



## DISSERTATION

# **Darstellung und Entwicklung des Direktstarts für einen Dreizylinder-Erdgasmotor mit Direkteinblasung**

ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines  
Doktors der technischen Wissenschaften unter der Leitung von

**Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Hofmann**

**E315**

**Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik**

eingereicht an der Technischen Universität Wien

**Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften**

von

**Dipl.-Ing. Marko Damböck**

**0325973**

**Schwarzenbach-Kirchengasse 4**

**3161 St. Veit an der Gölsen**

Erstgutachter: Assoc. Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Hofmann  
Zweitgutachter: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Eichlseder  
Tag des Rigorosums: 17. Oktober 2016

---

## Eidesstattliche Erklärung

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

### **Darstellung und Entwicklung des Direktstarts für einen Dreizylinder-Erdgasmotor mit Direkteinblasung**

nur mit Bewilligung der Prüfungskommission berechtigt bin. Ich erkläre weiter an Eides statt, dass ich meine Dissertation 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 Dissertationsthema 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 17. Oktober 2016

Marko Damböck

## Vorwort

Die vorliegende Dissertation entstand während meiner Tätigkeit als Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien im Rahmen des Entwicklungsprojekts „CULT“.

Mein Dank gilt an erster Stelle Herrn Assoc. Prof. Dr. Peter Hofmann für die wissenschaftliche Betreuung und Unterstützung beim Erstellen dieser Arbeit. Besonderer Dank gebührt dem Institutsvorstand des IFA, Herrn Univ.-Prof. Dr. Bernhard Geringer für das Ermöglichen dieser Dissertation.

Bei Herrn Univ.-Prof. Dr. Helmut Eichlseder möchte ich mich herzlich für die Übernahme des Koreferats bedanken.

Großer Dank gebührt Herrn Dietrich Burkardt und Herrn Martin Gerhardt von Schaeffler Engineering, ohne deren tatkräftige Unterstützung in zahlreichen Nachtschichten am Prüfstand, dieses Projekt nicht durchführbar gewesen wäre.

Ebenso möchte ich mich beim Team von Magna Steyr Fahrzeugtechnik, Herrn Dr. Franz Thomas Kampelmühler, Herrn Michael Haid und Herrn Daniel Jäger unter der Leitung von Herrn Wolfgang Fritz für die Unterstützung und die intensiven Diskussionen bedanken.

Besonderer Dank gebührt außerdem den Kollegen am IFA und insbesondere den Projektkollegen, Herrn Thomas Hofherr, Herrn Robert Steffan und Herrn Friedrich Forsthuber für die wertvollen Ratschläge, fachlichen Diskussionen und auch weniger fachlichen Gespräche. Die Zusammenarbeit bereitete mir immer große Freude!

Vor allem möchte ich mich bei meiner Freundin Melanie bedanken, welche mich während des Verfassens dieser Arbeit unterstützte und mir großes Verständnis entgegen brachte.

Abschließende möchte ich bei meiner Familie für die Unterstützung und den Rückhalt, mit dem ich jederzeit rechnen konnte, bedanken.

Marko Damböck

Wien, am 17. Oktober 2016

## Kurzfassung

Die gesetzlichen Restriktionen zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen und damit des Kraftstoffverbrauchs zwingt die Automobilindustrie immer effizientere Antriebe zu entwickeln. Sowohl der Einsatz von Erdgas als Kraftstoff als auch aufgeladene Downsizing-Motoren stellen wirkungsvolle Instrumente dar, um diese Anforderungen zu erfüllen. Aus diesem Grund wurde als Antrieb für ein innovatives Ultraleicht-Fahrzeug ein Dreizylinder-Turbomotor herangezogen, der durch die Anwendung einer Erdgas-Direkteinblasung diese Konzepte vereint. In Verbindung mit einer Mild-Hybridisierung, ermöglicht durch einen mit der Getriebeeingangswelle verbundenen Riemen-Starter-Generator (P2-Hybrid), ergibt sich ein sehr effizienter Antriebsstrang, welcher die Basis dieser Arbeit bildet. Da bei dieser Anordnung motorseitig kein Starter verbaut ist, erfordert die Darstellung der Hybridfunktionen Start-Stopp und Segeln, welche nach dem Abstellen einen schnellen Wiederstart des Verbrennungsmotors bedingen, eine Startmethode, bei der kein Hochschleppen auf eine Startdrehzahl erforderlich ist.

Ein derartiges Startverfahren ist der sogenannte Direktstart, bei dem der Hochlauf des Motors nur durch gezielte Einspritzungen bzw. Einblasungen und Zündungen aus dem Stillstand erfolgt.

Die Erdgas-Direkteinblasung eröffnet die Möglichkeit, diesen Direktstart, der bislang nur bei Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung umsetzbar war, auch bei umweltfreundlichen Erdgas-Antrieben anzuwenden.

Aus bisherigen Publikationen geht hervor, dass der Direktstart an Motoren mit einer Zylinderzahl kleiner als vier nicht oder nur mit größerem Aufwand umsetzbar ist. Der Grund hierfür ist der große Zündabstand. Zudem erlaubt die hohe Klopfestigkeit von Methan den Einsatz von wirkungsgradoptimalen, hohen geometrischen Verdichtungsverhältnissen, die aufgrund der großen Verdichtungsarbeit die Anwendung des Direktstars zusätzlich erschweren.

In der vorliegenden Arbeit wird sowohl mittels Prüfstandsuntersuchungen als auch einer Motorprozesssimulation erläutert, welche Maßnahmen nötig sind, um den konventionellen und erweiterten Direktstart an einem Dreizylinder-Motor umzusetzen. Dabei werden die Potenziale die sich aus dem Absenken des geometrischen und effektiven Verdichtungsverhältnisses ergeben aufgezeigt. Auf den Einfluss des Energieeintrags der ersten Verbrennung wird besonderes Augenmerk gelegt, wobei diesbezüglich vor allem auf die Möglichkeiten, welche die Erdgas-Direkteinblasung eröffnet, detailliert eingegangen wird.

## Abstract

Legal restrictions for reducing the CO<sub>2</sub>-emissions and the fuel consumption, have forced the automotive industry to develop more efficient drive trains. Natural gas and downsizing engines are efficient tools to meet these requirements. Therefore a turbo charged engine was installed as the drive of an innovative ultralight-car which unites these concepts by using a natural gas direct injection. In combination with a belt driven starter-generator, which is connected to the gear box input shaft, a mild-hybridisation has been realised. Such a drive concept forms the basis of this thesis.

Due to the lack of a starter mounted to the combustion engine in such a structure, for the realization of hybrid-functions start-stop and sailing which need a fast engine restart, a starting method that does not require cranking is necessary.

A so-called 'directstart' allows an engine start up from standstill. This is achieved by systematical injections and ignitions.

The direct injection of natural gas into the combustion chamber allows the use of the directstart in environmentally friendly natural-gas-engines, which up to now has only been possible in engines with gasoline direct injection.

Previous publications show that the use of the directstart in engines with fewer than four cylinders is not possible or only with much greater efforts due to a large ignition interval. Moreover the high knock resistance of methane allows the use of high geometrical compression ratios for optimal efficiency, which additionally complicate the application of the directstart.

This thesis illustrates the measures needed in order to use directstart in a three-cylinder-engine, in light of the results of rig tests as well as an engine process simulation. A decrease in geometrical and effective compression ratios was identified as having potential. Special attention will be paid to the importance of the influence of the energy input during the initial combustion. Consequently concerning this matter the opportunities which are given by direct injection of compressed natural gas have been considered in detail.

# Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung.....	1
2	Motivation und Zielsetzung.....	3
3	Grundlagen zum Direktstart.....	8
3.1	Arten des Direktstarts.....	8
3.2	Stand der Technik, Patentrecherche.....	10
3.2.1	Steigerung der Brennraumfüllung.....	10
3.2.2	Absenken der Brennraumtemperatur.....	11
3.2.3	Phasenwechsel.....	11
3.2.4	Absenken des Verdichtungsdrucks.....	12
3.2.5	Gemischaufbereitung.....	12
3.2.6	Auslaufsteuerung.....	13
4	Prüfstands Aufbau.....	14
4.1	Versuchsträger.....	15
4.2	Sensorik, Aktuatorik und Messtechnik.....	18
4.2.1	Motorsteuergerät.....	18
4.2.2	Absolutwinkelgeber.....	19
4.2.3	Indiziermesstechnik.....	20
4.3	Verwendete Kraftstoffe.....	20
5	Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen zum Direktstart.....	25
5.1	Verdichtungsverhältnis 13,6.....	25
5.1.1	Konventioneller Direktstart.....	25
5.1.2	Erweiterter Direktstart.....	31
5.1.3	Einfluss der Erdgas-Direkteinblasung auf die erste Verbrennung.....	32
5.1.4	Zusammenfassung.....	34
5.2	Verdichtungsverhältnis 13,6 mit verschränkten Einlassnockenwellen.....	34
5.2.1	Konventioneller Direktstart.....	37
5.2.2	Erweiterter Direktstart.....	39
5.2.3	60°KW-verschränkte Einlassnockenwelle mit Phasenverstellung.....	41

---

5.2.4	60°KW-verschränkte Einlassnockenwelle mit Phasenverstellung – Spätverstellung mit Rückstellung .....	44
5.2.5	Zusammenfassung .....	46
5.3	Verdichtungsverhältnis 12,0 .....	46
5.3.1	Konventioneller Direktstart .....	47
5.3.2	Erweiterter Direktstart .....	47
5.3.3	Verschränkte Einlassnockenwellen.....	50
5.3.4	Zusammenfassung .....	52
5.4	Lufteinblasung .....	53
5.4.1	Konventioneller Direktstart .....	55
5.4.2	Erweiterter Direktstart .....	58
5.4.3	Zusammenfassung .....	62
5.5	Auslauf .....	63
6	Simulation des Direktstarts.....	67
6.1	Grundlagen.....	67
6.1.1	Stoffwerte.....	67
6.1.2	Thermodynamisches Modell des Systems Brennraum.....	68
6.1.2.1	Einzonenmodell.....	69
6.1.2.2	Zweizonenmodell .....	69
6.1.3	Turbulenz.....	71
6.1.3.1	Turbulente kinetische Energie, Dissipation.....	71
6.1.3.2	Austrittsgeschwindigkeit und -energie des Einblasstrahls .....	74
6.1.4	Wandwärmeverluste .....	75
6.1.5	Flammengeschwindigkeit.....	78
6.1.5.1	Laminare Flammengeschwindigkeit .....	78
6.1.5.2	Turbulente Flammengeschwindigkeit .....	80
6.1.6	Hemisphärische Flammenausbreitung.....	82
6.1.7	Ladungswechsel .....	84
6.1.8	Blowby .....	85
6.1.9	Kurbeltrieb, Gaskraftverlauf .....	85
6.1.10	Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle .....	87
6.2	Kalibrierung des Modells .....	87

---

6.3	Simulationsergebnisse .....	89
6.3.1	Energiebilanz .....	89
6.3.1.1	Erste Verbrennung .....	89
6.3.1.2	Konventioneller Direktstart .....	90
6.3.1.3	Erweiterter Direktstart.....	92
6.3.2	Konventioneller Direktstart.....	94
6.3.2.1	Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses .....	94
6.3.2.2	Phasenverstellung der Ein- und Auslassventile.....	95
6.3.2.3	Unterdrücken des Ladungswechsels.....	99
6.3.2.4	Luft einblasung .....	105
6.3.3	Erweiterter Direktstart .....	110
6.3.3.1	Phasenverstellung der Ein- und Auslassnockenwelle .....	111
6.3.3.2	Luft einblasung.....	113
6.4	Gegenüberstellung der untersuchten Maßnahmen .....	120
6.4.1	Konventioneller Direktstart.....	121
6.4.2	Erweiterter Direktstart .....	122
7	Zusammenfassung und Ausblick.....	125
8	Literaturverzeichnis .....	129

# Formelzeichen und Abkürzungen

## Formelzeichen

<b>Zeichen</b>	<b>Beschreibung</b>	<b>Einheit</b>
$a$	Koeffizient	[1]
$a_0$	Koeffizient	[1]
$a_1$	Koeffizient	[1]
$a_2$	Koeffizient	[1]
$A$	Fläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_2$	Austrittsfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{fl}$	Laminare Flammenfront	[m <sup>2</sup> ]
$A_q$	Quetschfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{BD}$	Oberfläche des Brennraumdachs	[m <sup>2</sup> ]
$A_{BW}$	Oberfläche der Brennraumwand	[m <sup>2</sup> ]
$A_G$	Oberfläche für den gasseitigen Wärmeübergang	[m <sup>2</sup> ]
$A_K$	Kolbenoberfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_R$	Referenzfläche	[m <sup>2</sup> ]
$A_{Sq}$	Mantelfläche an der Quetschkante	[m <sup>2</sup> ]
$A_t$	Turbulente Flammenfront	[m <sup>2</sup> ]
$b$	Koeffizient	[K]
$b_1$	Koeffizient	[1]
$b_2$	Koeffizient	[1]
$b_3$	Koeffizient	[1]
$B$	Koeffizient	[bar]
$B_{DS/start}$	Verbrennungsglied der wärmeübergangsrelevanten Geschwindigkeit während des Direktstarts / Hochlaufs	[m/s]
$c'$	Kritische Schallgeschwindigkeit	[m/s]
$c$	Koeffizient	[K]
$c_2$	Austrittsgeschwindigkeit	[m/s]
$c_{m,k}$	Mittlere Kompressionskolbengeschwindigkeit	[m/s]
$c_m^*$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
$c_p$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Druck	[J/(kgK)]
$c_v$	Spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen	[J/(kgK)]
$C_1$	Konstante	[1]
$C_2$	Konstante	[1]
$C_{aus}$	Konstante	[1]
$C_{diss}$	Konstante	[1]
$C_{ein,1}$	Konstante	[1]

$C_{ein,2}$	Konstante	[1]
$C_{inj,1}$	Konstante	[1]
$C_{inj,2}$	Konstante	[1]
$C_k$	Konstante	[1]
$C_l$	Konstante	[1]
$C_q$	Konstante	[1]
$C_D$	Durchflusskoeffizient	[1]
$CO_2$	Anteil an Kohlenstoffdioxid	[1]
$d$	Koeffizient	[K]
$d$	Bohrungsdurchmesser	[m]
$d_R$	Referenzdurchmesser	[m]
$D$	Restgasanteil	[% Vol.]
$D$	Bohrungsdurchmesser	[1]
$D_T$	Drallzahl	[1]
$e$	Koeffizient	[1]
$E$	Koeffizient	[K]
$E_a$	Äußere Energie	[J]
$\dot{E}_{kin,x}$	Kinetischer Energiestrom	[J/s]
$f_{ein}$	Faktor Einlassströmung	[1]
$f_{geo}$	Verhältnis zwischen Bohrungsdurchmesser und Ventil- sitzdurchmesser	[1]
$f_{inj}$	Faktor Einspritzströmung	[1]
$F$	Koeffizient	[cm/s]
$F_{os}$	Oszillierende Massenkraft	[N]
$F_G$	Gaskraft	[N]
$G$	Koeffizient	[K]
$G_{DS/start}$	Grundniveau der wärmeübergangsrelevanten Ge- schwindigkeit während des Direktstarts / Hochlaufs	[m/s]
$h$	Hub	[m]
$h$	Spezifische Enthalpie	[J/kg]
$h_A$	Spezifische Enthalpie der ausströmenden Masse	[J/kg]
$h_E$	Spezifische Enthalpie der einströmenden Masse	[J/kg]
$h_{sg}$	Höhe des Kugelsegments	[m]
$h_{sch}$	Höhe der Kugelschicht	[m]
$h_Z$	Höhe des zylindrischen Anteils der verbrannten Zone	[m]
$H_u$	Heizwert	[J/kg]
$k$	Turbulente kinetische Energie	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$k_{aus}$	Turbulente kinetische Energie Auslassströmung	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$k_{ein}$	Turbulente kinetische Energie Einlassströmung	[m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]

