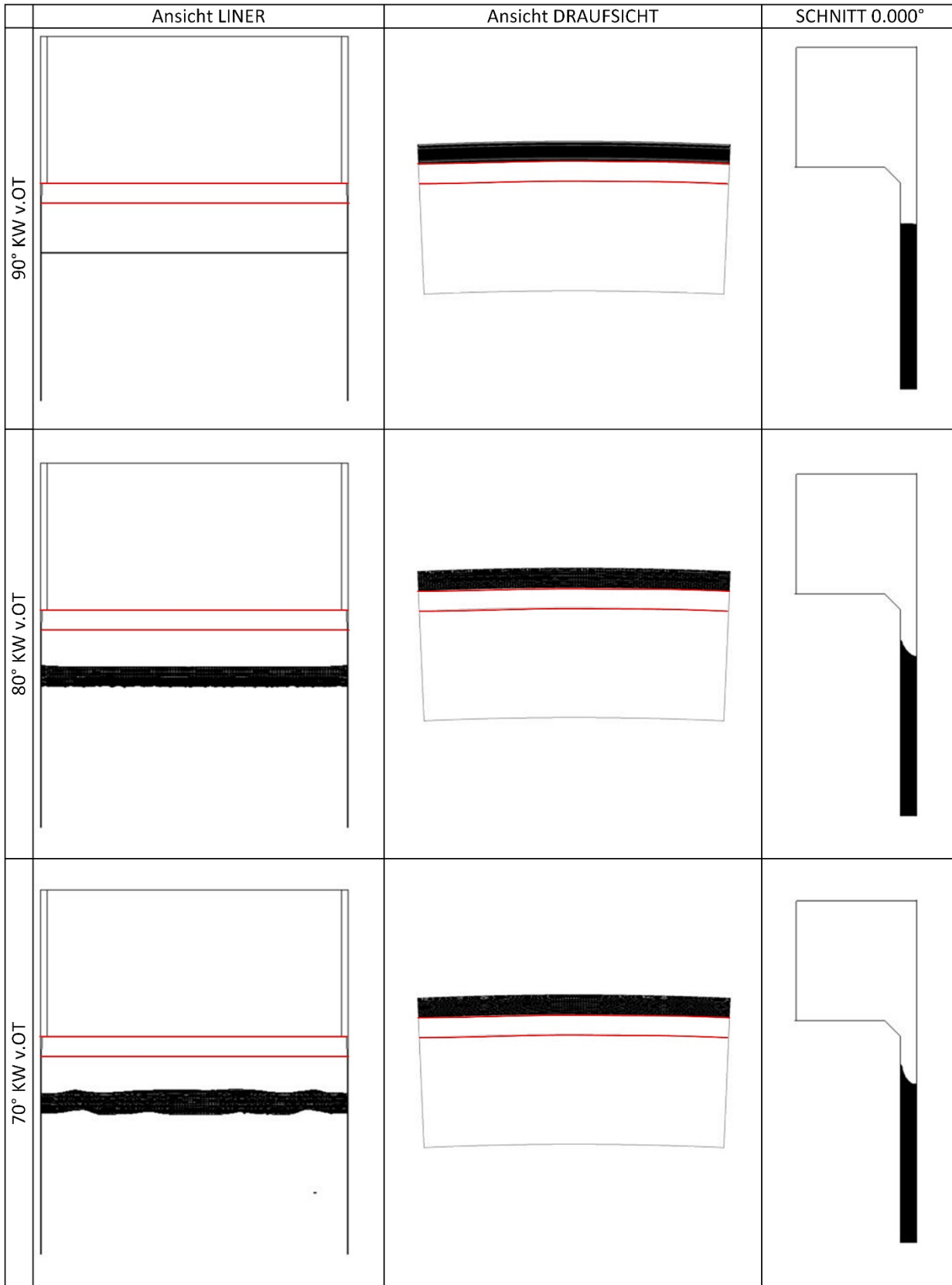


Abbildung 37 Teil 1: Darstellung: 75 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

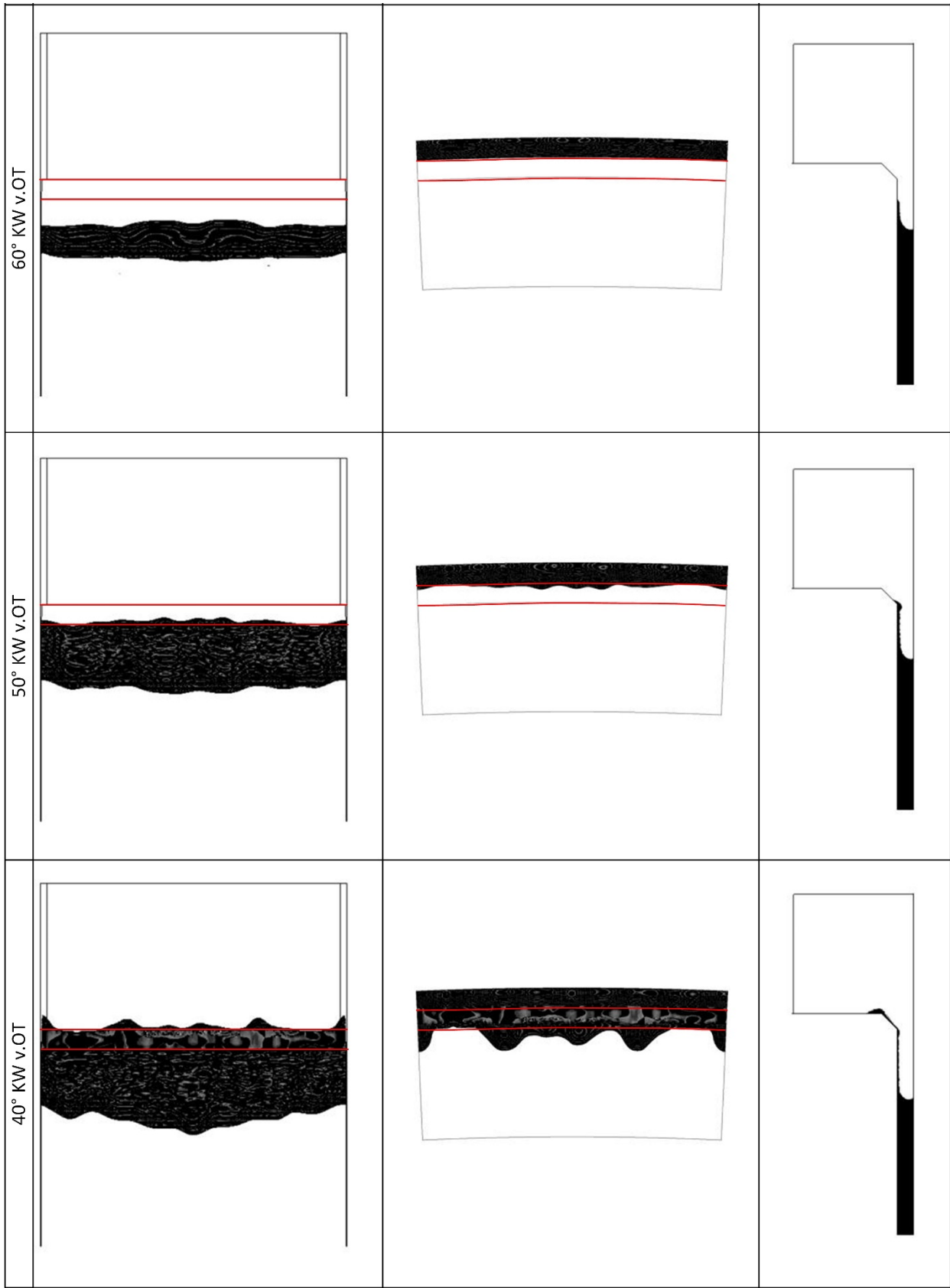


Abbildung 37 Teil 2: Darstellung: 75 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)



Abbildung 37 Teil 3: Darstellung: 75 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

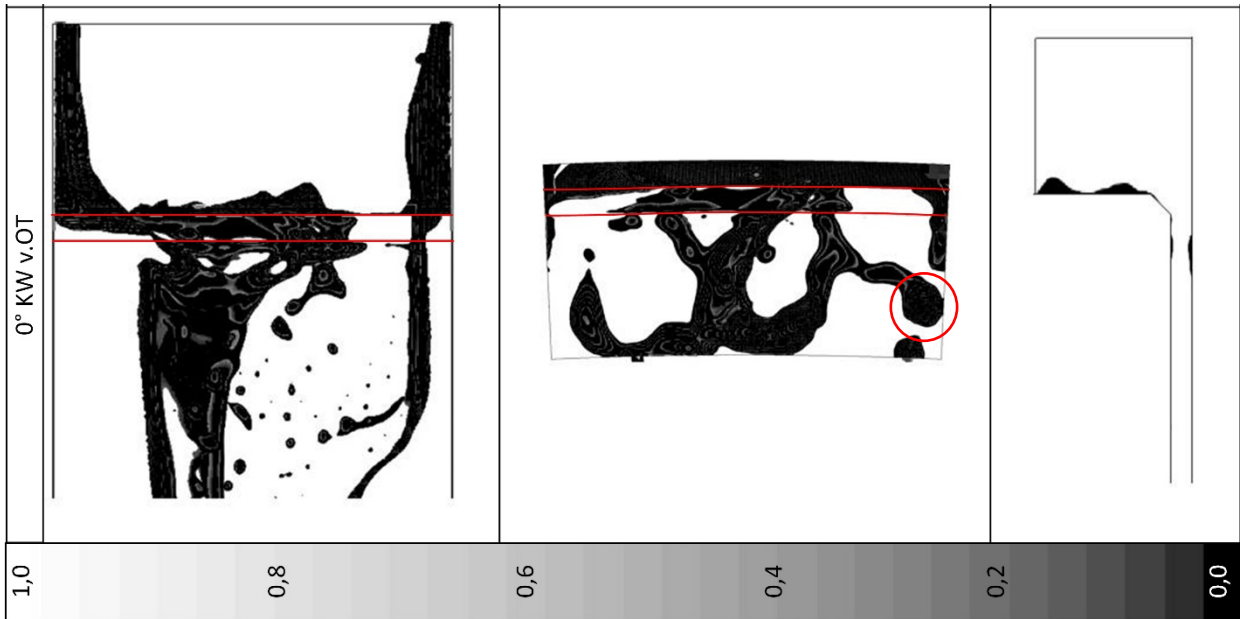


Abbildung 37 Teil 4: Darstellung: 75 % Öl, Kontaktwinkel 20° , 100 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface, Draufsicht – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Im Vergleich geschieht dies 10° KW früher als bei reinem Öl und ca. 20° KW später als bei reinem Ottokraftstoff. Dieses Verhalten spiegelt die unterschiedlichen Stoffgrößen wider.