$k_{inj}$	Turbulente kinetische Energie Einspritzströmung	$[m^2/s^2]$
$k_q$	Turbulente kinetische Energie Quetschströmung	$[m^2/s^2]$
$K_{\ddot{U}}$	Modellkonstante	[1]
$l_I$	Integrales Längenmaß	[m]
$L$	Turbulenter Längenmaßstab	[m]
$\dot{m}$	Massenstrom, Massenumsatz	$[kg/s]$
$\dot{m}_{aus}$	Massenstrom Auslassströmung	$[kg/s]$
$\dot{m}_{ein}$	Massenstrom Einlassströmung	$[kg/s]$
$\dot{m}_i$	Massenumsatz	$[kg/s]$
$\dot{m}_{inj}$	Massenstrom Einspritzströmung	$[kg/s]$
$\dot{m}_q$	Massenstrom Quetschströmung	$[kg/s]$
$m$	Masse	$[kg]$
$m$	Koeffizient	[1]
$m_i$	Masse des kugelförmigen Zündkeims	$[kg]$
$m_A$	Ausströmende Masse	$[kg]$
$m_B$	Brennstoffmasse	$[kg]$
$m_E$	Einströmende Masse	$[kg]$
$m_K$	Kolbenmasse	$[kg]$
$m_{Leck}$	Leckagemasse	$[kg]$
$m_{Plz}$	Oszillierender Anteil der Pleuelmasse	$[kg]$
$M_d$	Effektives Drehmoment des Motors	$[Nm]$
$M_{dG}$	Drehmoment aus Graskraft	$[Nm]$
$M_F$	Lastmoment durch Fahrwiderstand des Fahrzeugs	$[Nm]$
$n$	Koeffizient	[1]
$n$	Drehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
$n_{\varphi k}$	Mittlere Kompressionsdrehzahl	$[\text{min}^{-1}]$
$N_2$	Anteil an Stickstoff	[1]
$O_2$	Anteil an Sauerstoff	[1]
$p'$	Gegendruck	$[Pa]$
$p$	Druck	$[Pa]$
$p$	Zylinder- bzw. Brennraumdruck	$[Pa]$
$p_0$	Ruhedruck	$[Pa]$
$p_0$	Zylinderdruck im geschleppten Betrieb	$[Pa]$
$p_1$	Zylinderdruck am Beginn der Verdichtung	$[Pa]$
$p_2$	Gegendruck	$[Pa]$
$p_{me}$	Effektiver Mitteldruck	$[bar]$
$p_{mi}$	Indizierter Mitteldruck	$[bar]$
$p_{mr}$	Reibmitteldruck	$[bar]$
$P$	Gemischdruck	$[atm]$

$P_0$	Referenzdruck	[atm]
$\dot{q}$	Wärmestromdichte	[W/m <sup>2</sup> ]
$Q_B$	Wärmemenge der Verbrennung	[J]
$Q_W$	Wandwärme	[J]
$r$	Kurbelradius	[m]
$r_1$	Radius 1 des Kugelsegments	[m]
$r_2$	Radius 2 des Kugelsegments	[m]
$r_i$	Innendurchmesser der Düsenmündung	[m]
$r_F$	Radius der Flammenfront	[m]
$r_T$	Radius des Wirbels	[m]
$R$	Außendurchmesser der Düsenmündung	[m]
$R$	Spezifische Gaskonstante	[J/(kgK)]
$s$	Kolbenweg	[m]
$s$	Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$s_0$	Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$s_T$	Turbulente Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$S_L$	Laminare Flammengeschwindigkeit	[cm/s]
$S_{u0}$	Laminare Flammengeschwindigkeit im Referenzzustand	[cm/s]
$t$	Zeit	[s]
$t_i$	Zeit	[s]
$T$	Mittlere Gastemperatur	[K]
$T^0$	Inner-Layer-Temperatur	[K]
$T_0$	Referenztemperatur	[K]
$T_1$	Temperatur am Beginn der Verdichtung	[K]
$T_b$	Temperatur des verbrannten Gemisches	[K]
$T_G$	gemittelte Temperatur des Arbeitsgases	[K]
$T_{mix}$	Gemischtemperatur	[K]
$T_u$	Temperatur des unverbrannten Gemisches	[K]
$T_W$	Wandtemperatur	[K]
$u$	Index der unverbrannte Zone	[1]
$u$	Spezifische innere Energie	[J/kg]
$U$	Innere Energie	[J]
$v'$	Turbulente Schwankungsgeschwindigkeit	[m/s]
$v$	Index der verbrannte Zone	[1]
$v$	Geschwindigkeit, Charakteristische Geschwindigkeit	[m/s]
$v_{aus}$	Strömungsgeschwindigkeit Auslass	[m/s]
$v_{ein}$	Momentane Strömungsgeschwindigkeit Einlass	[m/s]
$v_{fl}$	Laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]

$v_{inj}$	Momentane Geschwindigkeit Einspritzstrahl	[m/s]
$v_{m, ein}$	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit Einlass	[m/s]
$v_{m, inj}$	Mittlere Geschwindigkeit Einspritzstrahl	[m/s]
$v_r$	Quetschgeschwindigkeit	[m/s]
$v_t$	Turbulente Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$v_{Km}$	Mittlere Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
$v_L$	Laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$V$	Volumen, Brennraumvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_1$	Brennraumvolumen am Beginn der Verdichtung	[m <sup>3</sup> ]
$V_h$	Hubvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V'_h$	Resthubvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_c$	Kompressionsvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_k$	Kompressionsvolumen	[m <sup>3</sup> ]
$V_M$	Volumen des Brennraumdachs	[m <sup>3</sup> ]
$V_V$	Volumen des verbrannten Gases	[m <sup>3</sup> ]
$w$	Laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$w_0$	Laminare Flammengeschwindigkeit	[m/s]
$w_{real}$	Tatsächliche laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit	[m/s]
$w_{start}$	Charakteristische Geschwindigkeit während des Starts bzw. Hochlaufs	[m/s]
$w_x$	Axiale Strömungsgeschwindigkeit	[m/s]
$\dot{x}$	Kolbengeschwindigkeit	[m/s]
$x$	Kolbenweg	[m]
$X_{Vol}$	Volumetrischen Umsetzungsgrad	[1]
$Y_{F,u}^m$	Massenbruch des unverbrannten Kraftstoffs	[1]
$\alpha$	Koeffizient	[1]
$\alpha$	Kurbelwinkel	[°]
$\alpha$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_G$	Wärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\alpha_W$	Wandwärmeübergangskoeffizient	[W/m <sup>2</sup> K]
$\beta$	Koeffizient	[1]
$\varepsilon'$	Effektives Verdichtungsverhältnis	[1]
$\varepsilon$	Dissipation	[m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\varepsilon$	Geometrisches Verdichtungsverhältnis	[1]
$\Theta_F$	Polares Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs	[kgm <sup>2</sup> ]
$\Theta_M$	Polares Massenträgheitsmoment des Motors	[kgm <sup>2</sup> ]
$\kappa$	Isentropenexponent	[1]
$\lambda$	Schubstangenverhältnis	[1]

$\lambda_S$	Schubstangenverhältnis	[1]
$\rho$	Dichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_0$	Ruhedichte	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_m$	Dichte des Mediums im Brennraum	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\rho_u$	Dichte des unverbrannten Gemisches	[kg/m <sup>3</sup> ]
$\varphi$	Kurbelwinkel	[°]
$\Phi$	Mischungsverhältnis	[1]
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle	[rad/s]
$\omega_M$	Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle	[rad/s]

### **Chemische Kurzzeichen**

<b>Zeichen</b>	<b>Beschreibung</b>
C	Kohlenstoff
CH <sub>4</sub>	Methan
CO	Kohlenstoffmonoxid
CO <sub>2</sub>	Kohlenstoffdioxid
H	Wasserstoff
N <sub>2</sub>	Stickstoff
NO <sub>x</sub>	Stickstoffoxide
O <sub>2</sub>	Sauerstoff

### **Abkürzungen**

<b>Zeichen</b>	<b>Beschreibung</b>
ANW	Auslassnockenwelle
AV	Auslassventil
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computed Fluid Dynamics
CDM	Code Division Multiplexing
CNG	Compressed Natural Gas
CULT	Cars UltraLight Technologies
DKS	Drosselklappenstellung
DOHC	Double Overhead Camshaft
EDS	Erweiterter Direktstart
ENW	Einlassnockenwelle
EV	Einlassventil
KMT	Kühlmitteltemperatur
KDS	Konventioneller Direktstart
LFL	Lower Flammability Limit, untere Zündgrenze
NEFZ	Neuer Europäischer Fahrzyklus

---

OT	Oberer Totpunkt
P_ZYL	Zylinderdruck
SD	Startdruck
SW	Startwinkel
UFL	Upper Flammability Limit, obere Zündgrenze
UT	Unterer Totpunkt
VG	Verstellgeschwindigkeit
ZOT	Oberer Totpunkt zwischen Kompressions- und Arbeitstakt (Zünd-OT)
ZYL	Zylinder
ZZP	Zündzeitpunkt
°KWnZOTdZyl1	Grad Kurbelwinkel nach dem Zünd-OT des Zylinders 1

# 1 Einleitung

Die starke Zunahme der Treibhausgas-Emissionen führt zu verheerenden Umweltschäden. Da Kohlenstoffdioxid (CO<sub>2</sub>) den weitaus größten Anteil dieser Emissionen darstellt, ist es notwendig, diese durch gesetzliche Restriktionen einzudämmen. [1]

Das Europaparlament einigte sich mit den Mitgliedsstaaten, den durchschnittlichen CO<sub>2</sub>-Ausstoß der Neuwagen bereits bis 2015 auf 130g/km zu reduzieren. Dieser Wert entspricht einem Verbrauch von ca. 5,6 Litern Ottokraftstoff pro 100 Kilometer. [2] [3]

Für die nahe Zukunft hat das Europäische Parlament in [4] und [5] festgelegt, den Grenzwert für die CO<sub>2</sub>-Emissionen der Neuwagenflotte eines Herstellers betreffend Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge bis zum Jahr 2020 auf 95g/km weiter abzusenken. Diese vorgeschriebene Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen und damit des Kraftstoffverbrauchs zwingt die Automobilhersteller weitere Maßnahmen zu entwickeln, welche die Effizienz der Verbrennungsmotoren in Kraftfahrzeugen steigern.

Eine Möglichkeit, den Wirkungsgrad von Verbrennungskraftmaschinen anzuheben und infolgedessen den Kraftstoffverbrauch zu verringern, ist das sogenannte Downsizing, welches sich durch Absenken des Hubvolumens und gleichzeitigem Steigern des maximalen Mitteldrucks auszeichnet. Die Verkleinerung des Hubvolumens hat Motoren mit einer geringen Anzahl an Zylindern wie etwa 3 oder gar 2 zur Folge. [6]

Ausschließlich durch Optimierung der Brennverfahren und Reduzierung der Reibung werden zukünftig diese niedrigen Verbrauchsgrenzwerte nicht mehr zu erfüllen sein.

Eine weitere, sehr elegante Möglichkeit zur Reduzierung des CO<sub>2</sub>-Ausstoßes stellt daher der Einsatz von Erdgas (CNG...Compressed Natural Gas), welches zum größten Teil aus Methan besteht, als Kraftstoff für Fahrzeuge dar. Das beträchtliche CO<sub>2</sub>-Einsparungspotenzial von rund 20% aufgrund des Molekülaufbaus gegenüber Benzin kann durch den Einsatz von Bio-Methan auf bis zu 97% erhöht werden. Mittels aus regenerativem Strom hergestelltem CNG lässt sich das Fahrzeug sogar CO<sub>2</sub>-neutral betreiben. [7] [8]

Betrachtet man Methan nicht nur als Kraftstoff sondern auch als Energieträger, so lässt sich eine hervorragende CO<sub>2</sub>-Bilanz erzielen. Durch sogenannte Power-to-Gas-Prozesse lässt sich Methan aus regenerativer elektrischer Energie erzeugen und in das Erdgasnetz einspeisen, wodurch sich ein zeitlich geschlossener Kohlenstoffkreislauf ergibt. [9] [10]

Nicht nur bezüglich der Kohlenstoffdioxid-Emissionen birgt Erdgas als Kraftstoff für PKW ein großes Potenzial. Betrachtet man den Ausstoß an Kohlenstoffmonoxid (CO), Stickstoffoxiden (NO<sub>x</sub>) und höheren Kohlenwasserstoffen, so liegt dieser bis zu 80% unter jenen von Antrieben mit Flüssigkraftstoffen. [11]

Um Erdgasmotoren bei einem hohen Wirkungsgrad zu betreiben, ist es erforderlich, das meist vom Benzin-Betrieb stammende Brennverfahren auf den CNG-Betrieb abzustimmen und zu optimieren. Dies kann durch Aufladung und hohe Verdichtungsverhältnisse realisiert werden, wodurch die hohe Klopfestigkeit von Erdgas zum Tragen kommt. [12]

Zur Reduktion des Leerlaufverbrauchs beim Fahrzeugstillstand, welcher vor allem im Stadtverkehr vorkommt, kommen sogenannte Start-Stopp-Systeme zum Einsatz. Bei diesen Systemen wird die Verbrennungskraftmaschine während der Stillstandsphasen abgeschaltet und erst beim Betätigen der Kupplung bei manuell geschalteten Fahrzeugen oder beim Entlasten des Bremspedals bei automatisch geschalteten Fahrzeugen wieder gestartet. Diese häufigen Startvorgänge erfordern stärkere Starter, elektrische Energiespeicher mit erhöhtem Energieinhalt und stabilisierte Bordnetze. [13]

Eine Möglichkeit den Wiederholstart bei Start-Stopp-Systemen zu realisieren, ist der sogenannte Direktstart. Dabei wird der Motor ohne Fremdenergie nur durch Verbrennungen in Drehung versetzt und damit gestartet. Dadurch entfallen die oben genannten zusätzlichen Maßnahmen. Dieser Direktstart ist aufgrund des Erfordernisses einer Fremdzündung nur bei Ottomotoren mit innerer Gemischbildung möglich. [14]

## 2 Motivation und Zielsetzung

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen eines Forschungsprojekts, in dem ein innovatives Fahrzeugkonzept für das Kleinwagen- bzw. A-Segment entwickelt und ein Prototyp angefertigt wurden. Das Projekt bzw. das Fahrzeug, welches in [Abbildung 2.1](#) dargestellt ist, trug den Namen Cars UltraLight Technologies, kurz CULT, und wurde unter der Führung von Magna Steyr, unterstützt durch sieben industrielle und wissenschaftliche Partner durchgeführt bzw. aufgebaut. Die Zielsetzung für das Fahrzeug war, eine Masse von 600kg nicht zu überschreiten und im Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) maximal 49g CO<sub>2</sub> pro km zu emittieren. Dabei sollte es Beschleunigungswerte wie vergleichbare Fahrzeuge dieses Segments aufweisen und eine Reichweite von mindestens 400km erzielen. [15]



Abbildung 2.1: Fahrzeug CULT [15]

Am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien erfolgte die Entwicklung des Antriebsstrangs für das Ultraleicht-Fahrzeug, der aus einem Dreizylinder-Turbomotor mit Erdgas-Direkteinblasung, einem automatisierten Schaltgetriebe und einem Riemen-Starter-Generator besteht.

Der Motor wurde im Zuge des Projekts nicht vollkommen neu konstruiert, sondern ein Dreizylinder-Turbomotor mit Benzin-Direkteinspritzung für den Betrieb mit Erdgas adaptiert und optimiert. Die Entwicklung und Verbesserung des Brennverfahrens bezüglich der Erdgas-Direkteinblasung sind in [16] [17] und [18] beschrieben. Sowohl in der Teillast als auch in der Vollast wurde der Motor über den gesamten Drehzahlbereich auf den monovalenten Betrieb mit Erdgas abgestimmt.

Die hohe Klopfestigkeit von Erdgas lässt einen wirkungsgradoptimalen Betrieb zu, infolge dessen signifikant höhere Spitzendrücke als beim Betrieb mit Benzin auftreten. Aus

diesem Grund war es notwendig, diverse Bauteile des Motors an die höheren Belastungen anzupassen. Zusätzlich wurde, um den Betrieb mit Erdgas zu gewährleisten bzw. wirkungsgradoptimal zu gestalten, der Einsatz weiterer Komponenten erforderlich.

Bei den ersetzten bzw. zusätzlich verbauten Bauteilen handelt es sich, wie in Abbildung 2.2 dargestellt, um:

- (1) Einblasventile
- (2) Gasrail
- (3) Gasdruckregler
- (4) Leichtbau-Saugrohr
- (5) Hydraulischer Phasensteller auf der Einlassnockenwelle
- (6) Zündsystem mit höherer Zündenergie
- (7) Verstärkte Pleuel
- (8) Verstärkte und für ein höheres Verdichtungsverhältnis geometrisch veränderte Kolben

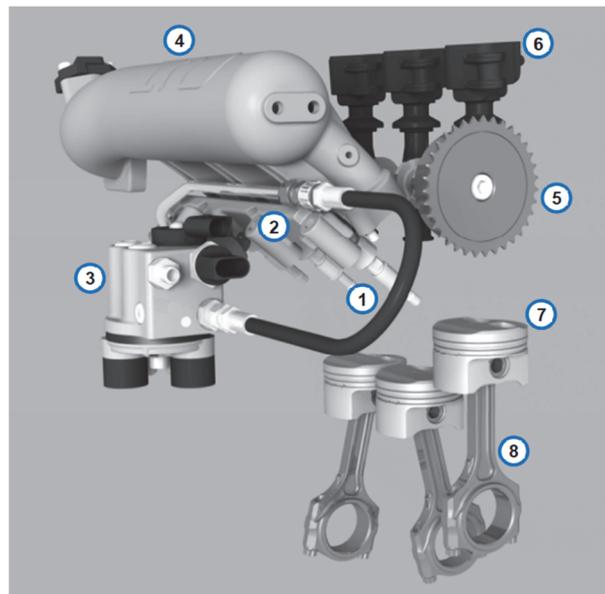


Abbildung 2.2: Optimierte Bauteile für den Erdgasbetrieb [17]

Durch den Einsatz der verstärkten Bauteile im Kurbeltrieb war es möglich, den zulässigen Spitzendruck im Zylinder auf 100bar anzuheben.

Aufgrund des begrenzten Bauraums im Fahrzeug und des zulässigen Gesamtgewichts, ergab sich ein sehr kompakter Antriebsstrang, wie er in Abbildung 2.3 dargestellt ist.



Abbildung 2.3: Antriebsstrang CULT

Am Antriebsstrang des CULT kam anstelle eines Ritzelstarters und eines Generators ein Riemen-Starter-Generator zum Einsatz. Dieser ist, wie in Abbildung 2.4 gezeigt, am Getriebe angebaut und über einen Riementrieb mit der Eingangswelle des Getriebes verbunden. Aufgrund dieser Anordnung entspricht der Antriebsstrang einem parallelen Hybridantrieb des Typs P2. Da der Riemen-Starter-Generator bei einer Spannung von 12V und damit im Niederspannungsbereich betrieben wurde, handelt es sich dabei um eine Mild-Hybridisierung. Mit Hilfe dieser lassen sich die folgenden Betriebsmodi realisieren:

- Start-Stopp
- Lastpunktanheben
- Rekuperation
- Segeln
- Boosten
- Elektrisches Kriechen

Diese Funktionen wurden im Zuge des Projekts in das Motorsteuergerät integriert und sowohl am Prüfstand als auch im Fahrzeug untersucht. [19] [20]

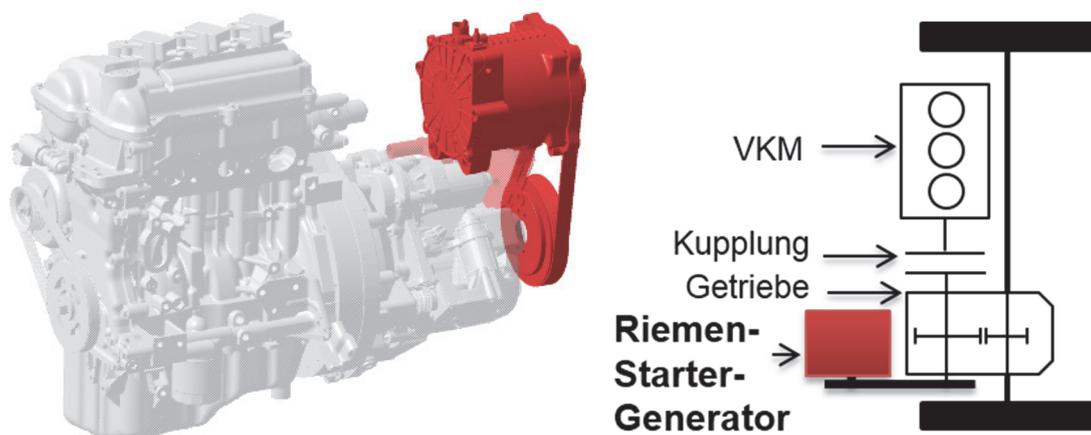


Abbildung 2.4: Position des Riemen-Starter-Generators [20]

Die Verbindung des Riemen-Starter-Generators mit der Getriebeeingangswelle hat hinsichtlich der darstellbaren Hybridfunktionen große Vorteile. Ein bedeutender Nachteil liegt aber im Starten des Verbrennungsmotors. Die Funktion Segeln, bei der der Motor, sobald das Fahrzeug ausrollt, durch Öffnen der Kupplung vom Getriebe getrennt und abgestellt wird, erfordert einen schnellen Wiederstart des Motors, wenn vom Fahrer wieder ein Drehmoment angefordert wird. Auch im Start-Stopp-Betrieb, bei welchem in Stillstandsphasen der Motor abgestellt wird, ist ein schnelles Erreichen einer Motordrehzahl, ab der für das Anfahren wieder ein Drehmoment aufgebaut werden kann, auch unumgänglich. In beiden Fällen bedarf es der Beschleunigung des Fahrzeugs mittels der Verbrennungskraftmaschine, da das Moment des Riemen-Starter-Generators dafür nicht ausreicht. Dieser dient aber aufgrund des fehlenden Ritzelstarters zum Hochschleppen des Motors bis zur Startdrehzahl. Wie die schematische Darstellung des Triebstrangs in Abbildung 2.4 zeigt, wird das dafür erforderliche Drehmoment durch die Getriebeeingangswelle übertragen. Hierfür muss die Kupplung geschlossen sein und das Getriebe muss sich in Neutral-Stellung befinden, da andernfalls Drehmoment an die Räder übertragen wird. Im Start-Stopp- oder Segel-Betrieb muss für den Wiederstart des Motors die zuvor genannte Konfiguration hergestellt und nach dem Hochlauf die Kupplung geöffnet, der erforderliche Gang eingelegt und für das Beschleunigen des Fahrzeugs die Kupplung gezielt geschlossen werden. Infolge der langen Schaltzeiten des automatisierten Schaltgetriebes, kommt es zu langen Wartezeiten, welche den Komfortansprüchen der Fahrzeuginsassen nicht genügen. [19]

Eine Unterstützung des Riemen-Starter-Generators während des Hochschleppens des Motors durch gezielte Verbrennungen, wie in [21] beschrieben, hat nur geringen Einfluss auf die Startdauer. Aus diesem Grund kann eine Startmethode, welche den Hochlauf des Motors ohne der Unterstützung des Riemen-Starter-Generators ermöglicht, den Komfort signifikant verbessern. Eine derartige Methode ist der sogenannte Direktstart, mit Hilfe dessen bei Verbrennungskraftmaschinen ausschließlich durch das gezielte Einspritzen und Entzünden von Kraftstoff der Hochlauf erfolgt. [22]

Eine weitere große Herausforderung stellt die Situation des Change-of-Mind dar, bei der der Fahrer, zum Beispiel bezogen auf den Start-Stopp-Betrieb, während des Anhaltevorgangs und damit Abstellens des Verbrennungsmotors wieder die Beschleunigung dieses wünscht. In diesem Fall muss bei konventionellen Starteinrichtungen, wie in [23] beschrieben, die Kurbelwelle schnellstmöglich zum Stillstand gebracht werden, um den Starter für den Wiederstart einsparen zu können. Mittels der Direktstartfunktion ist es möglich, diesen Vorgang zu verkürzen und zu jedem Zeitpunkt einen Hochlauf des Motors einzuleiten.

Umfangreiche Untersuchungen bezüglich dieser Startmethode, wie sie beispielsweise in [24], [25] und [26] beschrieben sind, wurden für Vierzylinder-Motoren mit Benzin-Direk-

teinspritzung sowohl mittels Motorprozesssimulationen als auch Prüfstandsuntersuchungen durchgeführt. Ein entscheidendes Kriterium für die Anwendbarkeit des Direktstarts ist die Zylinderanzahl. Wie die Motorprozesssimulation in [25] zeigt, eignen sich Motoren mit größerer Zylinderanzahl besser für den Einsatz des Direktstarts als jene mit drei oder weniger Zylindern.

In dieser Arbeit wird die Anwendbarkeit des Direktstarts als Startkonzept für einen Dreizylinder-Motor aufgezeigt, bzw. welche Maßnahmen zu treffen sind, um diesen umsetzen zu können. Diesbezüglich erfolgt mittels Untersuchungen am Motorprüfstand und einer Motorprozesssimulation eine detaillierte Betrachtung sowohl des konventionellen als auch des erweiterten Direktstarts. Ein besonderes Augenmerk wird dabei auf die Erdgas-Direkteinblasung gelegt, da sie die Möglichkeit eröffnet, den Energieeintrag der ersten Verbrennung maßgeblich zu beeinflussen bzw. zu erhöhen. Zudem können hinsichtlich der Gemischaufbereitung aufgrund des gasförmig eingebrachten Kraftstoffs, verglichen mit der Benzin-Direkteinspritzung, andere Strategien gewählt werden. Mit Hilfe einer Energiebilanz wird auf die Umsetzung der über das Erdgas eingebrachten Energie und die Verluste bzw. die zu überwindende Arbeit umfassend eingegangen. Weiters erfolgt eine Darstellung der Potenziale, welche eine höhere Variabilität des Ventiltriebs bezüglich des Direktstarts eröffnen würde. Überdies geben Auslaufuntersuchungen Aufschluss über die zu erwartenden Startpositionen des Dreizylinder-Motors.

### 3 Grundlagen zum Direktstart

#### 3.1 Arten des Direktstarts

Als Direktstart wird der Start eines Verbrennungsmotors bezeichnet, bei dem ohne Fremdenergie, beispielsweise eines Starters, nur durch gezielte Einspritzungen und Zündungen der Hochlauf erfolgt (vgl. [Abbildung 3.1](#)). Das Drehmoment für den Hochlauf aus dem Stillstand wird ausschließlich aus der Gaskraft der Verbrennung bezogen. Am Beginn des Startvorgangs muss derjenige Zylinder ermittelt werden, bei welchem die Einlass- und Auslassventile geschlossen sind. In diesen Zylinder wird so viel Kraftstoff eingebracht, dass im Brennraum ein zündfähiges Gemisch entsteht, welches mittels des Zündsystems entflammt wird. Der daraus entstehende Druckanstieg versetzt die Pleuellbogen in Rotation. [26] [27] [28]

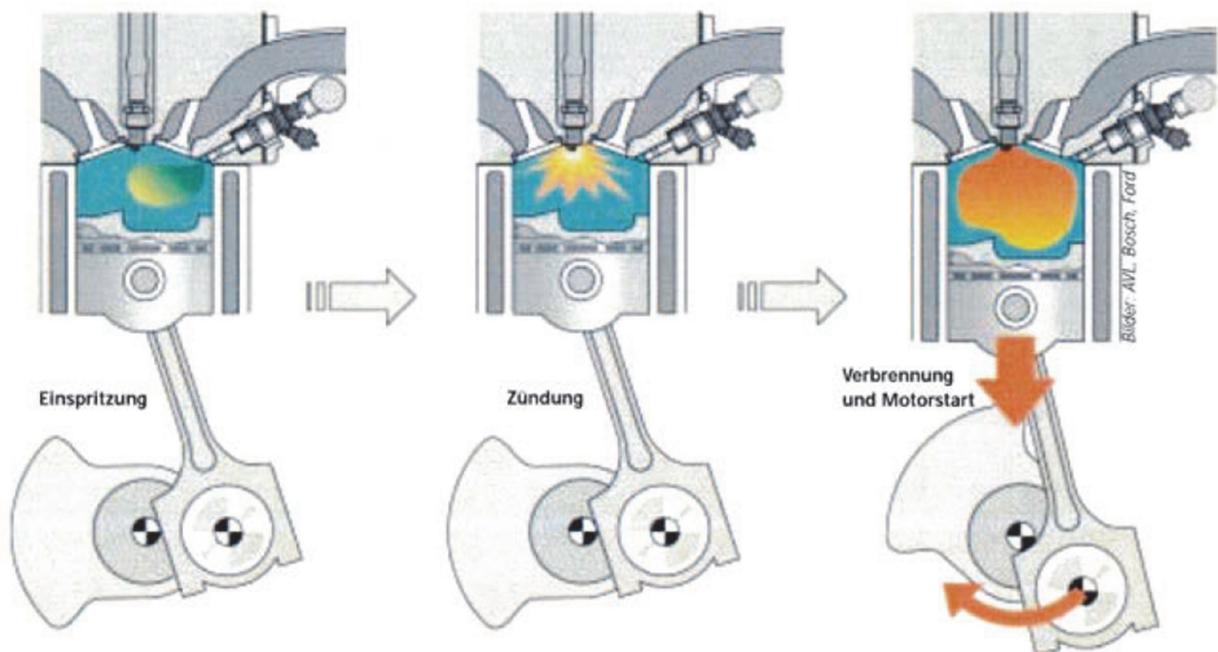


Abbildung 3.1: Ablauf Direktstart [29]

Es wird zwischen zwei Arten von Direktstarts unterschieden, dem konventionellen Direktstart und dem erweiterten Direktstart. Der jeweilige Ablauf der beiden Starts wird im Folgenden erläutert, wobei die gezeigten Bilder und die angegebenen Pleuellbogenpositionen der Anwendung an einem Vierzylinder-Motor mit Benzin-Direkteinspritzung entsprechen.

Den Ablauf des konventionellen Direktstarts, wie er beispielsweise in [30], [31] und [32] beschrieben ist, zeigt [Abbildung 3.2](#). Zu Beginn wird in den Brennraum des sich im Arbeitstakt befindenden Zylinders Kraftstoff eingebracht (1), wobei die Ladungswechselventile geschlossen sein müssen. Nach einer Gemischaufbereitungsphase erfolgt die

Entflammung des Kraftstoff-Luft-Gemisches mittels eines Zündfunken (2). Der Druckanstieg infolge der Verbrennung drückt den Kolben nach unten und bewirkt damit das Vorwärtsdrehen der Kurbelwelle (3). Dadurch überwindet der Kolben, des in der Zündreihenfolge nächsten Zylinders, den oberen Totpunkt (OT) und verdichtet dabei die eingeschlossene Luftmasse. In diese wird Kraftstoff eingespritzt und durch Zündung des Gemisches die nächste Verbrennung eingeleitet. Infolge mehrerer Verbrennungen läuft der Motor bis zur Leerlaufdrehzahl hoch.