Die Flüssigkeit aus dem Feuersteg erreicht bei ca. 40° KW v. OT den Kolbenboden. Die auf den Kolbenboden fließende Flüssigkeit bildet wiederum Flüssigkeitshöfe aus. In diesen Flüssigkeitshöfen sammelt sich die hochfließende Flüssigkeit. Zu beobachten ist, dass es zu einem schnelleren Hochsteigen der Flüssigkeit kommt als bei reinem Öl. In dieser Simulation kommt es zum Ausbilden eines Flüssigkeitsfadens am Kolbenboden (Abbildung 37 Teil 4 Roter Kreis), der sich in Tropfen auflöst. Ein weiterer Flüssigkeitsfaden kann nicht beobachtet werden.

Bei ausreichender negativer Beschleunigung (ca. 1700m/s^2) kommt es, wie bei reinem Öl, zum Ausbilden von Flüssigkeitstaschen. Zudem kommt es an den Modellgrenzen, die die Fortsetzung des Segmentes darstellen, zum Ausbilden von Flüssigkeitssträngen an der Zylinderwand.

Die beobachtete Tropfenablösung wird in [Abbildung 38](#) detaillierter dargestellt. Beginn der Darstellung ist der Beginn der Ausbildung des Flüssigkeitsfadens, der sich in mehrere Tropfen auflöst. Dieses Verhalten ist ab ca. 16° KW v. OT zu sehen. Zu diesem Zeitpunkt ist bereits ein erheblicher Massenanteil der initialen Füllungsmasse auf den Kolbenboden getreten. Von dort beginnt sich der Flüssigkeitsfaden aufgrund der zunehmenden negativen Beschleunigungen auszubilden. Dies beginnt bei ca. $12,5^\circ$ KW v. OT und erreicht sein Maximum bei ca. 6° KW v. OT.

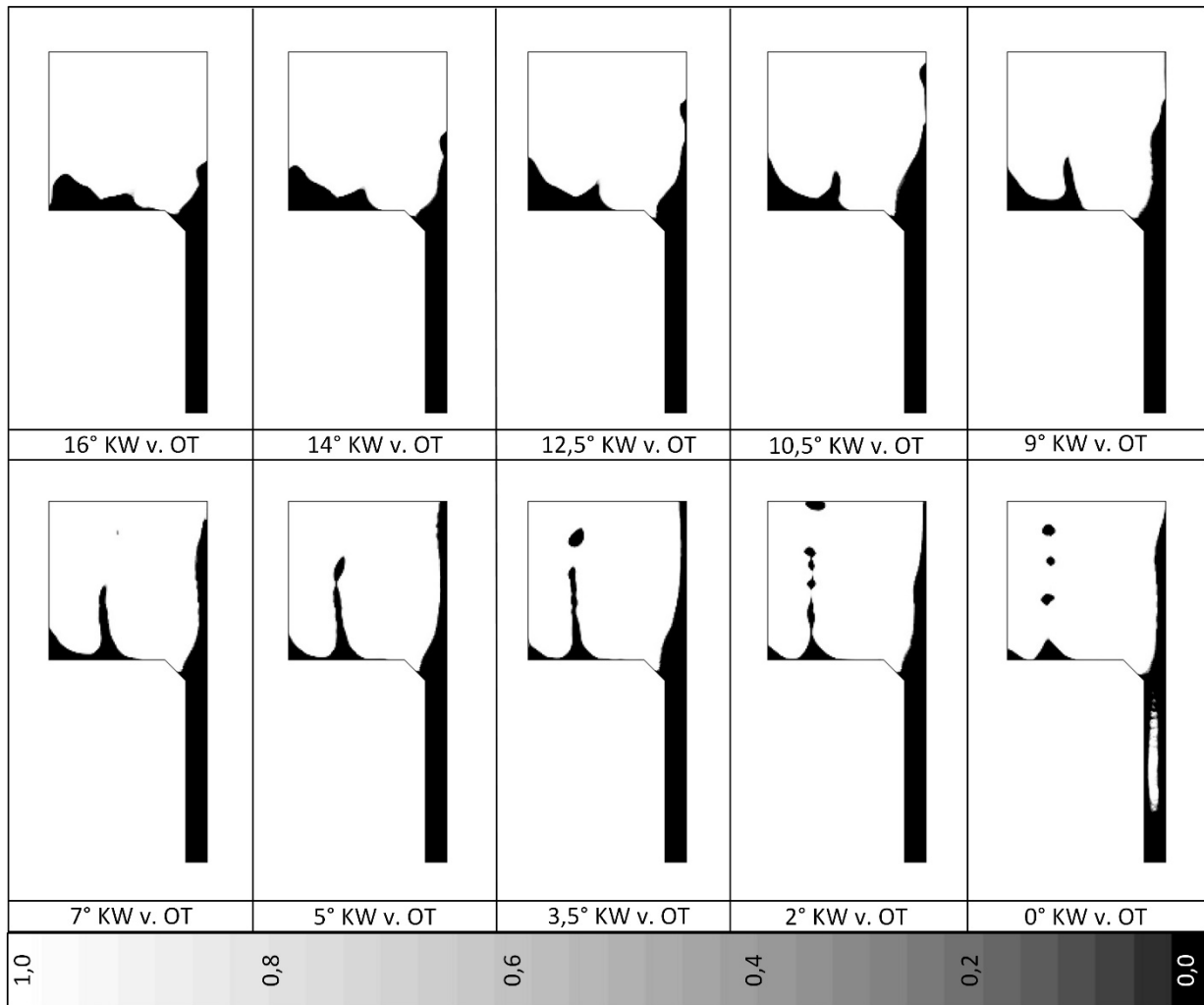


Abbildung 38 Tropfenablösung als Volume Fraction (0 – Flüssigkeit / 1 - Luft) bei 75 mol% Öl ab 16° KW v. OT

Bei diesem Maximum ergibt sich eine maximale Fadenlänge von ca. 0.95 mm. Ab diesem Zeitpunkt beginnt sich der Flüssigkeitsfaden in Tropfen aufzulösen. Der erste abgelöste Tropfen hat einen mittleren Durchmesser von ca. 0.17 mm. Die Ablösung dieses Tropfens erfolgt bei ca. 3.5 ° KW v. OT. Bei 2 ° KW v. OT beginnt sich der restliche Flüssigkeitsfaden in Tropfen aufzulösen. Diese Auflösung ist bei 0 ° KW v. OT abgeschlossen. Die mittlere Größe der drei Tropfen bei 0° KW v. OT liegt zwischen 0.09 mm und 0.115 mm und ist somit geringer als beim ersten Tropfen aus diesem Flüssigkeitsfaden.

Diese abgelösten Tropfen können die Ursache für eine Vorentflammung im Folgezyklus sein. Um die Kinematik dieser Tropfen besser einschätzen zu können, wird in [Abbildung 39](#) das Geschwindigkeitsfeld dieser Tropfen im Schnitt -2.1875 ° dargestellt. Die Darstellung erfolgt bei 0 ° KW v. OT. Die Kolbengeschwindigkeit ist hierbei 0 m/s. Somit ist die Relativgeschwindigkeit gleich der Absolutgeschwindigkeit. Das Geschwindigkeitsfeld ist hierbei auf die Flüssigphase begrenzt.

Die Vektorspots entsprechen den drei Tropfen aus der Abbildung 38 bei 0 ° KW v. OT. Die Geschwindigkeit der Tropfen liegt hierbei zwischen 1 und 2 m/s. Der zuerst abgelöste Tropfen aus Abbildung 38 bei 3.5 ° KW v. OT hatte eine Geschwindigkeit von ca. 2 m/s relativ zur Kolbengeschwindigkeit.

Abschließend muss auf den Ablösezeitpunkt der Tropfen hingewiesen werden. Diese lösen sich erst kurz vor OT vom Kolben ab, was tendenziell zu spät ist, um eine Vorentflammung im betrachteten Zyklus auszulösen. Jedoch hat diese Simulation deutlich gezeigt, dass eine geringe Menge an Ottokraftstoff im Öl einen entscheidenden Einfluss auf die Tropfenablösung hat. Eine weitere geringfügige Erhöhung des Ottokraftstoffanteiles kann die Tropfenablösung weiter nach vor OT verschieben. Zudem muss berücksichtigt werden, dass abgelöste Tropfen während des Ladungswechsels im Zylinder verbleiben können und im Folgezyklus eine Vorentflammung auslösen. Dieses Verhalten erklärt auch, dass eine initiale Vorentflammung meistens eine Reihe von Vorentflammungen triggert.

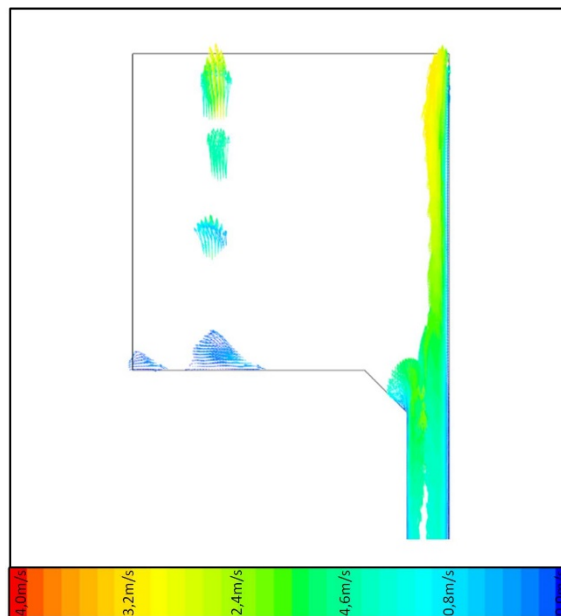


Abbildung 39: Tropfengeschwindigkeit aus bei 75 mol% Öl

10.7. Auswirkung der Füllhöhe

Diese Simulation beschäftigt sich mit der Auswirkung unterschiedlicher Füllhöhen des Feuersteges. Hierbei werden die Füllhöhen 100 % und 50 % bei Öl und einem Kontaktwinkel von 20 ° verglichen. Es wird angenommen, dass größere Füllhöhen die Tropfenablösung fördern, jedoch ist nicht bekannt, in welchem Bereich eine kritische Füllhöhe liegt. Die kritische Füllhöhe wird als Höhe definiert, in der sich erstmals Tropfen ablösen. Die Simulationsergebnisse werden in Abbildung 40 Teil 1–5 dargestellt.