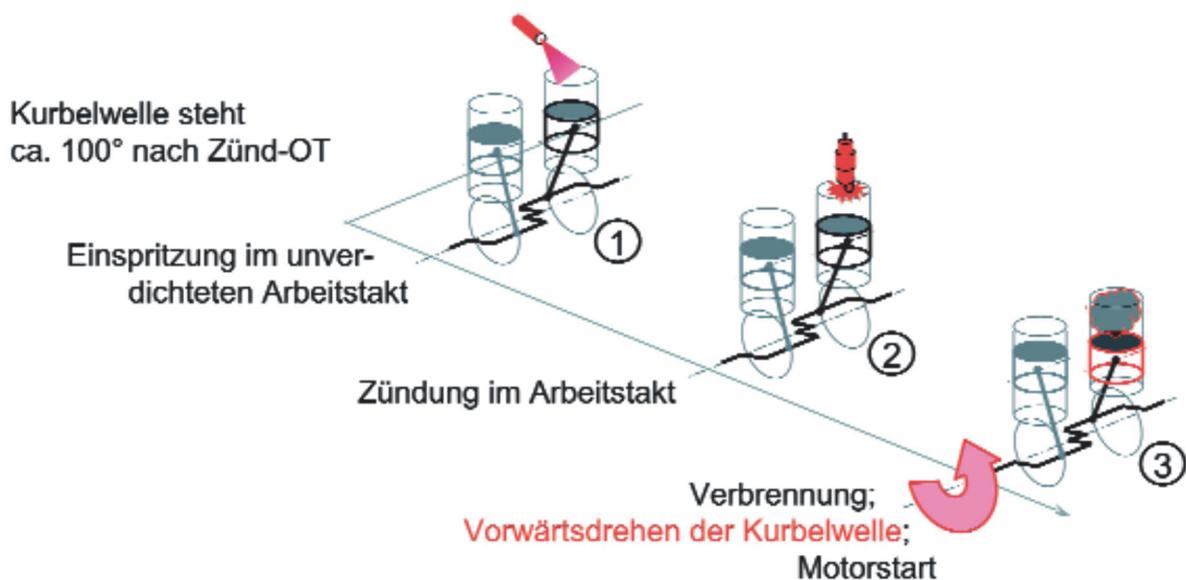


Abbildung 3.2: Ablauf des konventionellen Direktstarts [31]

Im Gegensatz zum konventionellen Direktstart wird beim erweiterten Direktstart die Kurbelwelle anfangs in eine Rückwärtsdrehbewegung versetzt. Wie in [Abbildung 3.3](#) zu sehen ist, wird in einen Zylinder, welcher sich im Kompressionstakt befindet, Kraftstoff eingebracht (1) und gezündet (2), wobei ebenfalls die Ladungswechselventile geschlossen sein müssen. Die Verbrennung bewirkt einen Druckanstieg, der in diesem Fall beim Hinunterdrücken des Kolbens die Kurbelwelle in eine Rückwärtsdrehbewegung versetzt. Infolge dessen erfolgt die Verdichtung der Ladung des, in der Zündreihenfolge vorausgehenden und sich im Arbeitstakt befindenden, Zylinders. In die komprimierte Luft wird auch Kraftstoff eingespritzt (3). Die Verdichtung bewirkt eine Verzögerung der Kurbelwelle und unmittelbar vor dem Erreichen des Umkehrpunkts bzw. mit genügend großem Abstand zum oberen Totpunkt<sup>1</sup> erfolgt die Entzündung des Gemisches. Der entstehende Druck bremst die Kurbelwelle weiter ab und erzeugt infolge einer Drehrichtungsumkehr (4) eine Vorwärtsdrehbewegung (5). Die dadurch erreichte Drehzahl muss ausreichen, um die folgenden beiden Totpunkte zu überwinden. Der Grund hierfür ist, dass der unmittelbar folgende Zylinder jener ist, in dem die erste Verbrennung stattfand und infolge des darin

<sup>1</sup> Es darf dabei der obere Totpunkt keinesfalls überschritten werden, da andernfalls die Kurbelwelle nicht mehr in eine Vorwärtsdrehung versetzt werden kann.

eingeschlossenen Abgases keine Verbrennung mehr stattfinden kann. Wird der Arbeitstakt des in der Zündreihenfolge nächsten Zylinders erreicht, so findet der weitere Hochlauf wie beim konventionellen Direktstart statt. [31] [32] [33]

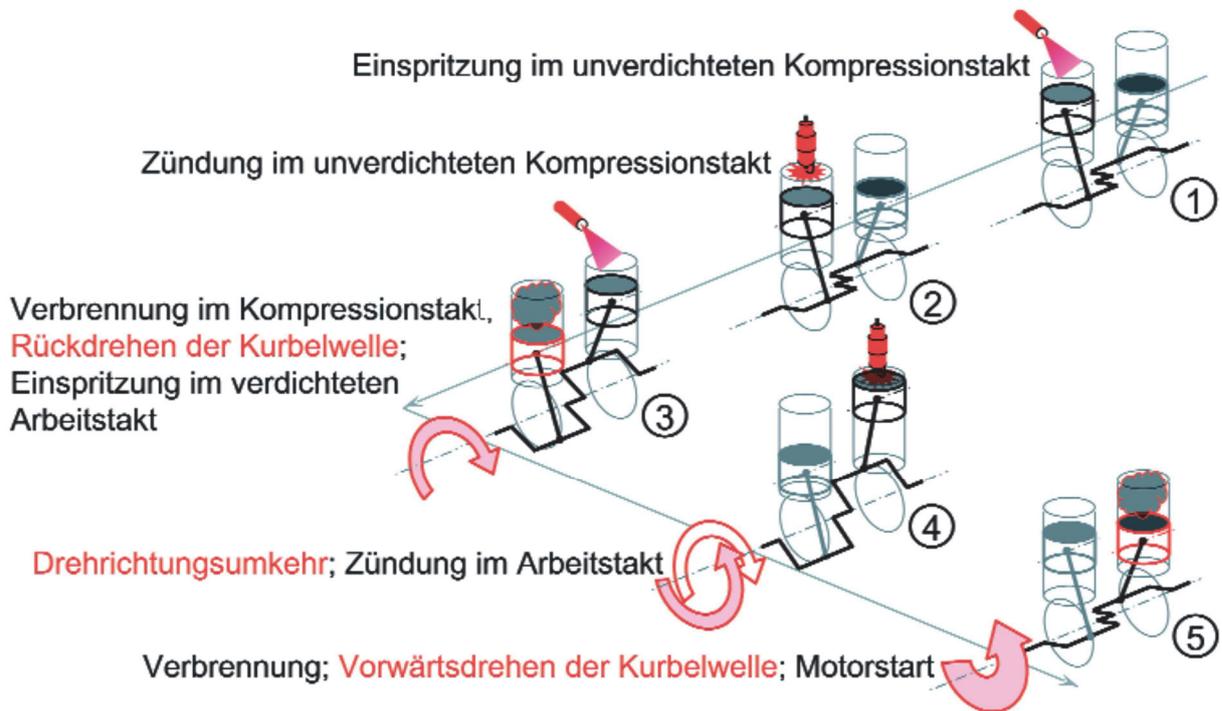


Abbildung 3.3: Ablauf erweiterter Direktstart [31]

## 3.2 Stand der Technik, Patentrecherche

Bisherige Veröffentlichungen wie zum Beispiel [27] und [31] zeigen, dass sowohl der konventionelle als auch der erweiterte Direktstart nur sehr begrenzt einsetzbar sind. Vor allem die Auslaufposition der Pleuelstange und die Kühlmitteltemperatur schränken die Anwendbarkeit des Direktstarts beträchtlich ein. Da nach einem Fehlstart der Direktstart nicht mehr bzw. nur mittels geeigneter Einrichtungen durchführbar ist, kann er ohne ein zusätzliches Startsystem, wie einem Ritzelstarter, nicht in der Serie umgesetzt werden. Aus diesem Grund wird derzeit, wie beispielsweise in [34], [35], [36] und [37] beschrieben, an starterunterstützten Direktstarts für den Serieneinsatz gearbeitet.

Bezüglich der Steigerung der Anwendbarkeit und Zuverlässigkeit des Direktstarts erfolgten zahlreiche Patent-Anmeldungen. Auf die wichtigsten und besonders für Motoren mit kleiner Zylinderanzahl und hohem Verdichtungsverhältnis relevanten Maßnahmen wird im Folgenden eingegangen.

### 3.2.1 Steigerung der Brennraumfüllung

Um den Druck bzw. die Füllung im Brennraum des Zylinders zu steigern, in welchem die erste Verbrennung stattfindet, ist in [38] eine Starteinrichtung mit einem elektrischen Ver-

dichter beschrieben, welcher komprimierte Luft an den offenen Einlassventilen vorbeileitet. Dieser erzeugt einen Druck, der doppelt so hoch ist wie der Atmosphärendruck. Zusätzlich ist am Einlassventil der Ventilteller so befestigt, dass sich das Ventil schließt, wenn der Brennraumdruck infolge der Verbrennung größer als der Druck vor dem Einlassventil wird. Anstelle des modifizierten Einlassventils ist es möglich, wie in [39] und [40] dargestellt, die Aufladung durch ein Spülgebläse mittels einer elektromagnetischen Ventilsteuerung zu realisieren.

Um die Energie der ersten Verbrennung zu erhöhen, wird bei der in [41] beschriebenen Starteinrichtung in einer Mischkammer aufbereitetes zündfähiges Kraftstoff-Luft-Gemisch in den Brennraum eingebracht. Dadurch besteht die Möglichkeit, die Kraftstoffmasse unabhängig von der sich im Brennraum befindenden Luftmasse zuzumessen. Da dieses Verfahren für Motoren vorgesehen ist, welche mit Benzin betrieben werden und der Kraftstoff über Einblaseventile eingebracht wird, erfolgt die teilweise außerhalb des Brennraums stattfindende Gemischaufbereitung während des gesamten Motorbetriebs. Um diese zu gewährleisten, muss die dafür erforderliche Spülluft nicht nur für den Start in der Mischkammer zur Verfügung stehen.

### **3.2.2 Absenken der Brennraumtemperatur**

Eine weitere Möglichkeit, die Ladungsmasse im Zylinder zu erhöhen, ist das Absenken der Brennraumtemperatur. Dazu wurde in [42] ein Verfahren angemeldet, mit welchem die für den Direktstart herangezogenen Zylinder im vorangehenden Betrieb gezielt abgeschaltet werden, damit die Temperatur im Brennraum für den Wiederstart möglichst gering ist. Daraus folgt die Erhöhung der Zylinderfüllung und damit der einbringbaren Energie. Durch eine gezielte Auslaufsteuerung soll eine geeignete Wiederstartposition hinsichtlich der zuvor bestimmten Zylinder gefunden werden. Um zusätzlich die Starticherheit zu erhöhen, kann mittels eines angepassten Kühlsystems eine stärkere Kühlung der abgeschalteten Zylinder erfolgen.

### **3.2.3 Phasenwechsel**

Verfügt der Motor über eine nockenwellenfreie, vollvariable Ventilsteuerung und befindet sich der Startzylinder im Expansions-Takt, so kann durch das Verstellen der Einlassnocken-Phase ein anderer Zylinder von der Ansaugphase in die Expansionsphase gebracht werden. Dadurch ist es möglich, in beiden Brennräumen die erste Verbrennung synchron einzuleiten und damit einen schnelleren und zuverlässigeren Hochlauf zu generieren. Diese Starteinrichtung ist in [43] beschrieben, wobei als Voraussetzung dafür angegeben ist, dass der Motor über vier oder mehr Zylinder verfügt. Eine Erweiterung dieses Verfahrens, wie in [44] dargestellt, ist die Verbrennung im Zylinder, bei welchem der Phasenwechsel stattfand, mager zu gestalten. Grund hierfür ist der fehlende Ladungswechsel

vor der nächsten Verbrennung, weshalb sich in diesem Brennraum Abgas befindet. Durch die magere Verbrennung ist es möglich, neben dem Restgas in dieser Ladung eine weitere Verbrennung zu induzieren.

Findet die erste Verbrennung nur in einem Zylinder statt und es folgt ein Fehlstart, so ergibt sich eine weitere Anwendung des Verfahrens aus [43]. Diese besteht darin, dass das Wechseln von der Ansaugphase in die Expansionsphase eines anderen Zylinders die Möglichkeit für einen weiteren Startversuch bringt.

### **3.2.4 Absenken des Verdichtungsdrucks**

In [45] wird ein Verfahren beschrieben, bei dem der Verdichtungsdruck im zweiten Zylinder mittels eines Dekompressionsventils abgesenkt wird, aber noch so viel Luft im Brennraum verbleibt, um einen den Hochlauf gewährleistenden Energieeintrag zu ermöglichen. Anstelle des Dekompressionsventils kann, wie in [43] beschrieben, auch eine variable Ventilsteuerung zur Reduktion des Verdichtungsdrucks dienen.

Eine weitere Möglichkeit den Verdichtungsdruck abzusenken, aber dabei die Zylinderfüllung nicht zu verringern, besteht darin, das geometrische Verdichtungsverhältnis während des Starts abzusenken. Dies wird in [46] und [47] durch Exzenter scheiben als Hauptlageranbindungen realisiert.

### **3.2.5 Gemischaufbereitung**

Das Einbringen von flüssigem Kraftstoff in den Brennraum, wie es bei der Benzin-Direkteinspritzung der Fall ist, erfordert Maßnahmen, um den Kraftstoff vollständig zu verdampfen und ein möglichst homogenes Kraftstoff-Luft-Gemisch zu generieren. Durch das Aufteilen der Kraftstoffmasse auf mehrere, getrennte Einspritzungen soll dies gewährleistet und eine Wandfilmbildung vermieden werden. Die zeitlichen Abstände werden dabei durch die Verdampfungszeit bestimmt. Diese sogenannten Mehrfacheinspritzungen sind in [48] und [49] dargestellt.

Bei der Direkteinblasung von Erdgas in den Brennraum entfällt aufgrund der gasförmigen Einbringung des Kraftstoffs die Verdampfungszeit. Bezüglich der Gemischaufbereitung durch mehrere Erdgas-Einblasungen sollen die später dargestellten Untersuchungen Aufschluss geben. Ein weiterer Vorteil der Erdgas-Direkteinblasung besteht darin, dass der Kraftstoff unter hohem Druck im Fahrzeug gespeichert ist. Infolgedessen entfallen Vorrichtungen zur Aufrechterhaltung bzw. zum Aufbau des Kraftstoffdrucks, welcher für den Direktstart erforderlich ist, wie sie beispielsweise in [50] für die Benzin-Direkteinspritzung beschrieben sind.

### 3.2.6 Auslaufsteuerung

Da die Auslaufposition der Kurbelwelle und damit der Startwinkel unter anderem ausschlaggebend für die Durchführbarkeit des Direktstarts ist, soll diese mittels einer gezielten Auslaufsteuerung aktiv beeinflusst werden. Stellglieder hierfür sind zum Beispiel die Lichtmaschine, der Elektromotor bei Hybridfahrzeugen und der Starter. [51]

In [52] ist beispielsweise beschrieben, wie durch die gezielte Verstellung der Drosselklappenposition während des Auslaufs die Kurbelwelle in einer Position zum Stillstand kommt, in welcher der Wiederstart mittels Direktstart erfolgen kann. Dabei wird abhängig von der Motordrehzahl und den Druckwerten im Saugrohr und den Brennräumen der Winkel der Drosselklappe eingestellt. Zu Beginn des Auslaufs ist die Drosselklappe geschlossen und nach dem Unterschreiten einer Grenzdrehzahl wird diese geöffnet.