In der Darstellung ist deutlich der unterschiedliche Füllstand des Feuersteges zu erkennen. Zu Beginn der Simulation stellen sich wiederum die Strömungsverhältnisse ein. Ab 60 ° KW v. OT beginnt in beiden Simulationen die Ausbildung eines Wandfilmes. Hier sind beide Simulationen, abgesehen vom unterschiedlichen Flüssigkeitsniveau, ident. Durch die unterschiedlichen Füllhöhen unterscheidet sich die Dauer bis zum Erreichen des Kolbenbodens. Bei 100 % Füllhöhe erreicht der Wandfilm, wie bereits bekannt, bei 40 ° KW v. OT den Kolbenboden. Bei 50 % Füllhöhe wird der Kolbenboden vom Wandfilm erst bei ca. 15 ° KW v. OT erreicht. Daraus resultiert eine geringere Menge an Flüssigkeit am Kolbenboden im Vergleich zu 100 % Füllhöhe. Die größte Menge an Flüssigkeit verlässt die Simulation mit niedrigerem Füllstand erst am Ende der Simulation durch die größere Verzögerung des Kolbens am Simulationende. Dies kann auch bei 100 % Füllstand beobachtet werden, jedoch ist hier bereits eine wesentlich größere Menge an Flüssigkeit auf den Kolbenboden getreten.

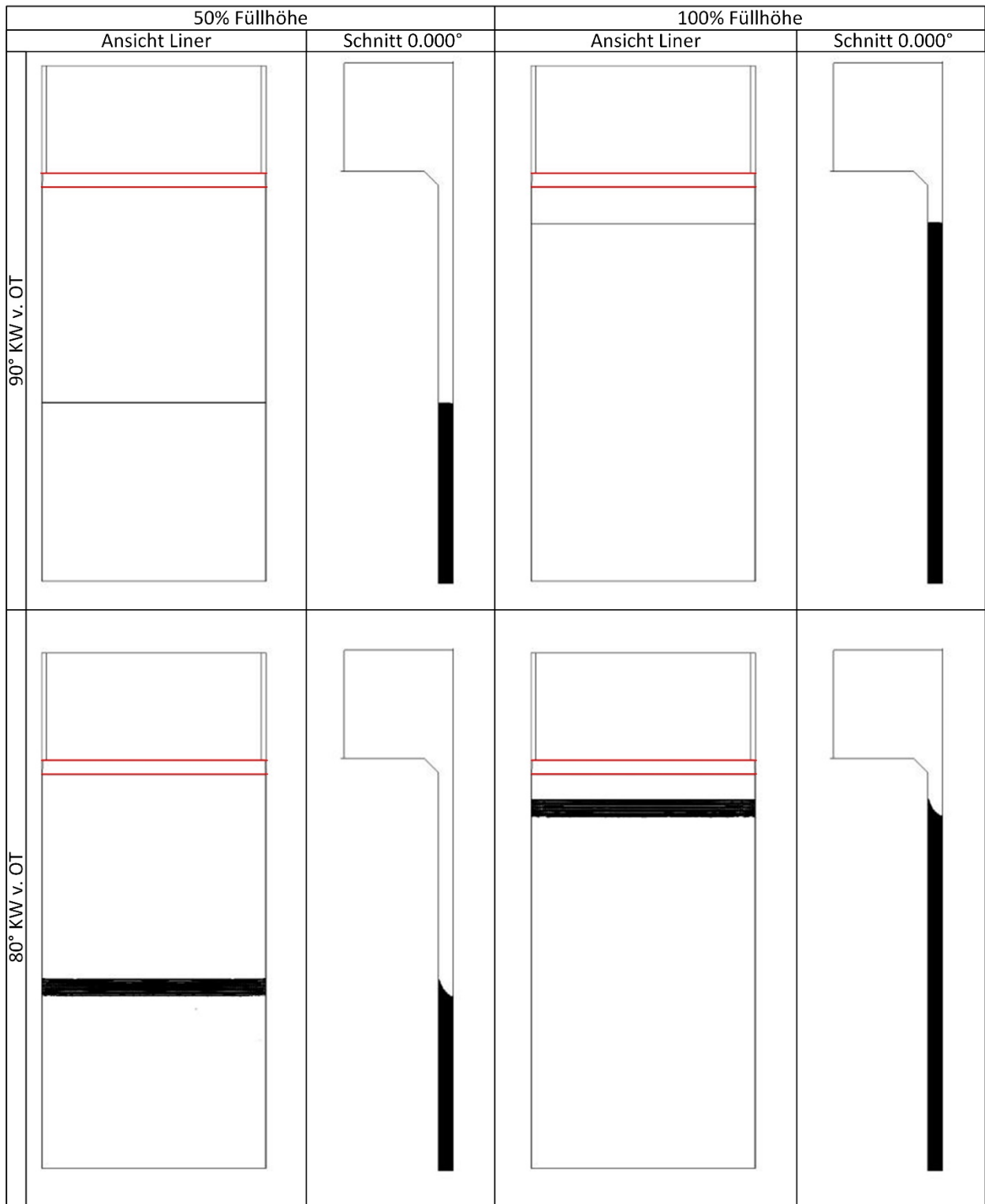


Abbildung 40 Teil 1: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 %/50 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Iso-surface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
 The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

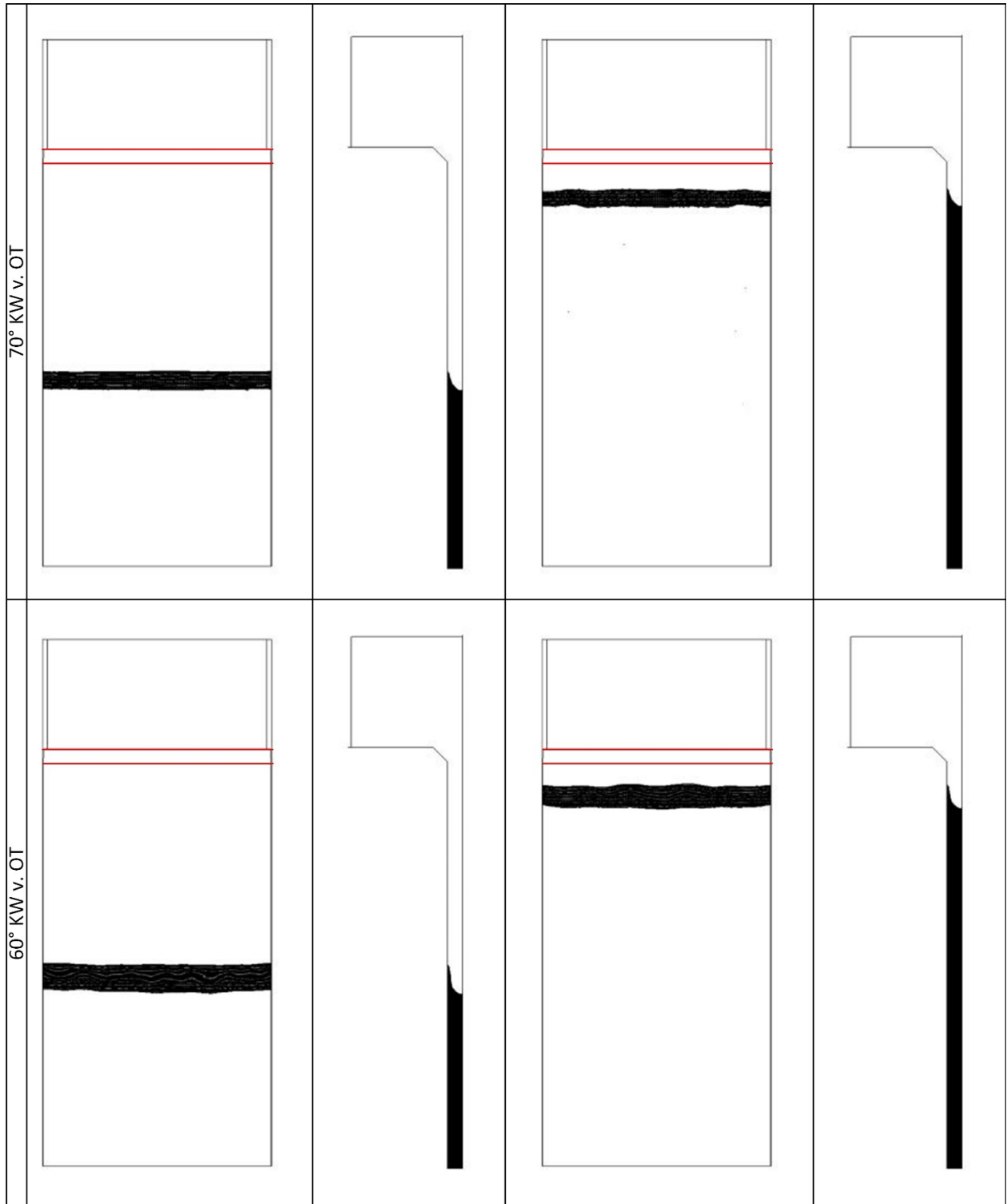


Abbildung 40 Teil 2: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 %/50 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

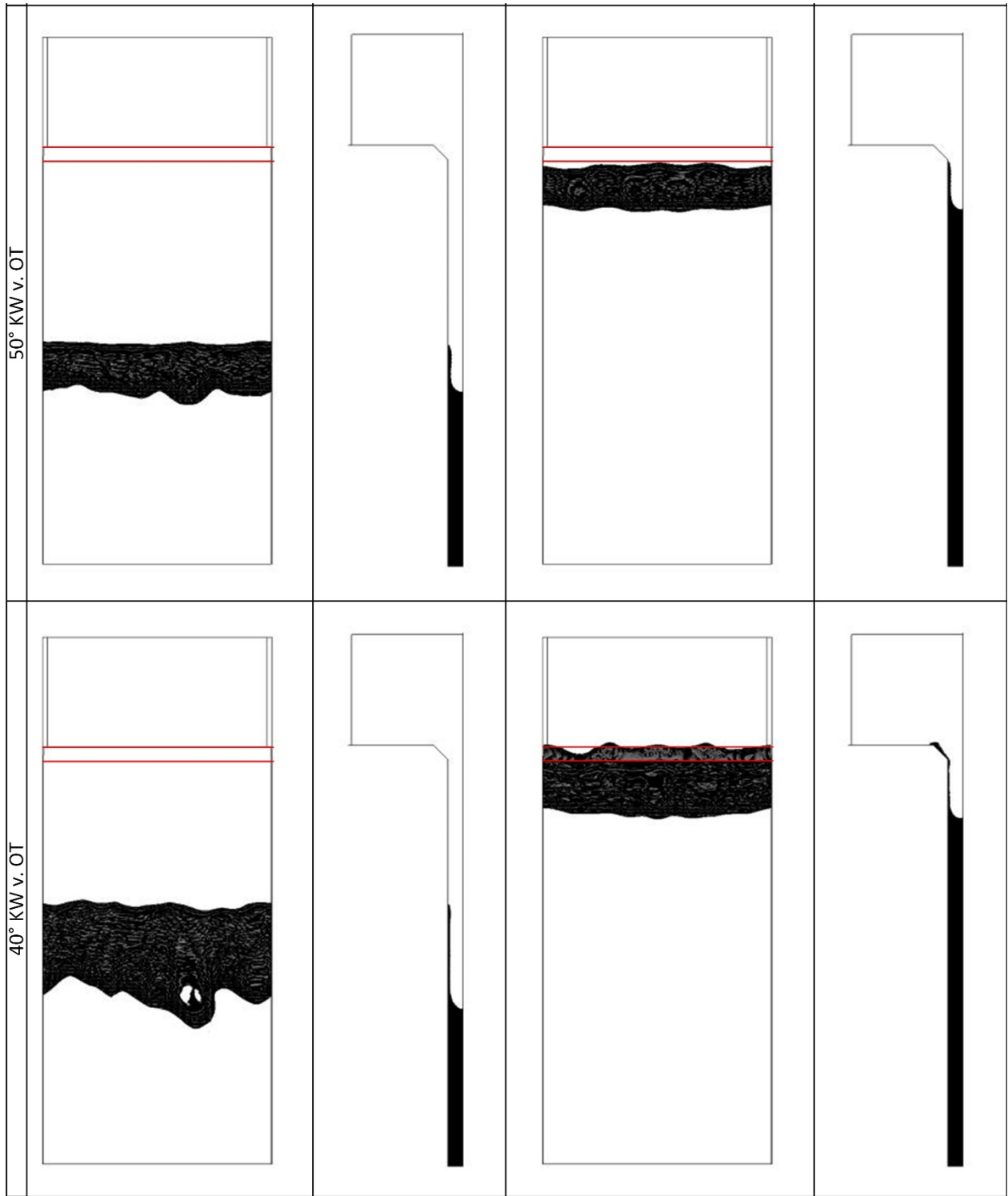


Abbildung 40 Teil 3: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 %/50 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.



Abbildung 40 Teil 4: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, 100 %/50 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Isosurface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

Die approbierte gedruckte Originalversion dieser Diplomarbeit ist an der TU Wien Bibliothek verfügbar.
The approved original version of this thesis is available in print at TU Wien Bibliothek.

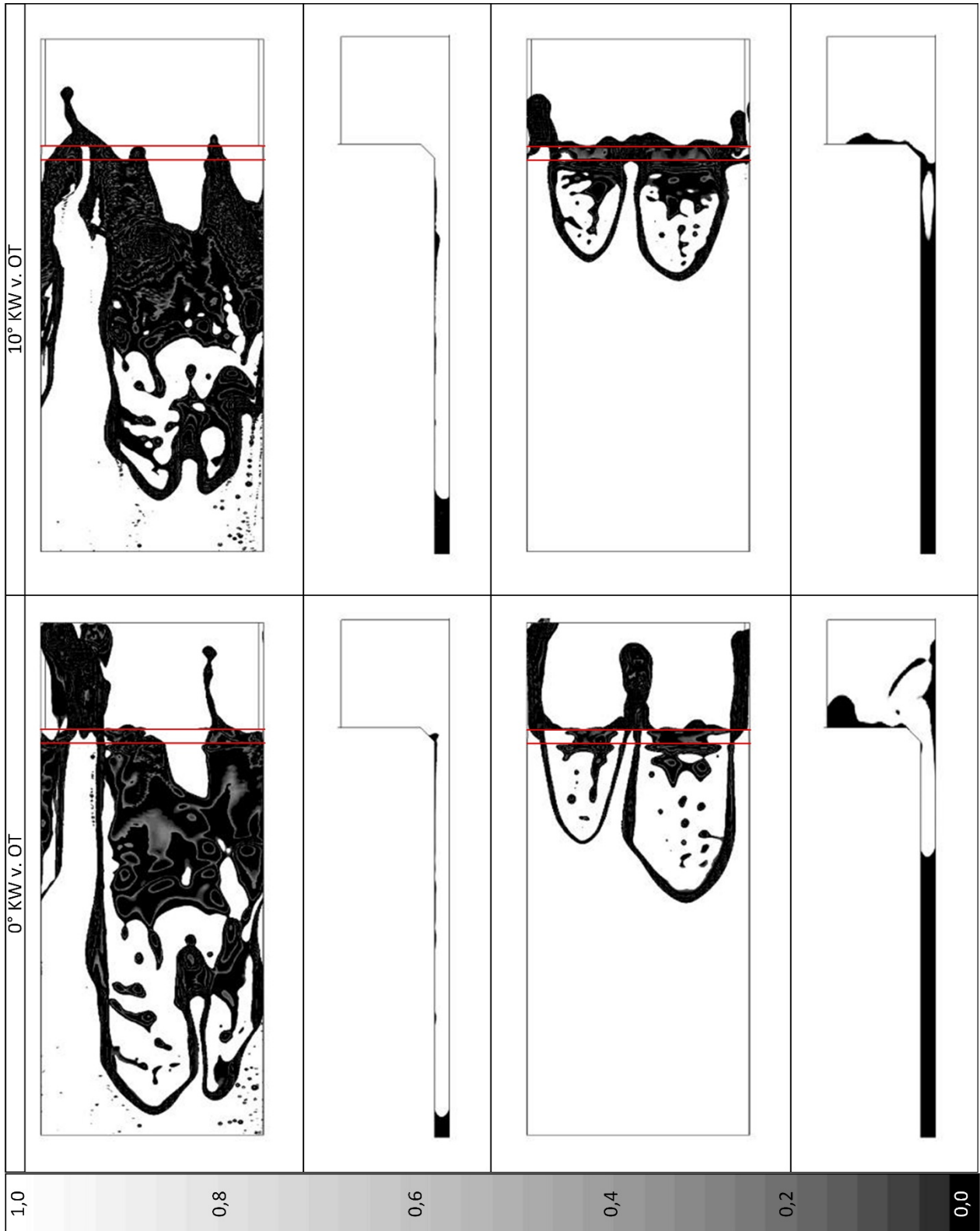


Abbildung 40 Teil 5: Darstellung: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20° , 100 %/50 % Füllhöhe. Ansicht Liner – Iso-surface und Schnitt 0.0° Volume Fraction (0 - Flüssigkeit/1 - Luft)

In Abbildung 41 kann die Ausbildung eines Flüssigkeitsfadens an der Kolbenfase erkannt werden. Die Bildung geschieht direkt an der Kolbenfase an zwei unterschiedlichen Stellen. Aufgrund des geringen Füllstandes des Feuersteges kommt es zu keiner vorherigen Benetzung des Kolbenbodens bzw. der Kolbenfase. Weiters erreicht der Wandfilm später die Kolbenfase als bei 100 % Füllhöhe. Dies sind Faktoren, die das Ablösen an der Kolbenfase beeinflussen. Der erste Flüssigkeitsfaden löst sich bei 2 ° KW v. OT ab. Der zweite löst sich nicht vor OT ab. Weiters zeigt sich, dass die Kolbenfase eine Rolle bei der Tropfenablösung spielt.

Durch die Untersuchung von zwei Füllhöhen kann auf eine kritische Füllstandhöhe des Feuersteges rückgeschlossen werden. Bei 50 % zeigen sich Tropfen und Bildungsmechanismen, die bei 100 % Füllhöhe nicht beobachtet werden können. Dies führt zur Erkenntnis, dass geringere Füllhöhen ebenfalls kritisch bezüglich einer Tropfenablösung betrachtet werden müssen. Um detailliertere Aussagen über eine kritische Füllhöhe treffen zu können, müssen mindestens zwei weitere Füllhöhen analysiert werden.

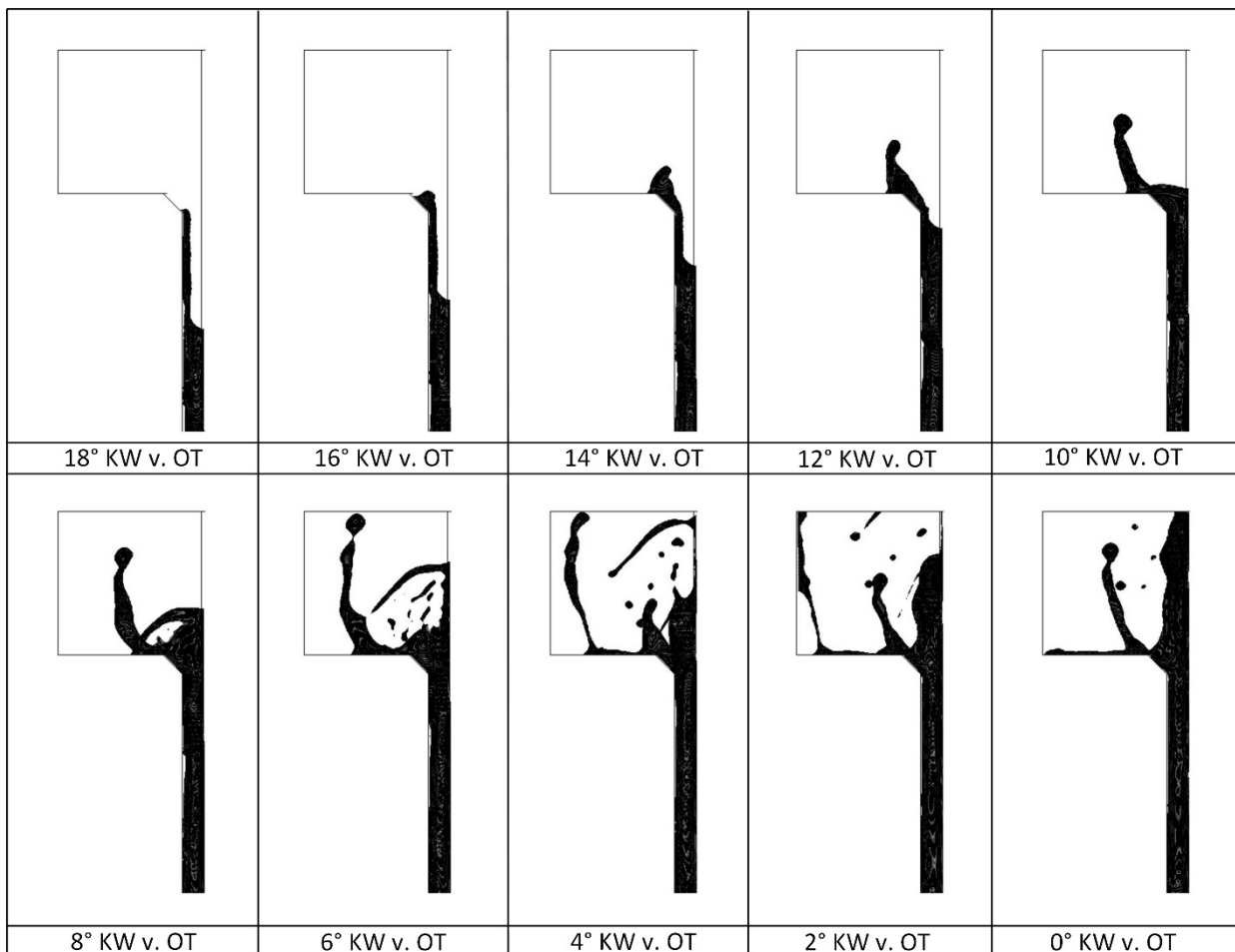


Abbildung 41: 100 % Öl, Kontaktwinkel 20 °, Füllhöhe 50 %, Darstellung der Ausbildung von Flüssigkeitsfäden an der Kolbenfase ab 18 ° KW v. OT in der Ansicht Seite