In [33] ist erläutert, wie mittels einer variablen Ventilsteuerung die Gaswechselventile und damit der jeweilige Druck in den Brennräumen infolge von Expansion und Kompression beim Auslauf gezielt gesteuert werden. Diese Drücke generieren Kolbenkräfte und daraus resultierende Momente an der Kurbelwelle, wodurch eine optimale Auslaufposition für den Wiederstart erlangt wird.

In [53] dient als Stelleinrichtung die Ölpumpe, welche mittels eines zusätzlichen Ventils druckgeregelt wird, wobei über den Öldruck die Beeinflussung des Antriebsmoments erfolgt. Die Steuerung des Auslaufs mittels des Antriebsmoments der Hochdruckpumpe für die Benzin-Direkteinspritzung ist in [54] dargestellt.

Neben der Positionierung der Kurbelwelle muss beim Auslauf darauf geachtet werden, dass der Anteil an Abgas in den Brennräumen so gering wie möglich gehalten wird, um dadurch die Energieeinträge der ersten Verbrennungen des Direktstarts nicht zu reduzieren. Das, in [55] beschriebene, vollständige Öffnen der Drosselklappe ab dem Abstellen der Einspritzung begünstigt das Ausspülen von Kraftstoff, Kraftstoff-Luft-Gemisch und Abgasen aus dem Brennraum und verbessert infolgedessen den Wiederstart.

## 4 Prüfstands Aufbau

Die Ermittlung der Ergebnisse, welche in Kapitel 5 gezeigt werden, erfolgte am Prüfstand, an dem der Antriebsstrang des Fahrzeugs CULT aufgebaut war. In Abbildung 4.1 ist schematisch der Prüfstands Aufbau mit den wichtigsten und vor allem den Direktstart betreffenden Signalen und Komponenten dargestellt. Die Möglichkeit, synthetische Luft zu den Einblasventilen zu leiten, ist mittels der grünen Linien dargestellt, wobei die Versorgungsleitung am Zylinder 1 angeschlossen eingezeichnet ist. Die grünen Rechtecke am Gasrail sollen andeuten, dass diese auch mit den anderen Zylindern verbunden werden kann.

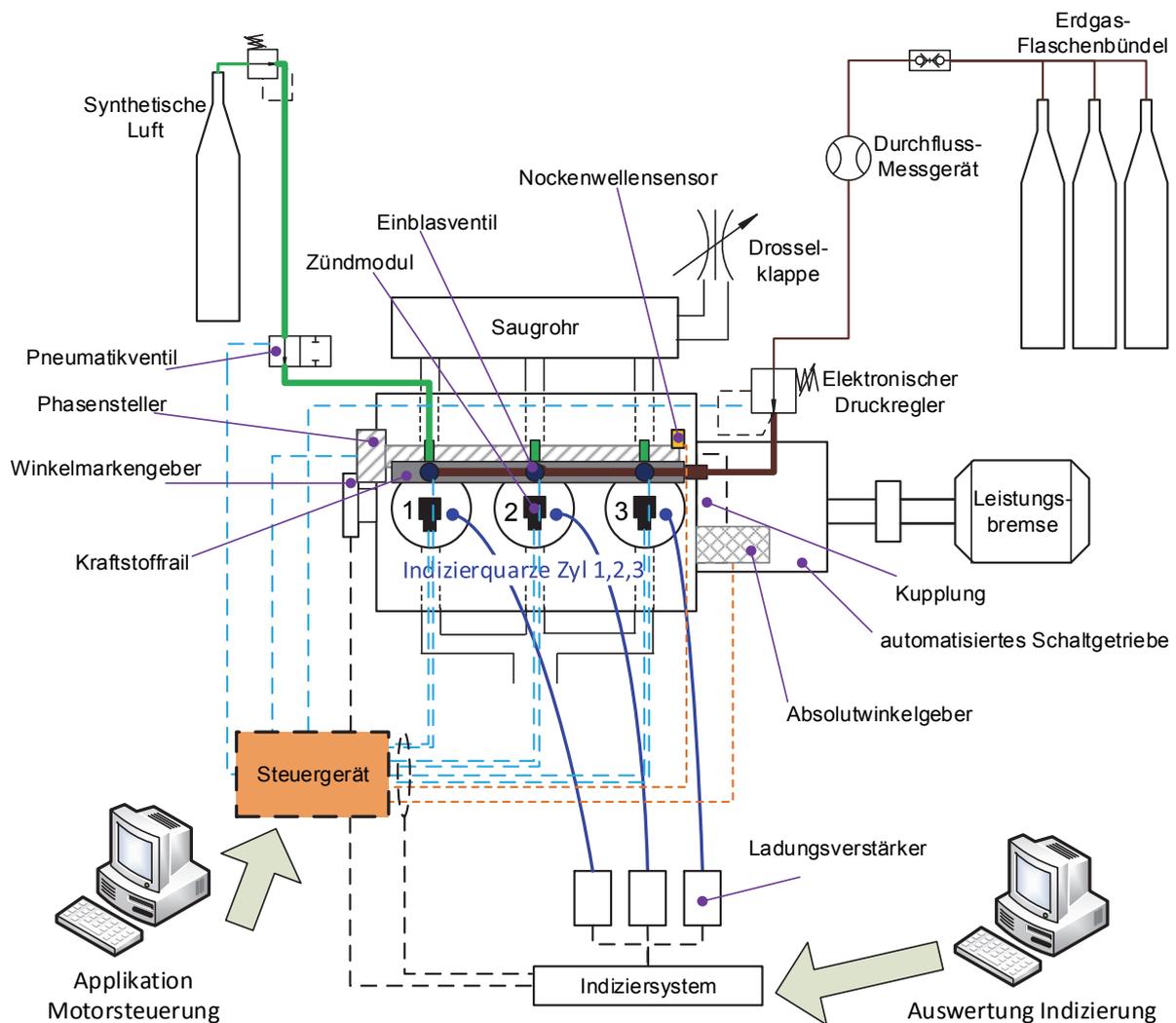


Abbildung 4.1: Schematischer Prüfstands Aufbau mit den wichtigsten, für den Direktstart relevanten, Aktuatoren und Sensoren inkl. Signalfluss: Steuer Signale (blau gestrichelt), Mess Signale (hellbraun kurz gestrichelt), Signale der Indizier-Messtechnik (schwarz gestrichelt)

Während der Startversuche war für die Abkopplung des Getriebes und der Belastungsmaschine die Kupplung, welche auch vom Steuergerät betätigt wird, geöffnet. Das Belasten des Motors und die Positionierung der Kurbelwelle erfolgten bei geschlossener

Kupplung mittels der Leistungsbremse. Die Erfassung der in den Ergebnissen dargestellten Größen, wie die Signale des Absolutwinkelgebers, der Hochdruckindizierung und des Winkelmarkengebers, erfolgte durch das Indiziersystem.

#### 4.1 Versuchsträger

Die wichtigsten Daten des Motors sind in Tabelle 4.1 dargestellt. Das geometrische Verdichtungsverhältnis wurde zu Beginn mit einem Wert von 13,6 festgelegt und im Verlauf der Messungen auf 12,0 abgesenkt.

Tabelle 4.1: Daten des Versuchsträgers

Anzahl Zylinder	3
Anzahl Ventile pro Zylinder	4
Ventiltrieb	DOHC Variable Phasenverstellung Einlass
Hubvolumen	658cm <sup>3</sup>
Hub	60,4mm
Bohrung	68mm
Verdichtungsverhältnis	13,6/12,0
Gemischaufbereitung	CNG-Direkteinblasung

Wie eingangs erwähnt, wurde der Dreizylinder-Turbomotor von Benzin-Direkteinspritzung auf Erdgas-Direkteinblasung umgestellt. Dazu war es erforderlich, wie Abbildung 4.2 zeigt, den Benzininjektor (in der linken Skizze) durch ein Einblasventil (im rechten Bild) zu ersetzen. Der Zylinderkopf weist eine seitliche Injektorlage auf, wobei der Injektor bzw. das Einblasventil um 40° zur Zylinderkopf-Dichtungsebene angestellt ist.

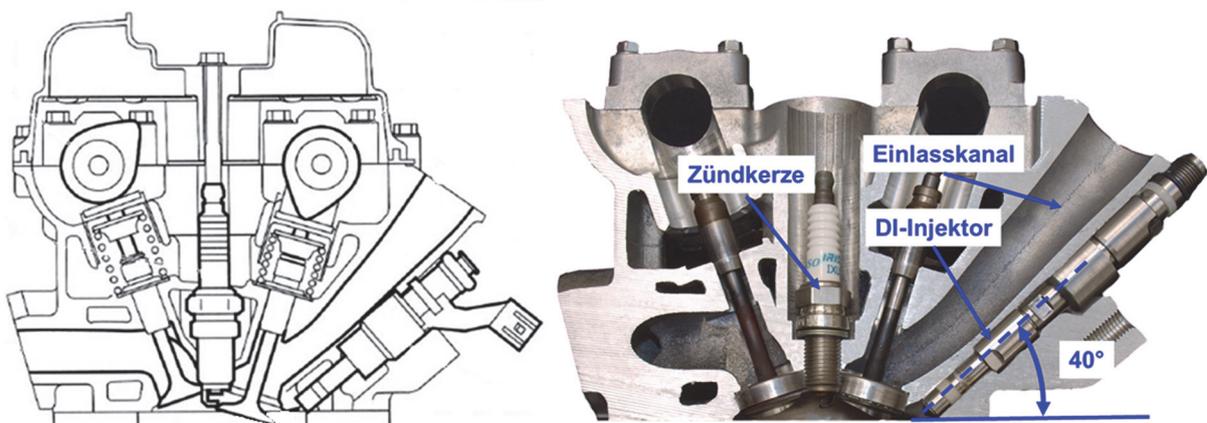


Abbildung 4.2: Schnitt durch den Zylinderkopf des Versuchsträgers mit Benzininjektor (links) und Einblasventil (rechts)

Das Einblasventil öffnet nach außen, wodurch, wie in [56] beschrieben, eine größere Durchflussrate erzielbar ist. Zudem unterstützt der Zylinderdruck dadurch die Schließkraft und damit die Dichtheit des Ventils. Bei den Versuchen wurden die Einblasventile mit Drücken von 4 bis 20bar betrieben.

Die Form und die Ausbreitung des Gasstrahls beim Einblasen von Helium mit einem Vor- druck von 11bar zeigen Schlierenaufnahmen, welche in Abbildung 4.3 im linken Bild dar- gestellt sind. Infolge des kleinen Strahlwinkels kollabiert der Strahl unmittelbar nach dem Düsenaustritt und breitet sich in einem engen Korridor aus. Die CFD-Simulation des Strahls (Abbildung 4.3, rechts) spiegelt dieses Ergebnis sehr gut wider und zeigt, dass sich im Zentrum des Strahls stromabwärts sehr hohe Geschwindigkeiten ergeben, die, wie später in den Messergebnissen dargestellt, eine große Auswirkung auf die Brennge- schwindigkeit haben.

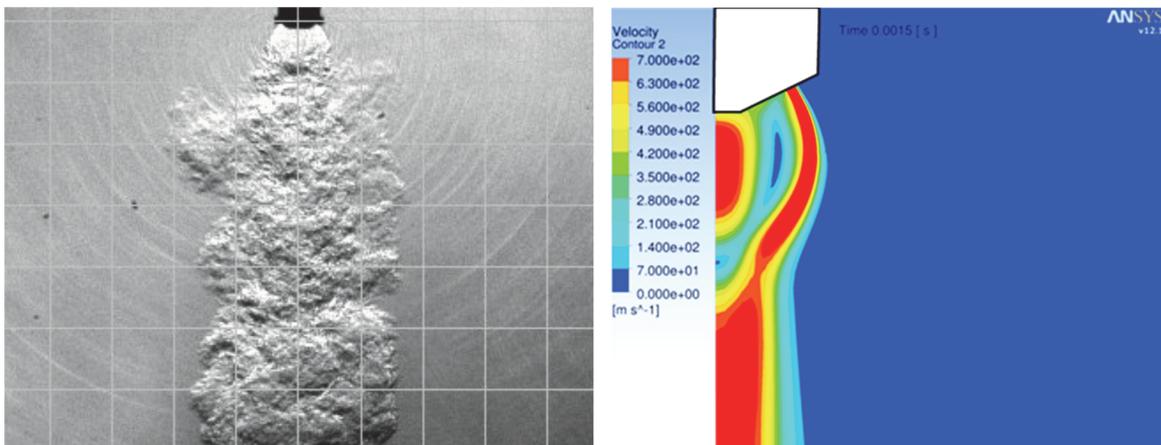


Abbildung 4.3: Schlierenaufnahmen (links) und simulierte Geschwindigkeitsverteilung (rechts) des Einblasstrahls; Einblasmedium = Helium; Einblasdruck = 11bar [56]

Das Erhöhen des geometrischen Verdichtungsverhältnisses für den CNG-Betrieb be- dingte bei gegebener Brennraum-Dachgeometrie eine Kolbenform, welche, wie in Abbil- dung 4.4 gezeigt, im oberen Totpunkt in den Zylinderkopf ragt. Der Kolbenaufbau bewirkt eine Vergrößerung des Verhältnisses von Brennraumoberfläche zu –volumen, das zu ei- ner Vergrößerung der Wandwärmeverluste führt.

Die mit  $Q$  gekennzeichneten Quetschflächen erzeugen während der Kompression eine nach innen gerichtete Strömung, welche laut [57] die Turbulenz im Brennraum und dadurch die Gemischaufbereitung und die Verbrennung beeinflusst.

Bezüglich der Turbulenzgenerierung und der Flammengeschwindigkeit wird auf das Ka- pitel 6.1.3.1 verwiesen.

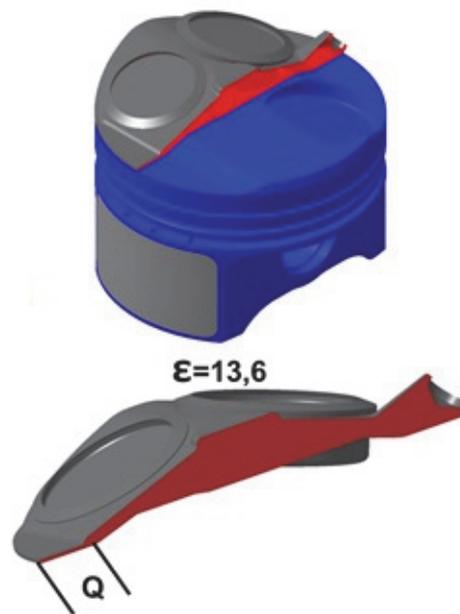


Abbildung 4.4: Brennraumform beim Verdichtungsverhältnis von 13,6 mit dargestellten Quetschflächen [18]

In Abbildung 4.5 ist der Kurbelstern des Versuchsträgers schematisch dargestellt. Zwischen den Kurbelkröpfungen ergibt sich aufgrund der Zylinderanzahl von drei ein Winkel von jeweils  $120^\circ$ , woraus für das Viertakt-Brennverfahren mit der Zündreihenfolge 1 – 3 – 2 ein Zündabstand von  $240^\circ\text{KW}$  folgt. Im Vergleich zum Vierzylinder-Motor vergrößert sich damit der Abstand zwischen zwei Zündungen um  $60^\circ\text{KW}$ , wodurch wie später gezeigt, die Anwendung des Direktstarts signifikant erschwert wird.