11. Diskussion und Interpretation der Ergebnisse

Die in Kapitel 10 dargestellten und beschriebenen Simulationsergebnisse werden nachfolgend einer ausführlichen Diskussion unterzogen und mit Ergebnissen der Literatur sowie mit Ergebnissen analytischer Berechnungsmethoden verglichen. Weiters wird versucht, das Verhalten der Flüssigkeit zu erklären.

In den Simulationen ist ab ca. 60 ° KW v. OT die Ausbildung einer wellenförmigen Oberfläche zu sehen, die ihre Amplitude mit fortlaufender Simulation vergrößert. Bei reinem Ottokraftstoff kann eine höhere Wellenzahl ermittelt werden als bei Öl. Die Ursache dieser Wellen kann in einer instabilen Grenzfläche gefunden werden. Aufgrund dessen, dass der Kolben verzögert wird, liegt ein Fluid mit höherer Dichte auf einem Fluid mit niedrigerer Dichte. Äußere Störeinflüsse, wie z. B. eine bewegte Zylinderwand, führen zu einer wellenförmigen Ausbildung an der Grenzfläche der Fluide. Dieses Verhalten kann über die Rayleigh-Taylor-Instabilität beschrieben werden. Das Rayleigh-Taylor-Instabilitätsmodell ist ein Wellenmodell, in dem der Zusammenhang der Oberflächenspannung, der Dichte der Flüssigphase, deren Beschleunigung sowie der Wellenzahl beschrieben wird. Die mathematische Formulierung der Wellenzahl wird in Gleichung 36 nach Sazhin [33] dargestellt. [33]

$$\Lambda_{RT} = 2\pi \sqrt{\frac{3\sigma}{a\rho_l}} \quad (\text{Gleichung 36})$$

σ ... Oberflächenspannung

ρ_l ... Dichte der Flüssigphase

a ... Beschleunigung

Λ_{RT} ... Wellenzahl

Die ausgebildeten Wellen an der instabilen Grenzfläche sind weiters Ursache für Flüssigkeitsstränge an der Zylinderwand und somit auch Ursache für die ausgebildeten sichelförmigen Flüssigkeitsfäden bei Öl.

In Gleichung 36 wird eine erweiterte Variante des Rayleigh-Taylor-Instabilitätsmodelles beschrieben. Im ursprünglichen Modell wurde der Einfluss der Oberflächenspannung vernachlässigt. Die Viskosität bleibt weiter unberücksichtigt, was jedoch nach Sazhin [33] für die meisten instabilen Oberflächen zulässig ist. [33]

Aus den Simulationen bei reinem Öl und reinem Kraftstoff kann eine Wellenzahl von 1277 1/m für Öl und 3192 1/m für Ottokraftstoff ermittelt werden. Über die Gleichung 36 lassen sich (Beschleunigung bei 30 ° KW v. OT, Fluidtemperatur bei 600 K, $\sigma_{S_öl} = 0.0162 \text{ N/m}$, $\sigma_{S_otto} = 0.000981 \text{ N/m}$, $a = 1829 \text{ m/s}^2$) die Wellenzahlen von Ottokraftstoff (3340 1/m) und Öl (892 1/m) abschätzen. Die Wellenzahl in der Simulation sowie die in der

Abschätzung mittels des Rayleigh-Taylor-Instabilitätsmodelles weichen bei Ottokraftstoff nur gering voneinander ab. Für Öl hingegen ist die Abweichung signifikant größer. Hier können die veränderliche Beschleunigung bzw. die vernachlässigte Viskosität größeren Einfluss haben als bei Ottokraftstoff.

Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit ist es, die abgelösten Tropfen am Feuersteg auf ihr Potential der Selbstentzündung zu überprüfen. In der nachfolgenden Tabelle 5 werden die Ablösegeschwindigkeiten sowie die Größe der Tropfen in den Simulationen aufgelistet.

Tabelle 4: Auflistung der mittleren Geschwindigkeiten und der mittleren Tropfengrößen aus den Simulationen bei OT

<i>Simulation</i>	mittlere Tropfengröße [mm]	mittlere Tropfengeschwindigkeit [m/s]
<i>Öl</i>	keine Tropfen	keine Tropfen
<i>Kraftstoff</i>	0.060-0.100	1.2-2.0
<i>Kraftstoff im Öl</i>	0.090-0.120	1.0-2.0
<i>Kontaktwinkel</i>	keine Tropfen	keine Tropfen
<i>Füllhöhe</i>	0.060-0.200	1.0-2.0
<i>Modellgröße</i>	0.070-0.200	1.0-2.0

Bei zwei Simulationen wurden keine Tropfenablösungen beobachtet. Für die verbleibenden Simulationen kann der Einfluss der Oberflächenspannung beobachtet werden. Die Oberflächenspannung beeinflusst die Tropfengröße maßgeblich. Bei geringerer Oberflächenspannung verringert sich die maximale Tropfengröße.

In Tabelle 5 zeigt sich weiters die Auflösungsgrenze des Modelles bei den minimalen Tropfengrößen. Diese befinden sich in der gleichen Größenordnung. Wird im Simulationsmodell die Base-Size in der Fluiddomäne verringert, können Tropfen mit kleineren Durchmessern besser dargestellt werden. Dies würde vor allem die Simulation mit Ottokraftstoff beeinflussen.

Eine analytische Abschätzung der Tropfengrößen ist aufgrund der Tropfendynamik schwer durchführbar. Um die Tropfengröße in Relation zu den realen Bedingungen setzen zu können, wird auf experimentelle Ergebnisse von Tanaka [4,5] eingegangen. Tanaka [4,5] hat die Tropfenbildung von Öl experimentell untersucht. Dabei wurde der Versuchsmotor kalt bei 1800 min^{-1} geschleppt. Die beobachteten Tropfengrößen liegen hier zwischen 0.1 und 0.3 mm, wobei auch hier auf ein Auflösungsproblem hingewiesen wird, das kleinere Tropfen schwer darstellbar macht. Unter Berücksichtigung des Temperaturunterschiedes, der Auswirkungen auf die Stoffparameter hat, befinden sich die Tropfengrößen in derselben Größenordnung wie in der Simulation.

Die Geschwindigkeit der beobachteten Tropfen aus Öl von Tanaka [4,5] liegt mit 0.5 bis 0.9 m/s bei geringeren Werten als in der Simulation. Eine mögliche Ursache dafür ist die geringere Betriebsdrehzahl von 1800 min^{-1} im Vergleich zu 2000 min^{-1} bei den Simulationen in dieser Arbeit. Weiters muss berücksichtigt werden, dass die Geometrie des Feuersteiges von Tanaka [4,5] nicht näher beschrieben ist.

Damit ein Flüssigkeitstropfen die Zylinderladung entzünden kann und somit eine Vorentflammung auslöst, muss genügend chemische Energie im Tropfen vorhanden sein, um die Zündenergie der Zylinderladung zu überwinden. Für ideale stöchiometrische Gemische reicht eine Zündenergie von weniger als 1 mJ aus. Um lokale Schwankungen im Gemisch zu kompensieren, sind ca. 3 mJ an Zündenergie erforderlich. Moderne Zündanlagen liefern ca. 40 mJ an Zündenergie, um eine Zündung sicherzustellen. [9]

Der benötigte Tropfendurchmesser, der ausreichend Zündenergie für eine Entzündung der Zylinderladung liefert, kann über den Heizwert des Tropfens abgeschätzt werden. Angenommen wird ein kugelförmiger Tropfen. Der Heizwert für Kohlenwasserstoffe liegt nach van Basshuysen [9] zwischen 40 MJ/kg und 55 MJ/kg und wird konservativ mit 40 MJ/kg abgeschätzt. Die benötigte Zündenergie wird mit 20 mJ angenommen. Der Mindestdurchmesser der Tropfen kann mit Gleichung 37 abgeschätzt werden.

$$d_{min} = \sqrt[3]{\frac{6 E_Z}{\pi \rho H_u}} \quad (\text{Gleichung 37})$$

d_{min} ... Mindestdurchmesser Tropfen
 ρ ... Dichte Tropfen

E_Z ... Zündenergie
 H_u ... unterer Heizwert

Für Öl ergibt sich ein Mindestdurchmesser von 0.105 mm. Bei Ottokraftstoff liegt dieser durch die niedrigere Dichte bei 0.110 mm. Die Simulation mit reinem Öl bringt Tropfendurchmesser hervor, die den Mindestdurchmesser überschreiten und ausreichend Zündenergie für eine Zündung der Zylinderladung liefern. Bei Tropfen aus Ottokraftstoff kann unter der angenommenen Mindestzündenergie nicht von einer Zündung der Zylinderladung ausgegangen werden. Berücksichtigt werden muss jedoch, dass die theoretische Mindestzündenergie bei ca. 3 mJ liegt. Die realen Bedingungen im Brennraum erhöhen diese signifikant, sie kann jedoch unter der angenommenen Mindestzündenergie liegen. Ein Ausschluss von Tropfen aus Ottokraftstoff als Ursache der Vorentflammung kann somit nicht direkt erfolgen.

Neben dem Mindestdurchmesser eines Tropfens, um die benötigte Zündenergie zur Zündung der Zylinderladung zu liefern, ist zudem der maximale Tropfendurchmesser begrenzt. Dies erschließt sich daraus, dass sich Tropfen in der verdichteten Luft im

Brennraum über die Zündtemperatur erhitzen müssen, um sich selbst und in Folge die Zylinderladung zu entzünden.

Die Größe der Tropfen beeinflusst die maximale Tropfentemperatur, die in der Brennraumluft erreicht werden kann. Wird die Zündtemperatur überschritten, kann sich der Tropfen ohne zusätzliche Zündquelle selbst entzünden. Tanaka [5] untersuchte rechnerisch, ab welchem Tropfendurchmesser mit einer Selbstentzündung der Tropfen gerechnet werden kann. In Abbildung 42 wird der berechnete Temperaturverlauf unterschiedlicher Tropfen von Tanaka [5] dargestellt.

Für die Zündtemperatur berichtete Tanaka [5] einen Bereich von 575 K bis 695 K. Ohtomo [7] untersuchte ebenfalls die notwendige Zündtemperatur. Nach den Untersuchungen von Ohtomo [7] liegt diese bei ca. 523 K (250 °C). Die Berechnung von Tanaka [5] ergibt einen kritischen Tropfendurchmesser von 0.10 mm. In den Simulationen mit Öl können Tropfen von 0.10 mm gefunden werden und somit Tropfen, die das Potential der Selbstentzündung haben. Berücksichtigt werden muss, dass Tanaka [5] mit höheren Spitzentemperaturen gerechnet hat, die die Aufheizung der Tropfen begünstigen.

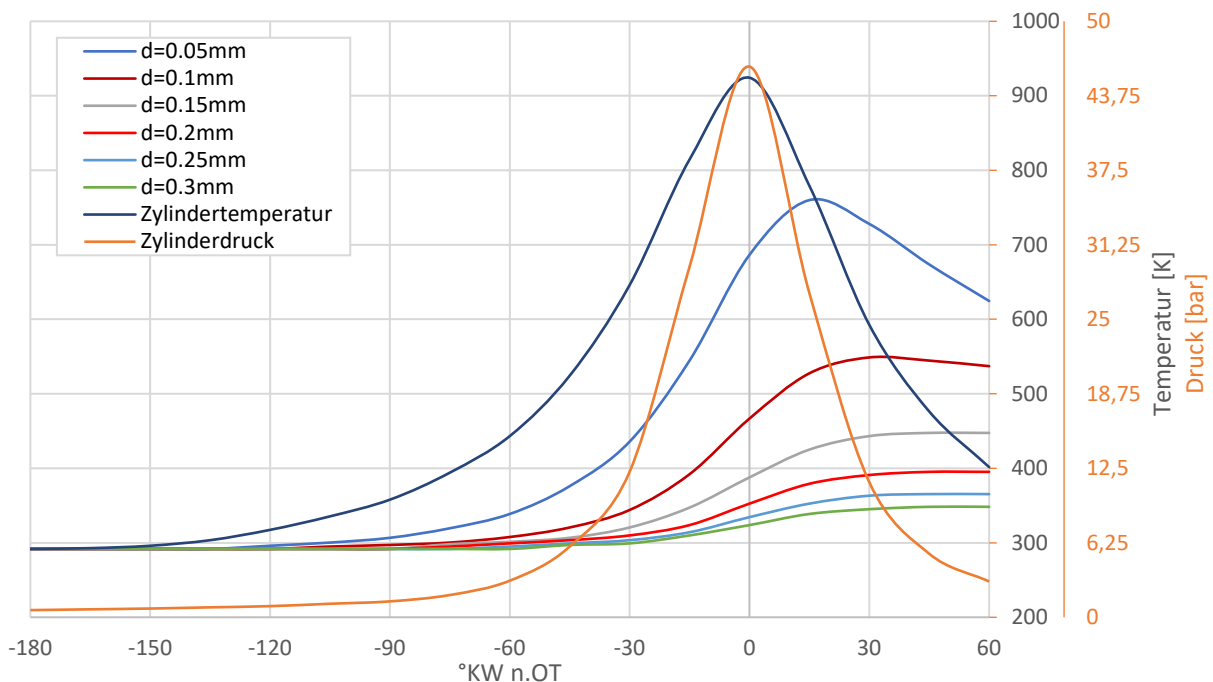


Abbildung 42 Darstellung der Temperaturverläufe unterschiedlicher Tropfengrößen mit Vergleich zu Zylindertemperatur und Zylinderdruck bei 1800 1/min, basierend auf [5]

In Abbildung 43 wird die Temperatur unterschiedlicher Tropfendurchmesser aus den Simulationen dieser Arbeit bei Öl und Ottokraftstoff dargestellt. Bei den Trendlinien ist der Zusammenhang zwischen Tropfengröße und Tropfentemperatur erkennbar. Es gibt die Tendenz, dass mit steigender Tropfengröße die Tropfentemperatur abnimmt. Dieser

Zusammenhang kann jedoch nicht als trivial gesehen werden. Es ist zu erkennen, dass die Tropfentemperatur bei Ottokraftstoff deutlich streut. Dies hat die Ursache im Zeitpunkt der Tropfenbildung. Bei Ottokraftstoff bilden sich erste Tropfen bereits bei 40 ° KW v. OT und somit im Vergleich zu Öl (10 ° KW v. OT) signifikant früher. Zudem bildet Ottokraftstoff mehr Tropfen aus. Durch diese frühe Tropfenbildung kommt es zu einer Vergrößerung der Grenzfläche zwischen Luft und Flüssigkeit. Dies führt zu erhöhtem Wärmeübergang an die Flüssigkeit und zu einer Abkühlung der Luft im Brennraum. Durch die kühlere Luft ist die Aufheizung von später gebildeten Tropfen begrenzt. Dies ist auch die Ursache dafür, weshalb in Abbildung 43 Tropfen mit gleichen Durchmessern unterschiedliche Temperaturen haben können.

Bei Öl kommt es zu einer Tropfenbildung ab ca. 10 ° KW v. OT. Durch diese späte Tropfenbildung wird die Zeit, in der sich die Tropfen in der Brennraumluft aufheizen können, um 30 ° KW im Vergleich zu Ottokraftstoff verringert. Dies zeigt sich in einer flachen Trendlinie und führt somit zu geringeren Temperaturunterschieden trotz deutlich unterschiedlicher Durchmesser.

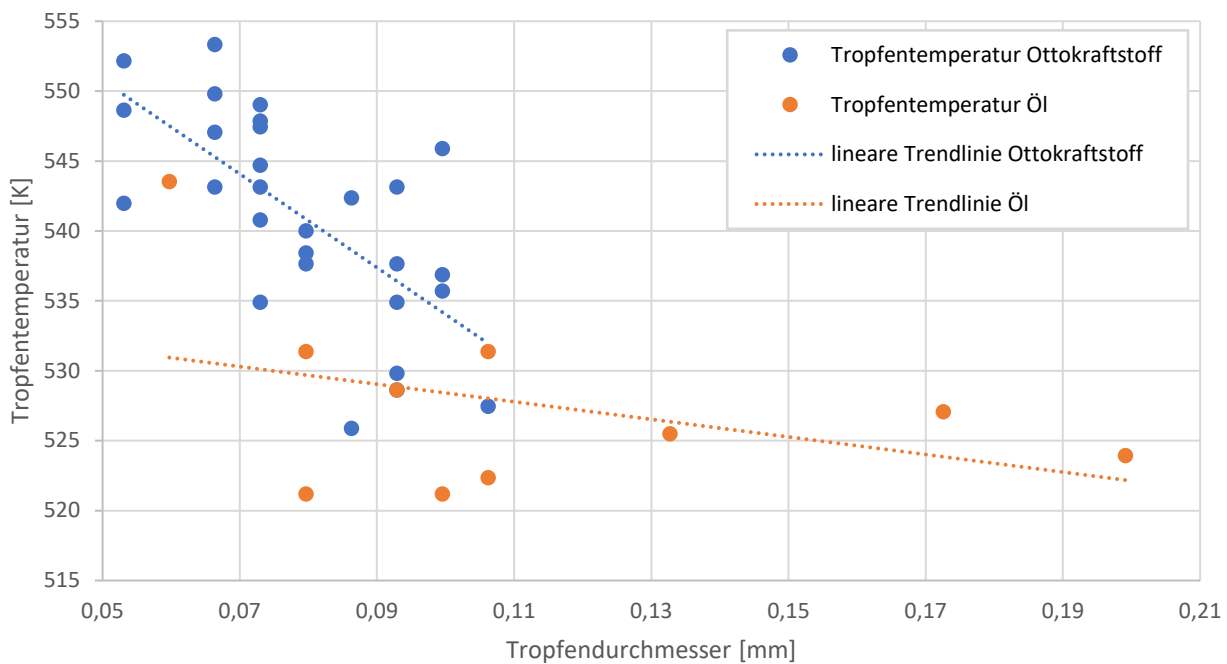


Abbildung 43: Temperaturverteilung der Tropfen am OT abhängig vom Tropfendurchmesser bei Öl und Ottokraftstoff

In Abbildung 43 kann weiters erkannt werden, dass nur die von Ohtomo [7] beschriebene Zündtemperatur überschritten wird. Diese Zündtemperatur wird vom Großteil der in Abbildung 43 dargestellten Tropfen überschritten. Weiters berichtet Ohtomo [7], dass sich gebildete Öltropfen nicht im Zyklus der Bildung entzünden, sondern, trotz Ladungswechsels, im Zylinder verbleiben, im Folgezyklus die Zündtemperatur überschreiten und daraufhin eine Vorentflammung auslösen. Dies erklärt zudem den Effekt, dass meist eine Serie von Vorentflammungen auftritt.

In der Temperaturdarstellung aus Abbildung 43 muss weiters berücksichtigt werden, dass keine Verdampfung der Flüssigkeit berücksichtigt wurde. Dieser Effekt kann vor allem bei reinem Ottokraftstoff einen signifikanten Einfluss auf die Tropfentemperatur und die Tropfengröße haben.