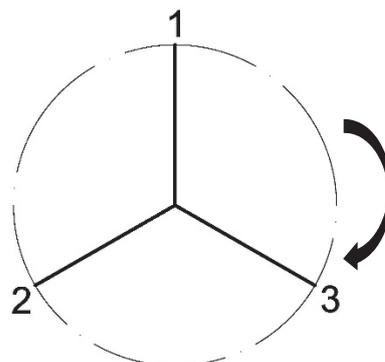


Abbildung 4.5: Kurbelstern Versuchsträger

Die Betätigung der Ein- und Auslassventile erfolgt mittels zweier oben liegenden Nockenwellen, welche von der Kurbelwelle über eine Kette angetrieben werden. Im Zuge der Motoradaption für den Erdgasbetrieb, wurde auf der Einlassnockenwelle ein hydraulischer Phasensteller verbaut. Dieser ist im unverstellten Betrieb im späten Anschlag fixiert und ermöglicht eine Phasenverstellung von  $30^\circ\text{NW}$  bzw.  $60^\circ\text{KW}$  in Richtung früh. Im Folgenden werden Verstellwinkel in Richtung früh mit negativem Vorzeichen beschrieben

und in Richtung spät mit positivem. Die Ventilhubkurven und der Kolbenweg ab dem unteren Totpunkt sind in Abbildung 4.6 dargestellt. Dem Kolbenweg 0 entspricht in dieser Darstellung und in den folgenden Diagrammen der untere Totpunkt. Zusätzlich ist die Ventilhubkurve der Einlassventile des ersten Zylinders bei maximaler Frühverstellung des Phasenstellers eingezeichnet. Wie zu erkennen ist, ergibt sich durch Verstellung der Phase eine Überschneidung der Ventilhubkurven, wodurch unter anderem eine interne Abgasrückführung oder ein spülender Betrieb ermöglicht wird. [16]

Befindet sich der Phasensteller im späten Anschlag, so ergibt sich keine Ventilüberschneidung. Das hat bezüglich des Direktstarts den großen Vorteil, dass während des Auslaufs das Rücksaugen von Abgas aus den Auslasskanälen in den Brennraum reduziert wird und sich dadurch im Brennraum des Startzylinders kaum Restgas befindet. [26]

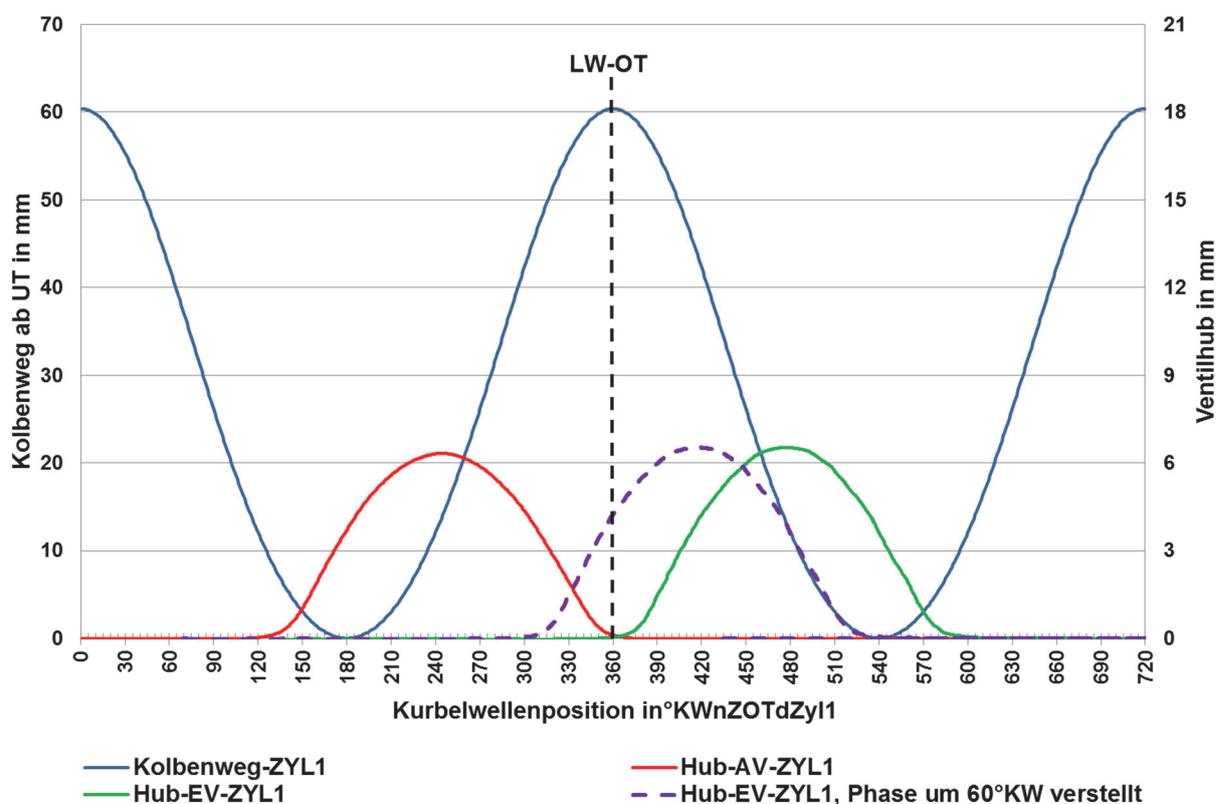


Abbildung 4.6: Kolbenweg ab UT, Auslassventilhub und Hübe der Einlassventile mit und ohne Phasenverstellung des Zylinders 1

## 4.2 Sensorik, Aktuatorik und Messtechnik

### 4.2.1 Motorsteuergerät

Für das in Kapitel 2 beschriebene Prototypenfahrzeug kam ein freiprogrammierbares Motorsteuergerät des Typs *PROtronic BaseLINE* von Schaeffler Engineering zum Einsatz. Dieses Entwicklungstool machte es erst möglich, die für den Direktstart nötigen Funktio-

nen zu entwickeln und umzusetzen. Zudem verfügte es über genügend Ein- und Ausgänge, um die für den Direktstart benötigten Sensoren und Aktuatoren einzulesen bzw. anzusteuern.

#### 4.2.2 Absolutwinkelgeber

Der Direktstart stellt besondere Anforderungen an die Erfassung der Kurbelwellenposition. Der im Kupplungsgehäuse des Versuchsträgers verbaute induktive Sensor, welcher anhand eines am Schwungrad befindlichen Geberrades die Drehzahl bzw. Kurbelwellenposition bestimmt, ist für die Positionserkennung beim Direktstart ungeeignet. Das liegt daran, dass diese Konfiguration auf einem inkrementellen Messprinzip basiert und erst nach mindestens einer vollständigen Umdrehung mit gleichzeitigem Abgleich der Kurbelwellen- und der Einlassnockenwellenstellung der Verdrehwinkel, bezogen auf den oberen Totpunkt zwischen Kompressions- und Arbeitstakt (Zünd-OT bzw. ZOT) des Zylinders 1, bestimmt werden kann.

Da für den Direktstart die Position der Kurbelwelle auch beim Motorstillstand bzw. sofort nach dem Einschalten der Zündung oder nach einem Spannungsausfall bekannt sein muss, ist es erforderlich, einen sogenannten Absolutwinkelgeber zu verbauen. Das ausgegebene Winkelsignal wird in Grad nach dem ZOT des Zylinders 1 bezogen auf die Kurbelwelle, kurz  $^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$ , angegeben.

Zur Bestimmung des Kurbelwinkels, auch bezüglich Ladungswechsel- und Zünd-OT, muss der Sensor mit einer der Nockenwellen verbunden sein und der Winkel von 0 bis  $720^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$  ausgegeben werden.

Beim Versuchsträger wurde der Absolutwinkelgeber mit der Auslassnockenwelle verbunden, da die Phase dieser nicht verstellbar und somit die Position der Kurbelwelle zu jedem Zeitpunkt festgelegt ist.

Bei den Untersuchungen kam ein induktiver Drehgeber der Firma Sumdia zum Einsatz. Dieser arbeitet nach dem Wirbelstrom-Prinzip und ist für die Anwendung an Verbrennungsmotoren hinsichtlich Temperatur-, Vibrations- und Verschmutzungsunempfindlichkeit bestens geeignet.

Der Sensor tastet mittels vier paarweise angeordneten Spulen eine leitfähige Spur, welche sich auf einem Rotor befindet, ab und generiert damit ein Sinus- und ein Cosinussignal (vgl. [Abbildung 4.7](#)). [58]

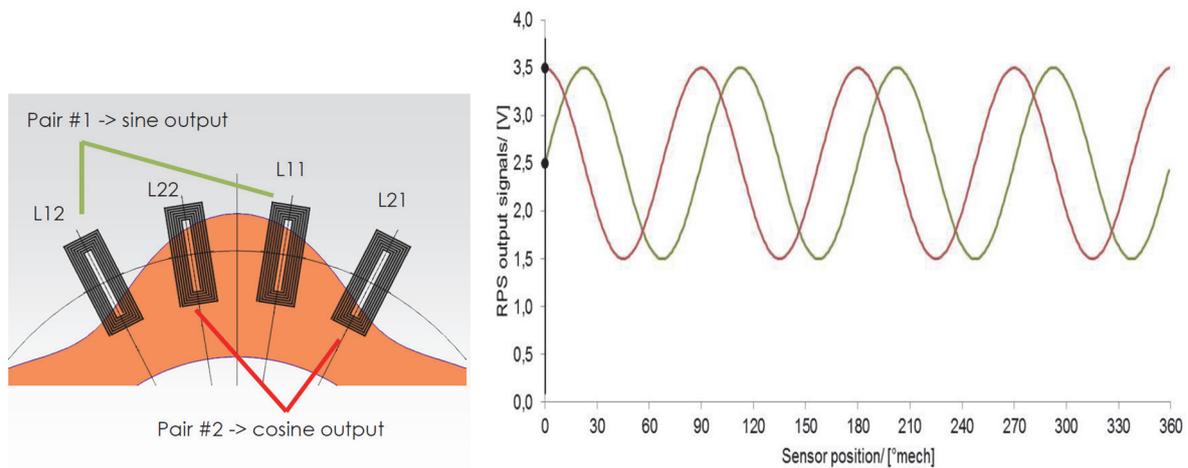


Abbildung 4.7: Induktiver Drehgeber: Anordnung der Spulen (links); Ausgangssignale (rechts) - Sinussignal (grün) und Cosinussignal (rot) [58]

Diese beiden Signale wurden direkt in das Motorsteuergerät eingelesen und daraus mittels eines Algorithmus der Absolutwinkel bestimmt.

Der große Vorteil dieses Prinzips ist, dass auch beim Übergang von  $360^\circ$  auf  $0^\circ$  zu jedem Zeitpunkt der Absolutwinkel verfügbar ist.

### 4.2.3 Indiziermesstechnik

Als Indizier-Messsystem fand ein IndiModul 622 der Firma AVL Verwendung, in welches die Zylinderdrucksignale, die Ansteuersignale der Einblasventile und Zündmodule, das Signal des Absolutwinkelgebers und bei Messungen mit Phasenverstellung das Signal des Nockenwellensensors eingelesen wurden. Zur Erfassung der Zylinderdrücke wurden wassergekühlte Indizierquarze des Typs 6061 der Firma Kistler in Verbindung mit Ladungsverstärkern des Typs 5011 eingesetzt.

Das Abtasten der Signaleingänge des Messsystems erfolgte zeitbasiert mit einer Frequenz von 2kHz. Die Drehzahl wurde aus dem CDM-Signal des Winkelmarkengebers ermittelt.

Zur Steuerung des Messsystems und Aufzeichnung der Messdaten am Prüfstand diente das Programm Indicom. Das Auswerten der Daten erfolgte mit der Software Concerto. Beide Programme stammten von der Firma AVL. Wie die Diagramme in Kapitel 5 zeigen, ergab sich in den Zylinderdrucksignalen bei längeren Messdauern eine leichte Drift, welche bei der Beurteilung der Ergebnisse beachtet werden muss.

## 4.3 Verwendete Kraftstoffe

Die Eigenschaften von Erdgas beim Einsatz als Kraftstoff in Kraftfahrzeugen sind in [59] festgelegt. Es besteht zum größten Teil aus Methan ( $\text{CH}_4$ ), wobei es für den Einsatz als

Kraftstoff mindestens einen Methangehalt von 80% aufweisen muss. Bezüglich des Heizwerts wird Erdgas in die Sorten Erdgas L mit einem Heizwert von mindestens 39MJ/kg und Erdgas H mit einem Heizwert von mindestens 46MJ/kg unterteilt.

Methan weist ein beträchtliches Potenzial auf, die CO<sub>2</sub>-Emissionen des Straßenverkehrs zu senken. Dies zeigt der Vergleich der energiespezifischen CO<sub>2</sub>-Produktion verschiedener Kraftstoffe in Abbildung 4.8.

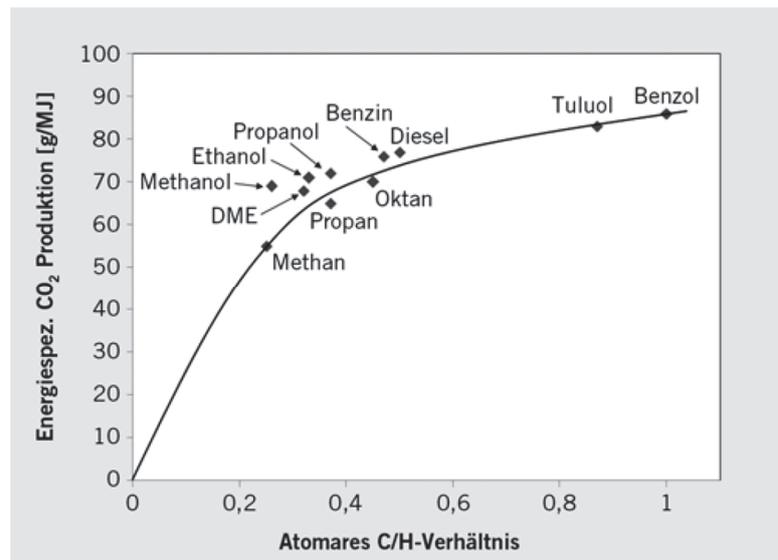


Abbildung 4.8: Energiespezifische CO<sub>2</sub>-Produktion in Abhängigkeit des atomaren C/H-Verhältnisses verschiedener Kraftstoffe [60]

Methan gehört in der organischen Chemie zur Gruppe der Alkane, welche unter den meisten Bedingungen chemisch nicht reagieren, jedoch Reaktionen ermöglichen, die über Radikale als Zwischenstufen ablaufen. Es ist das kürzeste Alkan und weist mit 4 zu 1 das größte Verhältnis von Wasserstoff zu Kohlenstoff auf. Aus diesem Grund ergibt sich eine Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen gegenüber Benzin von bis zu 20%. In Abbildung 4.9 ist der Aufbau des Methanmoleküls dargestellt, der zeigt, dass die Wasserstoffatome in Form eines Tetraeders um das zentral angeordnete Kohlenstoffatom angeordnet sind.