In der Simulation mit reinem Ottokraftstoff wird angenommen, dass sich Ottokraftstoff über den Einspritzvorgang im Feuersteg ansammelt. Die angenommene initiale Füllmenge an Ottokraftstoff im Feuersteg entspricht der Menge von ca. 3.5 Einspritzmengen bei Vollast. Ein Ansammeln dieser Mengen innerhalb weniger Motorenzyklen ist nicht anzunehmen, jedoch kann sich diese Menge über einen längeren Zeitraum ansammeln. Amann [3] hat bei einem seriennahen Kolben eine Frequenz von ca. einer Vorentflammung alle 10 000 Motorzyklen ermittelt. Wird angenommen, dass sich über 10 000 Zyklen Ottokraftstoff im Feuersteg ansammelt, entspricht das einem Anteil an der Einspritzmenge von 0.035 %. Berücksichtigt werden muss jedoch, dass ein großer Teil des Ottokraftstoffes verdampft sowie verbrannt wird. Durch die höhere Siedetemperatur langkettiger Kohlenwasserstoffe kann angenommen werden, dass nur diese Anteile von Ottokraftstoff im Feuersteg verbleiben und nicht verdampfen. Weiters wird in der Simulation mit reinem Ottokraftstoff von einer maximalen Füllhöhe ausgegangen. Das Modell mit reduzierter Füllhöhe hat jedoch gezeigt, dass eine kritische Füllhöhe bereits bei wesentlich niedrigeren Füllhöhen liegen kann. Eine geringere Füllhöhe kann den prozentualen Anteil der Einspritzmenge, die sich im Feuersteg ansammelt, verringern.

Bei Ottokraftstoff im Öl ist die Auswirkung kleiner Mengen an Kraftstoff im Öl untersucht worden. Charakteristisch in dieser Simulation ist, dass es eine Tropfenablösung am Kolbenboden gibt. Die Simulation, die von Moriyoshi [6] untersucht wurde, gelangt zu ähnlichen Ergebnissen. Hier fließt über einen Wandfilm Öl auf dem Kolbenboden, wobei sich ein Flüssigkeitsfaden vom Kolbenboden in Tropfen auflöst. Auch hier wird der positive Effekt des Ottokraftstoffes auf die Ablöseeneigung gezeigt. Diese Ergebnisse werden von einem experimentellen Versuch von Kassai [34] gestützt. Hier kommt es über die Benetzung der Zylinderwand zu einem Öl-Kraftstoff-Gemisch im Feuersteg. Durch die Relativgeschwindigkeit der Zylinderwand zum Kolben kann von einer guten Durchmischung der Flüssigkeit im Feuersteg ausgegangen werden und somit von einem homogenen Öl-Kraftstoff-Gemisch. Das Gemisch fließt auf den Kolbenboden, wobei sich Tropfen am Kolbenboden ablösen. Kassai [34] kann die Ablösung vom Kolbenboden auch bei reinem Öl beobachten.

In den Simulationen mit 100 % Füllhöhe wird angenommen, dass es zu einer Tropfenablösung nur bei hohen Füllständen von Flüssigkeit im Feuersteg kommt. Bei

50 % Füllhöhe zeigt sich jedoch, dass es auch bei niedrigeren Füllständen zu deutlichen Tropfenablösungen kommt. Somit liegt die Vermutung nahe, dass bei 100 % Füllhöhe eine kritische Füllstandshöhe bereits weit überschritten wurde. Bei 50 % Füllhöhe kommt es durch die verminderte Füllhöhe zu einem späten Benetzen der Kolbenfase mit Flüssigkeit. Das Erreichen des Wandfilmes geschieht erst bei hoher Verzögerung des Kolbens, wobei sich direkt an der Kolbenfase Flüssigkeitsfäden bilden, die sich in Tropfen auflösen. Bei einem Füllstand von 100 % erreicht der Wandfilm wesentlich früher die Kolbenfase und benetzt diese. Die Benetzung der Kolbenfase erleichtert die Benetzung des Kolbenbodens und unterdrückt die Ablösung an der Kolbenfase.

Bei 100 % und 50 % Füllhöhe zeigen sich zwei unterschiedliche Ablösemechanismen. Bei 100 % bilden sich sichelförmige Flüssigkeitsfäden, die sich in Tropfen auflösen. Bei 50 % Füllhöhe kommt es zum Ausbilden von Flüssigkeitsfäden direkt an der Kolbenkante, die sich in Tropfen auflösen. Die Variation der Füllhöhe hat gezeigt, dass bereits bei 50 % der Füllhöhe des Feuersteges das Potential einer Tropfenbildung vorhanden ist. Um detailliertere Aussagen über eine kritische Füllhöhe des Feuersteges treffen zu können, müssen weitere Variationen der Füllhöhe analysiert werden.

12. Zusammenfassung der Erkenntnisse und Ausblick

Die Ergebnisse dieser Arbeit haben deutlich gezeigt, dass die Möglichkeit besteht, die Ablösemechanismen von Tropfen aus dem Feuersteg mittels numerischer Strömungssimulation darzustellen. Die Ergebnisse aus den Simulationen korrelieren mit experimentellen Untersuchungen aus der Literatur sowie mit analytischen Abschätzungsmethoden. Nachfolgend werden die relevantesten Erkenntnisse dieser Arbeit nochmals zusammengefasst:

- Es zeigen sich Tropfen mit Tropfengeschwindigkeiten von 1 bis 2 m/s und Durchmessern von 0.06 bis 0.2 mm. Diese Tropfengrößen sowie Tropfengeschwindigkeiten aus den Simulationen werden durch die experimentellen Ergebnisse von Tanaka [5] gestützt.
- Die Simulationen bringen Tropfengrößen hervor, die die Zündtemperatur überschreiten und ausreichend chemische Energie besitzen, um die Zylinderladung zu entzünden.
- Über die Analyse der benötigten Zündenergie und der Tropfentemperatur konnte ein kritischer Tropfendurchmesser von 0.1 mm gefunden werden, der das Potential zur Auslösung einer Vorentflammung im betrachteten Zyklus hat.

Größere Tropfen können jedoch im Folgezyklus kritisch bzgl. des Auslösens einer Vorentflammung sein.

- Es konnten drei unterschiedliche Ablösemechanismen beobachtet werden:
 - Bei Öl zeigen sich sichelförmige Flüssigkeitsfäden, die sich durch das Hochschleudern von Flüssigkeitssträngen an der Zylinderwand bilden. Diese Flüssigkeitsfäden lösen sich zum Teil in Tropfen auf und werden in den Brennraum geschleudert.
 - Bei Ottokraftstoff im Öl kommt es zum Ausbilden eines Flüssigkeitsfadens am Kolbenboden. Dieser löst sich in Tropfen auf. Der Flüssigkeitsfaden entsteht aus einem Flüssigkeitshof am Kolbenboden, der sich zuvor aus dem Wandfilm des Kolbens gebildet hat.
 - Bei Öl mit reduzierter Füllhöhe bilden sich Flüssigkeitsfäden sowie Tropfen direkt an der Kolbenkante. Dies ist auch bei reinem Ottokraftstoff erkennbar. Ursache dafür ist, dass der Wandfilm die Kolbenkante erst bei höheren Kolbenbeschleunigungen erreicht als bei 100 % Füllhöhe. Zudem kann die fehlende Benetzung der Kolbenkante durch Flüssigkeit die Tropfenablösung an der Kolbenkante fördern.
- Es zeigten sich Hinweise von einer Abhängigkeit der Ablöseeneigung auf die Füllhöhe der Flüssigkeit im Ringspalt. Bei einer Füllhöhe von 50 % des Feuersteges bildeten sich Flüssigkeitstropfen aus.

Neben den Erkenntnissen in dieser Arbeit wurden auch Probleme erkannt, die zukünftig detaillierter untersucht werden müssen. Durch die theoretische Berechnung der Stoffwerte ergeben sich Unsicherheiten in Bezug auf die Abweichung zum Realverhalten. Um dies zu kompensieren, müssen die Stoffwerte temperatursensitiv über praktische Versuche ermittelt werden. Hierzu gehört auch die Untersuchung des Verhaltens, wenn eine Flüssigkeitssäule im Bereich der Eigenfrequenz angeregt wird. Dieses Verhalten wurde in den Untersuchungen dieser Arbeit vernachlässigt. Zudem müssen weitere Variationsrechnungen im Bereich der Füllhöhe des Feuersteges und hinsichtlich des Designs des Feuersteges durchgeführt werden. In den durchgeführten Simulationen in dieser Arbeit wurden Mechanismen erkannt, die von der Füllhöhe sowie vom Design des Feuersteges beeinflusst werden können. Eine abschließende Bewertung dieser Mechanismen kann aufgrund der hier erfolgten Stichprobenuntersuchung nicht durchgeführt werden.

13. Literaturverzeichnis

- [1] Zahdeh A., Rothenberger P., Nguyen, Anbarasu M., Schmuck-Soldan S., Schaefer J., Goebel T.: Fundamental Approach to Investigate Pre-Ignition in Boosted SI Engines. SAE 10.4217/2011-01-0340
- [2] Lauer T., Heiss M., Bobicic N., Pritzer S.: Modellansatz zur Entstehung von Vorentflammungen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 01/2014 Jahrgang 75 Seite 64-70
- [3] Amann M. Alger T. Westmoreland B. Rothmaier A.: The Effects of Piston Crevices and Injection Strategy on Low-Speed Pre-Ignition in Boosted SI Engines. SAE 2012-01-1148
- [4] Tanaka J.: Visualization of lubricating oil droplets from piston crown on pre-ignition of super charged SI enging. 16th Conference „The Working Process of Internal Combustion Engine“ University of Technology, Graz 2017.
- [5] Tanaka J.: Visualization of lubricating oil droplets near ring crevice on pre-ignition of super charged SI enging. 15th Conference „The Working Process of Internal Combustion Engine“ University of Technology 9.2015 Graz
- [6] Moriyoshi Y., Yamada T., Tsunoda D., Xie M., Kuboyama T., Morikawa K.: Numerical Simulation to Understand the Cause and Sequence of LSPI Phenomena and Suggestion of CaO Mechanism in Highly Boosted SI Combustion in Low Speed Range. SAE 2015-01-0755
- [7] Ohtomo M., Miyagawa H., Koike M., Yokoo N., Nakata K.: Pre-Ignition of Gasoline-Air Mixture Triggered by a Lubricant Oil Droplet. SAE 10.4271/2014-01-2627
- [8] MOT Forschungs- und Entwicklungsgesellschaft für Motorentchnik, Optik und Thermodynamik mbH: Website <https://www.motweb.de> [Online] <https://www.motweb.de/geschaeftsfelder/brennverfahrensentwicklung/verbrennungsanomalien/> Zugriff: 04.04.2020
- [9] van Basshuysen R., Schäfer F.: Handbuch Verbrennungsmotoren. Wiesbaden: Springer Verlag, ISBN 978-3-658-10902-8
- [10] Willand J., Daniel M., Montefrancesco E. Geringer B., Hofmann P., Kieberger M.: Grenzen des Downsizing bei Ottomotoren durch Vorentflammungen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 05/2009 Jahrgang 70 Seiten 422-428
- [11] Spicher U., Gohl M., Magar M., Hadler J.: Die Bedeutung des Motoröls bei der Entstehung von Vorentflammungen. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 01/2016 Jahrgang 77 Seite 62-66
- [12] Hu T., Teng G., Luo X., Lu C., Luo J.: Influence of Fuel Dilution of Crankcase Oil on Ignibility of Oil Particles in a Highly Boosted Gasoline Direct Injected Engine. SAE 2018-01-2811
- [13] Mahle GmbH: Zylinderkomponenten, Eigenschaften, Anwendungen, Werkstoffe. Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag ISBN 978-3-8348-0437-2

- [14] Fachwissen Dichtungstechnik Müller H.K., Nau B.S.: Website: www.fachwissen-dichtungstechnik.de/PDFs_12_2018_sicher/fw-dt_Kapitel15_12_18_PW.pdf Zugriff am 01.04.2019.
- [15] Hadler J.: Ölemissionsreduzierung – Ein signifikanter Faktor. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 10.2013 Jahrgang 74 Seite 920
- [16] Ortjohann T., Voncken A.P.J., Pischinger S.: Simulation der Kolbenringdynamik mittels FEM-Software. MTZ Motortechnische Zeitschrift, 12/2008 Jahrgang 69 Seiten 1050-1055
- [17] Rabute R., Tian T.: Challenges Involved in Piston Top Ring Designs for Modern SI Engines. Journal of Engineering of Gas Turbines and Power, 4/2001, Jahrgang 123, Seiten 448-459
- [18] Mittler R., Mierbach A., Richardson D.: Understanding the Fundamentals of Piston Ring Axial Motion and Twist and the Effects on Blow-By. ASME Internal Combustion Engine Division 2009 Spring Technical Conference 3.-6. Mai 2009 Milwaukee, Wisconsin, USA
- [19] Herbst H.M., Pribsch H.H., Simulation of Piston Ring Dynamics and Their Effect on Oil Consumption. SAE 200-01-0919
- [20] Ferziger J.H., Peric M.: Numerische Strömungsmechanik. Heidelberg Springer Verlag ISBN 987-3-540-67586-0
- [21] Hirt C.W. Nicholas B.D.: Volume of Fluid (VOF) Method for the Dynamic of Free Boundaries. Journal of Computational Physics, 1979 Jahrgang 39 Seite 201-225 ISBN 0021.9991/81/010201-25302.00/O
- [22] Katopodes N.D.: Free-Surface Flow Chapter 12 – Volume of Fluid Method ScienceDirect 11.2018 Seiten 766-802
- [23] Waclawczyk T. Koronowicz T.: Comparison of CICSAM and HRIC High-Resolution Schemes for Interface Capturing. The Journal of Theoretical and Applied Mechanics. 2008 Seite 325-345
- [24] Mahle GmbH Hrsg: Kolben und motorische Erprobung. Wiesbaden: Springer Verlag, ISBN 978-3-658-09558-1
- [25] Köhler E., Flierl R.: Verbrennungsmotoren Motormechanik, Berechnung und Auslegung des Hubkolbenmotors. Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlag ISBN 978-3-528-43108-2
- [26] Verein Deutscher Ingenieure VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen Hrsg.: VDI Wärmeatlas. Düsseldorf: Springer Verlag ISBN 978-3-642-19981-3

- [27] El Naggar A.Y., Elkhateeb A., Altalhi T.A., El Nady M. M., Alhadhrami A., Ebiad M.A., Salem A.A., Elhardallou S.B.: Hydrocarbon compositions and physicochemical characteristics for the determination of gasoline quality: An implication from gas chromatographic fingerprints. Taylor & Francis Energy Sources 9/2017 Seite 1693-1699
- [28] LiquiMoly Produktinformation: Website: <https://www.liqui-moly.de/> [Online] <https://pim.liqui-moly.de/pidoc/P004100/20780-TopTec62000W-20-26.0-de.pdf> Zugriff am 29.04.2019
- [29] Environment Canada, Emergencies Science and Technology Division: Website <http://www.etc-cte.ec.gc.ca> [Online] [http://www.etc-cte.ec.gc.ca/databases/OilProperties/pdf/WEB_Lubricating_Oil_\(Engine_Gasoline\).pdf](http://www.etc-cte.ec.gc.ca/databases/OilProperties/pdf/WEB_Lubricating_Oil_(Engine_Gasoline).pdf) Zugriff am 14.05.2019
- [30] KRÜSS Scientific: Website: <https://www.kruss-scientific.com> [Online] <https://www.kruss-scientific.com/de/service/schulung-theorie/glossar/kontaktwinkel/?PHPSESSID=909c45f46f3a71af0950fccf9f2f4471> Zugriff am 18.04.2020
- [31] Kuhlman H.: Strömungsmechanik Pearson Verlag 2014 ISBN 978-3-86894-253-8
- [32] Hebbar R.S., Isloor A.M., Ismail A.F.: Membrane Characterization Chapter 12 Contact Angle Measurement, ELSEVIER 2017 Seite 219-255
- [33] Sazhin S.: Droplets and Sprays. Springer Verlag, Heidelberg, ISBN 978-1-471-6386-2
- [34] Kassai M., Shiraishi T. Noda T.: Fundamental Mechanism Analysis on the Underlying Processes of LSPI Using Experimental and Modeling Approaches. Springer Verlag ISBN 978-3-319-69760-4_6

14. Anhang: Stoffdaten und Parameter

Stoffdaten für Öl-Kraftstoff-Mischung		$X_{oil}=1$ $X_{otto}=0$	$X_{oil}=0.75$ $X_{otto}=0.25$	$X_{oil}=0.5$ $X_{otto}=0.5$	$X_{oil}=0.25$ $X_{otto}=0.75$	$X_{oil}=0$ $X_{otto}=1$
Dichte	[kg/m ³]	835	820.064	798.791	766.063	709.221
Stoffmenge	[kg/mol]	0.282	0.240	0.198	0.156	0.114
Wärmeleitfähigkeit	[W/m K]	0.118	0.0920	0.069	0.054	0.07
Koeffizient A		0.2178				0.0215
Koeffizient B		-2.203E-05				-2.839E-04
Koeffizient C		2.0E-08				-7.2E-08
Koeffizient D		4.3E-11				2.03E-10
Koeffizient E		-3.0E-14				-2.06E-13
Spezifische Wärmekapazität	[kJ/kg K]	2.842	2.88	2.934	3.016	3.16
Koeffizient A		0				0.6399
Koeffizient B		129.949				42.0897
Koeffizient C		92.5652				-21.4435
Koeffizient D		0				-14.6527
Koeffizient E		0				-19.5539
Koeffizient F		0				54.7506
Kontaktwinkel	[°]	20	20	20	20	20
dynamische Viskosität						
Koeffizient A		1.52E-06	2.648E-06	4.613E-06	8.034E-06	1.399E-05
Koeffizient B		3150	2611	2071	1531.00E	991.723
Oberflächenspannung						
Koeffizient A		0.04156	0.04348	0.04662	0.05258	0.0676800
Koeffizient B		0.62534	0.84244	1.15915	1.66824	2.63042
Kritische Temperatur	[K]	770	765	760	755	750

Stoffdaten für Gasphase			
spezifische Wärmekapazität c_p		Oktan	Luft
Koeffizient A		662.409	2548.93
Koeffizient B		20.7046	3.5248
Koeffizient C		4.6878	-0.6266
Koeffizient D		40.7644	-3,4281
Koeffizient E		232.44	49.8238
Koeffizient F		-359.113	-120.347
Koeffizient G		215.413	98.8658
spezifische Gaskonstante	[J/kg K]	72.787	287.102

Initiale Feldgrößen			
	konstantes Druckfeld	[bar]	3,76520
	konstantes Geschwindigkeitsvektor (Geschwindigkeitsvektor in Zylinderachse)	[m/s]	8,5863
	konstantes Temperaturfeld Luft	[K]	433,415
	Temperaturfeld Flüssigkeitssäule (linearer Abfall von Kolbentemperatur zur Zylinderwandtemperatur)		
	<i>Temperatur Kolben</i>	[K]	543,15
	<i>Temperatur Zylinderwand</i>	[K]	438,15

Geometrie Feuersteg			
	Kolbenfase	[mm x °]	0,2x45
	Bohrungsdurchmesser	[mm]	71,9
	Feuerstegbreite	[mm]	0,2
	Feuersteghöhe	[mm]	5,7
	Höhe Hilfsdomäne	[mm]	3
	Höhe Simulationsdomäne	[mm]	1,5
	Segmentbreite	[°]	5/10

Oberflächentemperatur Feuersteg			
	Kolbenboden	[K]	563,15
	Kolbenfase	[K]	553,15
	Kolbenseite	[K]	543,15
	Kolbenring	[K]	473,15
	Zylinderlauffläche	[K]	438,15

Parameter Kurbeltrieb			
	Drehzahl	[min ⁻¹]	2000
	Hub	[mm]	82
	Verdichtungsverhältnis		10,5
	Pleuellänge	[mm]	137

Wärmeausdehnung			
	Werkstoff		
	EW-GJS-400-15	[1/K]	12.4E-6
	M124	[1/K]	20.6E-6

Ottokraftstoff							
Komponente	Anteil [mol%]	Oberflächenspannung					Viskosität n
		M [g/mol]	T _c [K]	A	B	ρ [kg/m ³]	
n-Butan	1.4	58.12	425.13	0.05203	1.21961	578.4	4
Iso-Pentan	2.5	72.15	460.35	0.05095	1.20843	625.6	5
n-Pentan	11.2	72.15	469.66	0.05202	1.20435	590.0	5
Hexan	10.5	86.18	507.79	0.055	1.26769	659.4	6
Methylcyclopentan	4.2	84.16	532.75	0.07418	1.40256	749.2	6
Benzol	1.8	78.11	562.01	0.07178	1.23593	877.7	6
Cyclohexan	2	84.16	553.6	0.06763	1.25801	778.8	6
Heptan	25.8	98.19	541.23	0.05422	1.25287	683.7	7
Iso-Octan	22.8	114.23	569.57	0.05277	1.23210	702.3	8
Nonan	7.5	128.26	594.55	0.05496	1.28917	718.2	9
Decan	6.8	142.29	617.7	0.05540	1.309	730.4	10
Undecan	3.5	156.31	639.05	0.05555	1.32037	740.2	11

Strukturbeitrag	Δ _a	Δ _b
Kohlenstoff	-6.65-0.21n	275+99n
Fünfring	0.1	32
Sechsring	-0.45	250
Doppelbindung	0.24	-90
Aromaten Ring	0	20