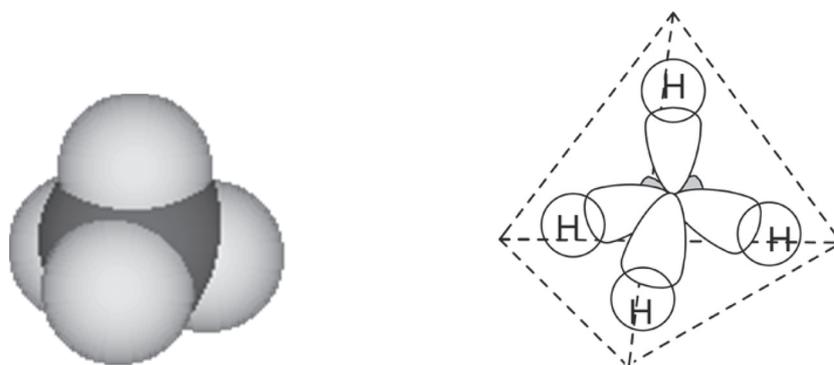


Abbildung 4.9: Methanmolekül: Kalotte (links) [61]; Tetraeder (rechts) [62]

Der große Vorteil von Methan hinsichtlich des Direktstarts ist, im Vergleich zu langkettigen Alkanen, der niedrige Siedepunkt von  $-162^{\circ}\text{C}$ , weshalb der Kraftstoff in den Brennraum gasförmig eingebracht wird. Dadurch ist es nicht notwendig, den Kraftstoff zu verdampfen, weshalb auch die Gefahr der Wandfilmbildung nicht gegeben ist. Dem gegenüber stehen die hohe Reaktionsträgheit und großen Zündverzugszeiten infolge des kompakten und stabilen Methanmoleküls. [62]

Vergleicht man die Selbstzündungstemperatur der in Tabelle 4.2 aufgelisteten Kraftstoffe, so ist zu erkennen, dass Methan eine deutlich höhere als Benzin oder Diesel aufweist. Dies zeigt sich auch in einer sehr hohen Klopfestigkeit und ergibt eine Research-Oktan-zahl von 130. [63]

Tabelle 4.2: Selbstentzündungstemperaturen verschiedener Kraftstoffe in Luft bei einem Druck von 1.013bar [63]

Kraftstoff	Selbstentzündungstemperatur
Benzin (Super plus)	230 bis $450^{\circ}\text{C}$
Diesel	$250^{\circ}\text{C}$
Methan	$595^{\circ}\text{C}$
Wasserstoff	$585^{\circ}\text{C}$

Abbildung 4.10 zeigt die Zündgrenzen von Methan-Luft-Gemischen hinsichtlich der Luftzahl  $\lambda$  in Abhängigkeit von der Temperatur (links) und dem Druck (rechts). Der Bereich zwischen der unteren Zündgrenze (UFL) und oberen Zündgrenze (LFL) wird sowohl mit steigender Temperatur als auch mit zunehmendem Druck größer. Die oben gezeigte Selbstentzündungstemperatur beschreibt die Grenze, ab welcher sich das Kraftstoff-Luft-Gemisch nur aufgrund der Temperatur ohne zusätzliche Zündquelle entzündet. [64]

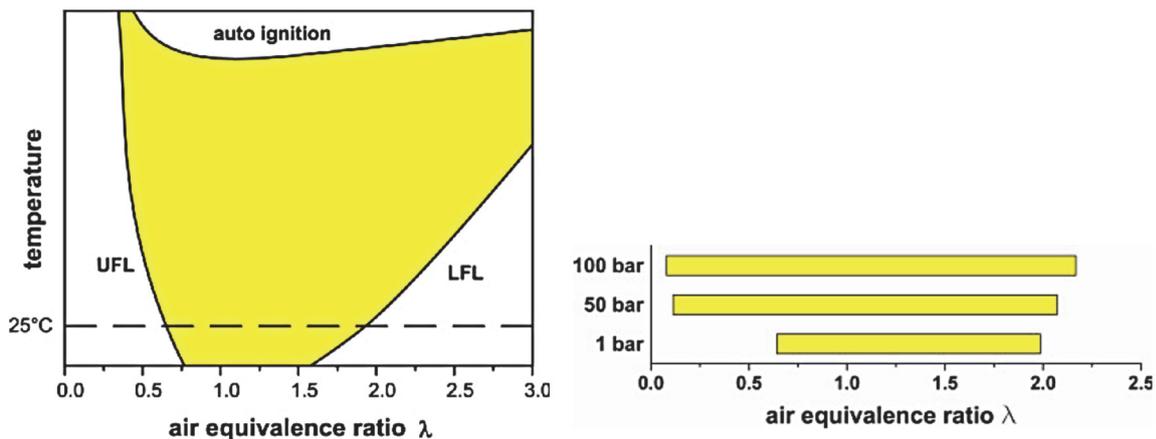


Abbildung 4.10: Zündgrenzen von Methan in Abhängigkeit von der Temperatur (links) und des Drucks (rechts) [64]

Eine bedeutende Größe der motorischen Verbrennung hinsichtlich Druckgradient und Wandwärmeverlusten ist die laminare Flammgeschwindigkeit  $v_L$ . Für verschiedene Kraftstoffe ist diese, in Abhängigkeit von der Brennstoffkonzentration in Luft, in Abbildung 4.11 dargestellt.

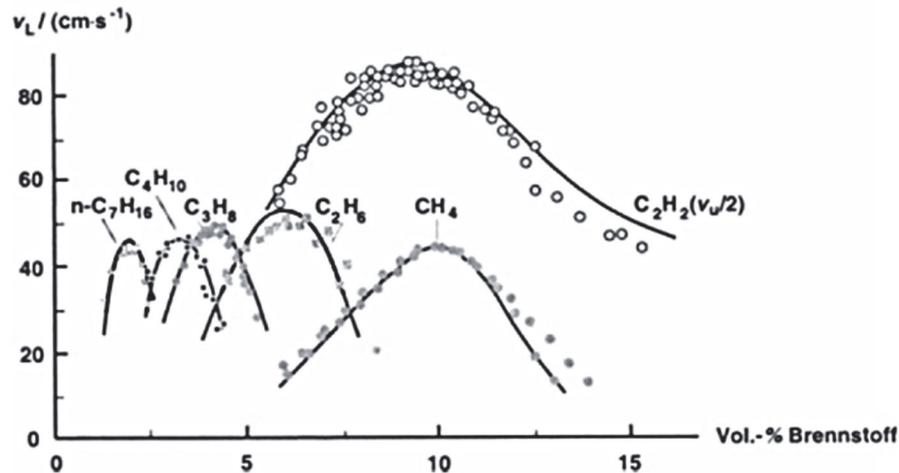


Abbildung 4.11: Laminare Flammgeschwindigkeit verschiedener Kraftstoffe in Abhängigkeit der Brennstoffkonzentration bei einem Druck von 1 bar und einer Temperatur von 25°C [65]

Die laminare Flammgeschwindigkeit ist von der Temperatur und vom Druck abhängig. In Abbildung 4.12 ist diese Druckabhängigkeit für Methan-Luft-Gemische links und die Temperaturabhängigkeit rechts dargestellt.

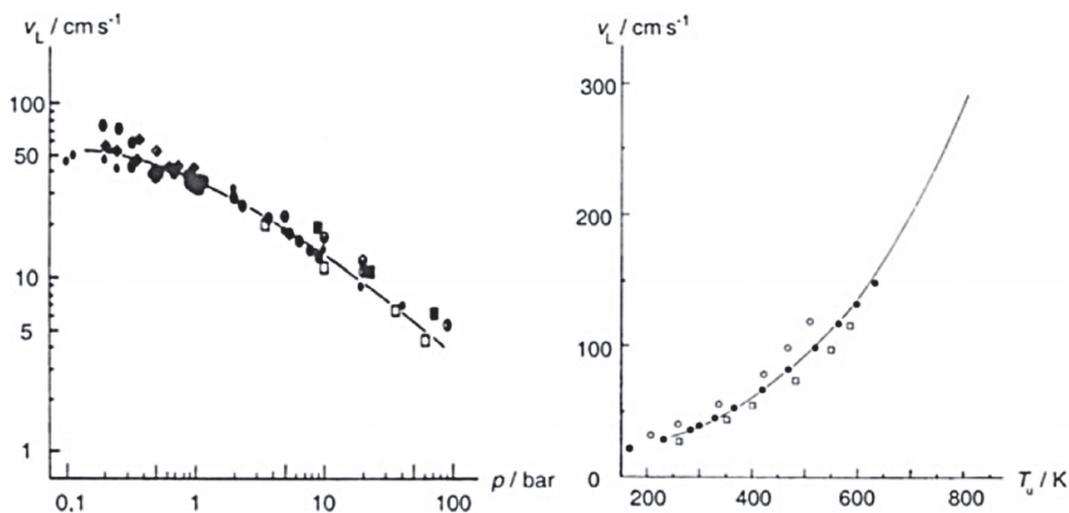


Abbildung 4.12: Druckabhängigkeit bei einer Temperatur von 25°C (links) und Temperaturabhängigkeit bei einem Druck von 1 bar (rechts) der laminaren Flammgeschwindigkeit von stöchiometrischen Methan-Luft-Gemischen [65]

In der Literatur werden für die maximale laminare Flammgeschwindigkeit von Methan teilweise voneinander abweichende Werte gezeigt. In [66] wird für einen Druck von 1,013 bar und eine Temperatur von 20°C diesbezüglich 42 cm/s genannt.

Im Laufe der Messungen, die im Rahmen dieser Dissertation durchgeführt wurden, wichen die Gaszusammensetzungen leicht voneinander ab. Diese sind in Tabelle 4.3 eingetragen.

Tabelle 4.3: Zusammensetzung der eingesetzten Erdgase

<b>Stoffwert</b>	<b>Kurzzeichen</b>	<b>Einheit</b>	<b>Minimum</b>	<b>Maximum</b>
Anteil Methan	CH <sub>4</sub>	Vol%	96,63	99,39
Anteil Ethan	C <sub>2</sub> H <sub>6</sub>	Vol%	0,36	0,56
Anteil Propen	C <sub>3</sub> H <sub>6</sub>	Vol%	0	0
Anteil Propan	C <sub>3</sub> H <sub>8</sub>	Vol%	0,06	0,18
Anteil Butene	C <sub>4</sub> H <sub>8</sub>	Vol%	0	0
Anteil Butane	C <sub>4</sub> H <sub>10</sub>	Vol%	0,01	0,08
Anteil Pentane	C <sub>5</sub> H <sub>12</sub>	Vol%	0,01	0,04
Anteil Hexane	C <sub>6</sub> H <sub>14</sub>	Vol%	0	0,01
Summe aller Kohlenwasserstoffe ab Ethan	C <sub>2+</sub>	Vol%	0	0
Summe aller Kohlenwasserstoffe ab Heptan	C <sub>7+</sub>	Vol%	0	0
Anteil Wasserstoff	H <sub>2</sub>	Vol%	0	0,04
Anteil Kohlenstoffmonoxid	CO	Vol%	0	0
Anteil Kohlenstoffdioxid	CO <sub>2</sub>	Vol%	0	1,3
Anteil Stickstoff	N <sub>2</sub>	Vol%	0,01	2,42
Anteil Sauerstoff	O <sub>2</sub>	Vol%	0	0,37
Methanzahl	MZ	-	95,5	96,3
Heizwert	H <sub>u</sub>	kJ/kg	47110	50003
Stöchiometrischer Luftbedarf	L <sub>min</sub>	kg/kg	16,19	17,22

## 5 Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen zum Direktstart

Im Folgenden sind die Untersuchungen zum Direktstart am Motorenprüfstand und deren Ergebnisse dargestellt. Sowohl für den konventionellen als auch den erweiterten Direktstart werden jeweils verschiedene Maßnahmen zur Absenkung der Verdichtungsarbeit und Erhöhung des Energieeintrags, wie geeignete Startwinkel, optimale Einblasstrategien, abgesenkte Verdichtungsverhältnisse, angepasste Steuerzeiten der Einlassventile und Möglichkeiten zur Füllungserhöhung im Zylinder, in dem die erste Verbrennung stattfindet, gezeigt. Bei allen Verbrennungen erfolgte die Zumessung der Gasmassen derart, dass sich eine Luftzahl von 1 ergab. Da ab einer Drehzahl von  $700\text{min}^{-1}$  keine Gefahr mehr besteht, dass der Startvorgang misslingt, wird im Folgenden ab dem erstmaligen Überschreiten dieser Schwelle der Startversuch als erfolgreich betrachtet. Daher wird auch die Zeitspanne zwischen dem Startbefehl und dem Erreichen dieser Drehzahl-schwelle als Startdauer bezeichnet. Die erste Verbrennung findet, aufgrund der besseren Vergleichbarkeit, bei allen Versuchen mit konventionellem Direktstart im Zylinder 1 und mit erweitertem Direktstart im Zylinder 3 statt. Da beim Direktstart im Allgemeinen nur die Kompressions- und Arbeitstakte betrachtet werden, entsprechen die im Folgenden beschriebenen oberen Totpunkte den Zünd-OT.

### 5.1 Verdichtungsverhältnis 13,6

Die ersten Direktstartversuche wurden bei der Ausgangskonfiguration des Motors und damit mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6 durchgeführt.

#### 5.1.1 Konventioneller Direktstart

In Abbildung 5.1 ist ein konventioneller Direktstartversuch dargestellt, welcher bei einer Start-Kurbelwellenposition (=Startwinkel) von  $90^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  und einer Kühlmitteltemperatur von  $30^\circ\text{C}$  erfolgte. Bei diesem Versuch wurde die Gasmasse auf drei Einblasungen aufgeteilt, um eine bessere Gemischaufbereitung, ähnlich dem Direktstart mit Benzin-Direkteinspritzung, zu erreichen. Wie sich aber im Laufe der Messungen herausstellte, erzielt man mit dieser Maßnahme diesbezüglich keine Verbesserung und das Einbringen der Gasmasse mit nur einer Einblasung bewirkt den größeren Druckgradienten in der ersten Verbrennung.

Am Zündsignal ist zu erkennen, dass zur Sicherstellung der Entflammung des Gemisches mehrere Zündfunken erzeugt wurden, bereits der erste aber die Verbrennung einleitete. Der Druckanstieg der ersten Verbrennung versetzte die Kurbelwelle in eine Vorwärtsdrehbewegung, wodurch sie bis zu einem Maximalwinkel von rund  $190^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  gelangte. Aufgrund des großen Zündabstands des Dreizylinder-Motors müsste sich diese

aber noch mindestens  $50^\circ\text{KW}$  weiterbewegen, um den nächsten OT zu überschreiten und damit die nächste Verbrennung zu ermöglichen. Dies war aufgrund des hohen Verdichtungsdrucks bei diesem Versuch nicht möglich und der Direktstart war erfolglos. Im Druckverlauf des Zylinders 1 ist die in Kapitel 4.2.3 beschriebene Drift zu erkennen, da das Signal nach dem Öffnen der Auslassventile (bei rund  $0,12\text{ms}$ ) negative Werte annimmt, obwohl sich der Umgebungsdruck von  $0\text{bar}$  einstellen müsste.

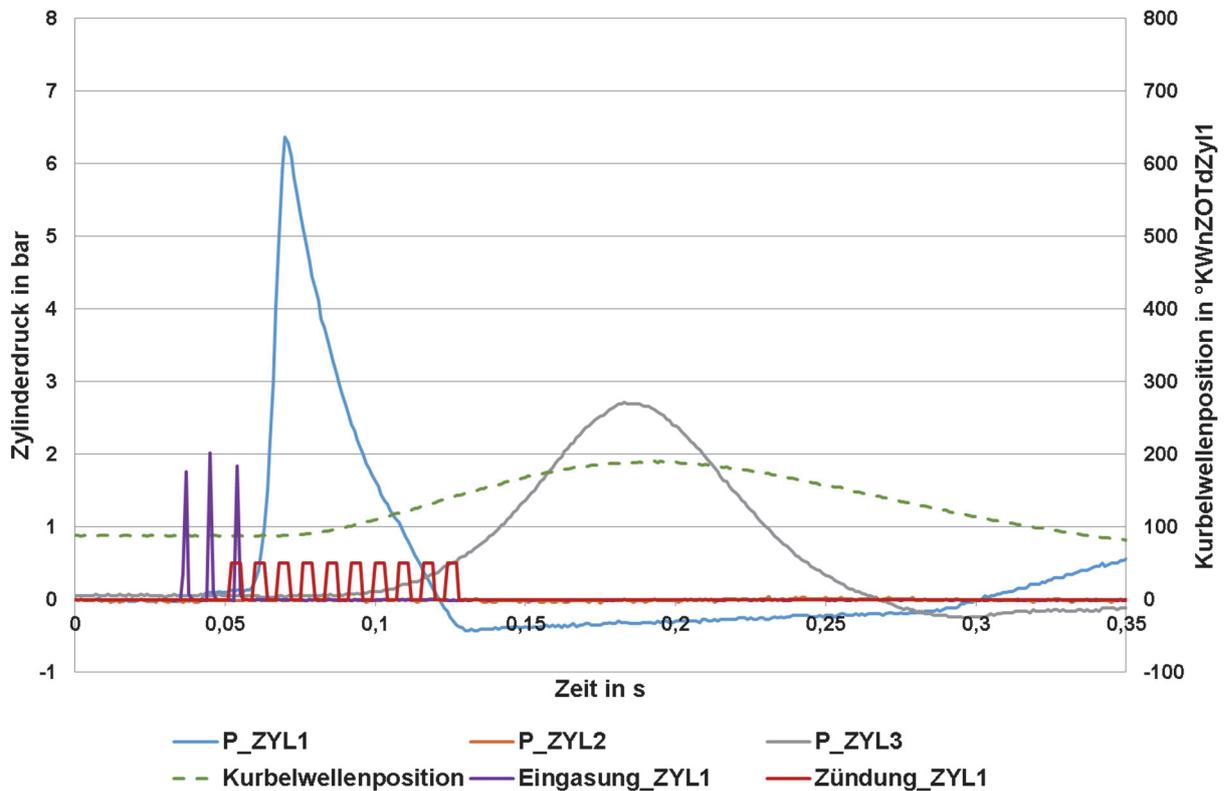


Abbildung 5.1: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition, Zünd- und Einblasseignal über der Zeit; Konventioneller Direktstart: Startwinkel =  $90^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Der Drehzahlverlauf des in Abbildung 5.1 gezeigten konventionellen Direktstarts ist in [Abbildung 5.2](#) dargestellt. Die Energie der ersten Verbrennung beschleunigt die Kurbelwelle auf eine Drehzahl von ca.  $200\text{min}^{-1}$ . Die Verdichtungsarbeit des Zylinders 3 ist aber zu groß und der Zylinderdruck bewirkt eine Drehrichtungsumkehr bei einer Kurbelwellenposition von  $190^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ .

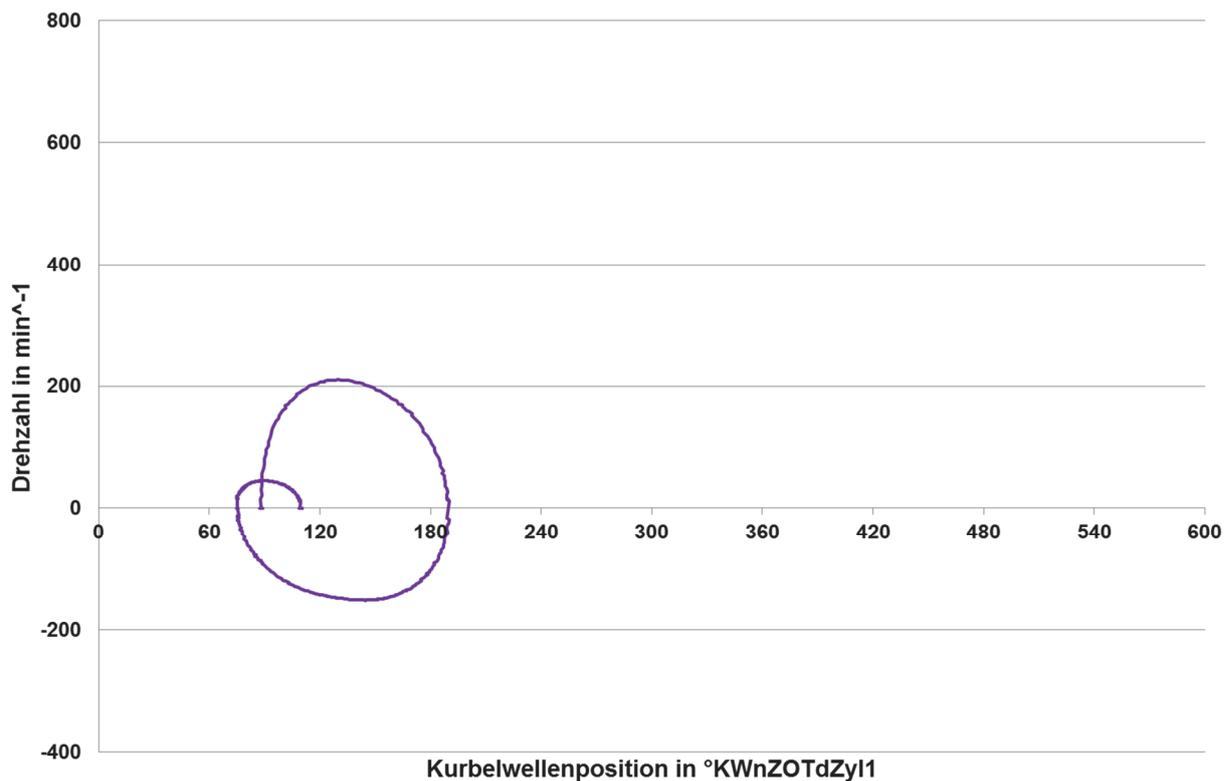


Abbildung 5.2: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart: Startwinkel =  $90^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^{\circ}\text{C}$

Der oben gezeigte konventionelle Direktstart wurde bei einem Startwinkel von  $90^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$  durchgeführt, da dieser Winkel in der Ausgangskonfiguration des Versuchsträgers, wie in [Abbildung 5.3](#) dargestellt, das größte Potenzial aufweist. Wird ein kleinerer Winkel gewählt, so ist aufgrund der reduzierten, im Brennraum des ersten Zylinders enthaltenen, Luftmasse der Energieeintrag aus der Verbrennung geringer. Bei größeren Startwinkeln nimmt die Verbrennungsenergie zu, gleichzeitig aber der überstrichene Winkel bis zum Öffnen der Auslassventile ab (vgl. [Abbildung 4.6](#)), wodurch ein größerer Teil des Verbrennungsdrucks in die Auslasskanäle abgebaut wird. Der Start bei  $90^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$  stellt den besten Kompromiss zwischen diesen beiden Bedingungen dar, wodurch die größtmögliche Expansionsarbeit geleistet und die Kurbelwelle maximal beschleunigt wird.

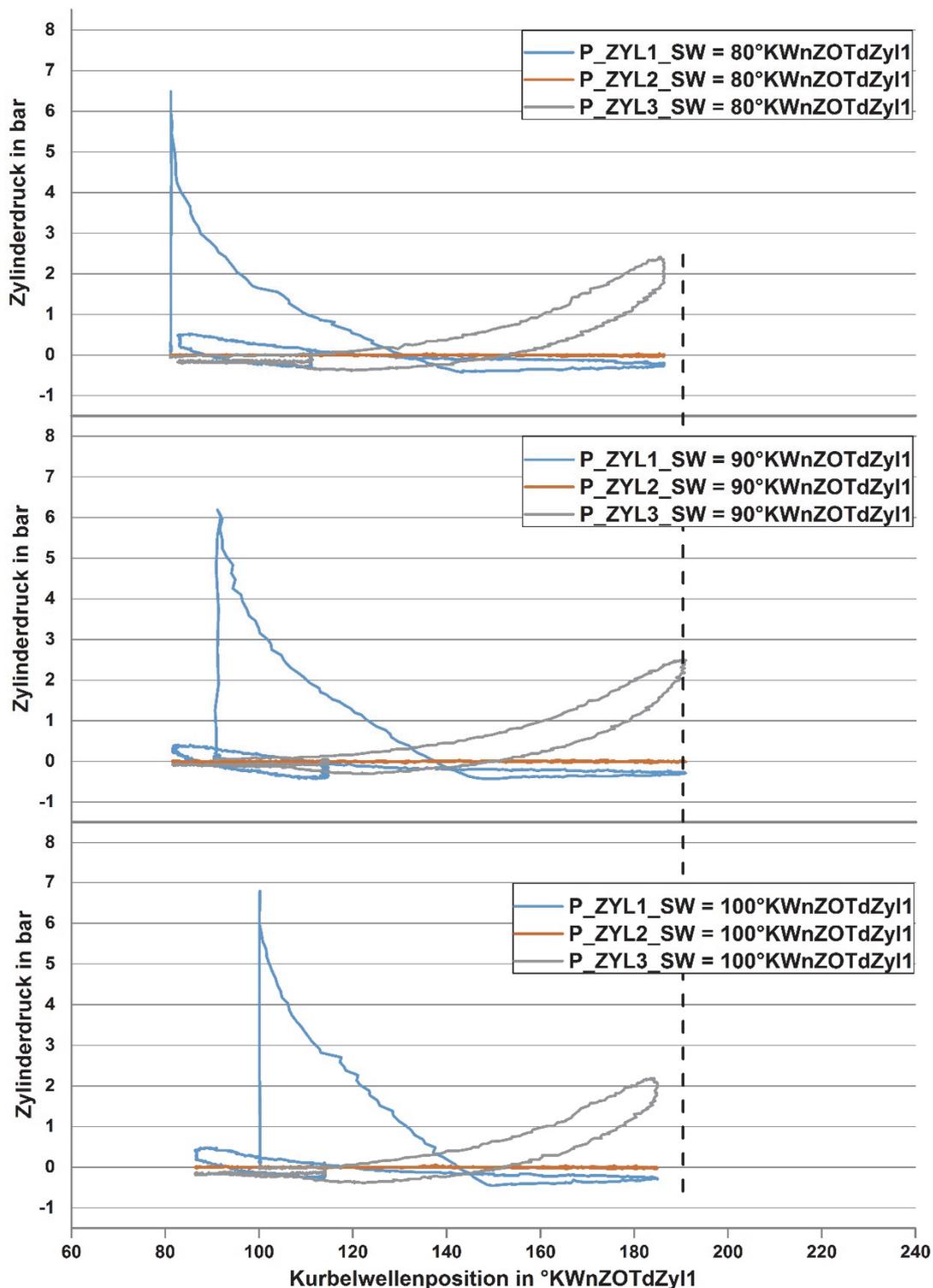


Abbildung 5.3: Zylinderdruck über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart: Variation des Startwinkels (SW); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Das Wählen eines späteren Startwinkels zur Absenkung der Ladung und infolge dessen des Verdichtungsdrucks im darauffolgenden Zylinder ist beim Versuchsträger nicht möglich. Wie in [Abbildung 5.4](#) am Beispiel der Zylinder 1 und 3 zu sehen ist, schließen die Einlassventile des Zylinders 3 erst ab einem Winkel von rund 110°KWnZOTdZyl1. Das

hat zur Folge, dass der Startwinkel größer als dieser Winkel zu wählen wäre und dadurch der Verdrehwinkel der Kurbelwelle nur maximal  $20^\circ$  KW betragen würde, bis sich die Auslassventile des Zylinders 1 bei rund  $130^\circ$  KWnZOTdZyl1 öffnen. Ein Startwinkel, welcher näher am unteren Totpunkt liegt, hat damit keine positive Auswirkung auf den Start.

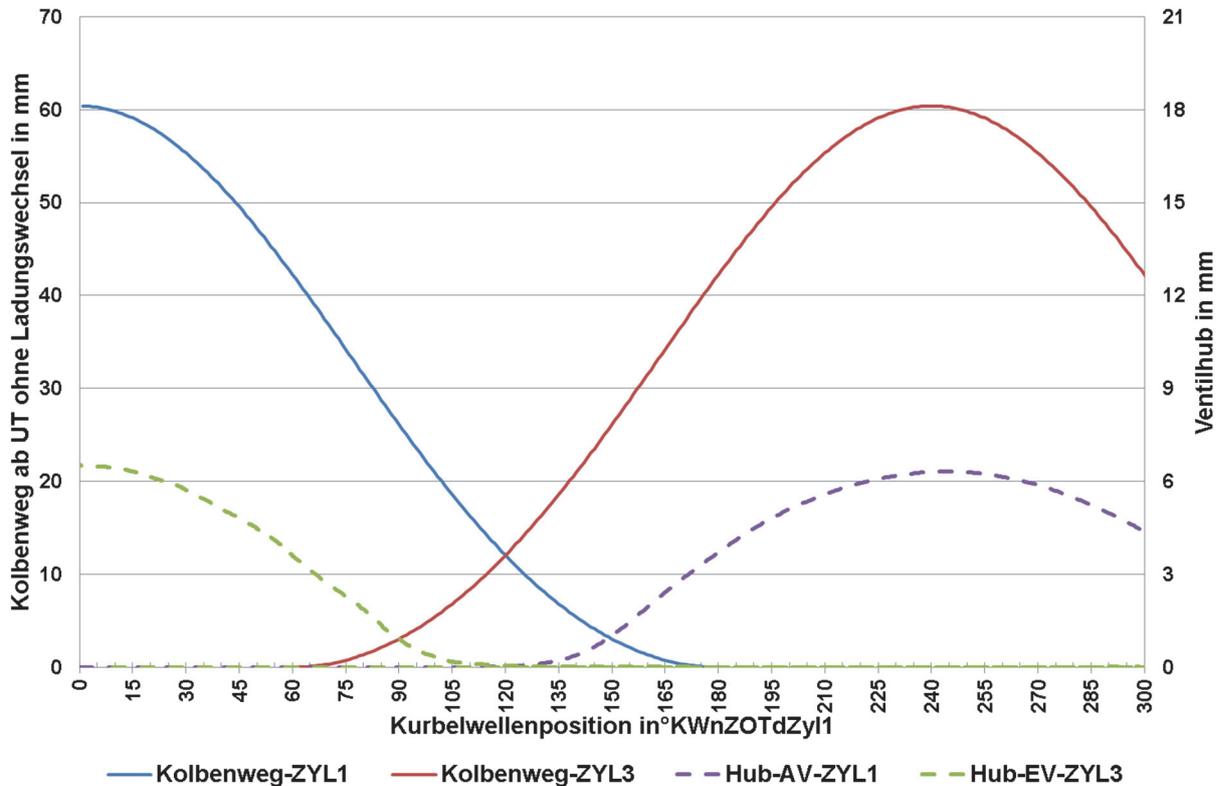


Abbildung 5.4: Kolbenweg ab UT ohne Ladungswechsel und Ventilhub über der Kurbelwellenposition der Zylinder 1 und 3

Durch den Vergleich der Kolbenwege des Versuchsträgers in Abbildung 5.4 mit denen eines Vierzylinder-Motors identer Kurbeltrieb-Abmessungen, wie sie in [Abbildung 5.5](#) gezeigt sind, sind die Gründe für die schwierigere Umsetzbarkeit des konventionellen Direktstarts am Dreizylinder-Motor erkennbar. Bedingt durch den größeren Zündabstand, muss bei gleichem Startwinkel zum Erreichen des oberen Totpunkts des nächsten Zylinders, welcher um  $60^\circ$  KW weiter entfernt ist, mehr Arbeit zur Überwindung der Reibung geleistet werden. Der größte Vorteil ergibt sich aber dadurch, dass beim Vierzylinder-Motor der untere Totpunkt des Zylinders, in dem die erste Verbrennung stattfand, dem oberen Totpunkt des darauffolgenden Zylinders entspricht. Dieser Umstand hat zur Folge, dass mit zunehmendem Startwinkel die Zylinderladung des Folgezylinders und damit die Verdichtungsarbeit absinken. Zudem wird die Verdichtung, je nach Steuerzeit der Auslassventile, bis nahe an den oberen Totpunkt durch den Druck der ersten Verbrennung getrieben.

Beim Versuchsträger baut sich, wie Abbildung 5.1 zeigt, der Druck der ersten Verbrennung bereits am Beginn der Verdichtung des Folgezylinders ab und die weitere Verdichtungsarbeit muss durch die in der Schwungmasse gespeicherte Energie geleistet werden. Bei gleichbleibendem Energieeintrag der ersten Verbrennung kann daher der konventionelle Direktstart nur bei verringerter Verdichtungsarbeit erfolgreich sein. Für eine detaillierte energetische Betrachtung diesbezüglich wird auf Kapitel 6.3.1 verwiesen.

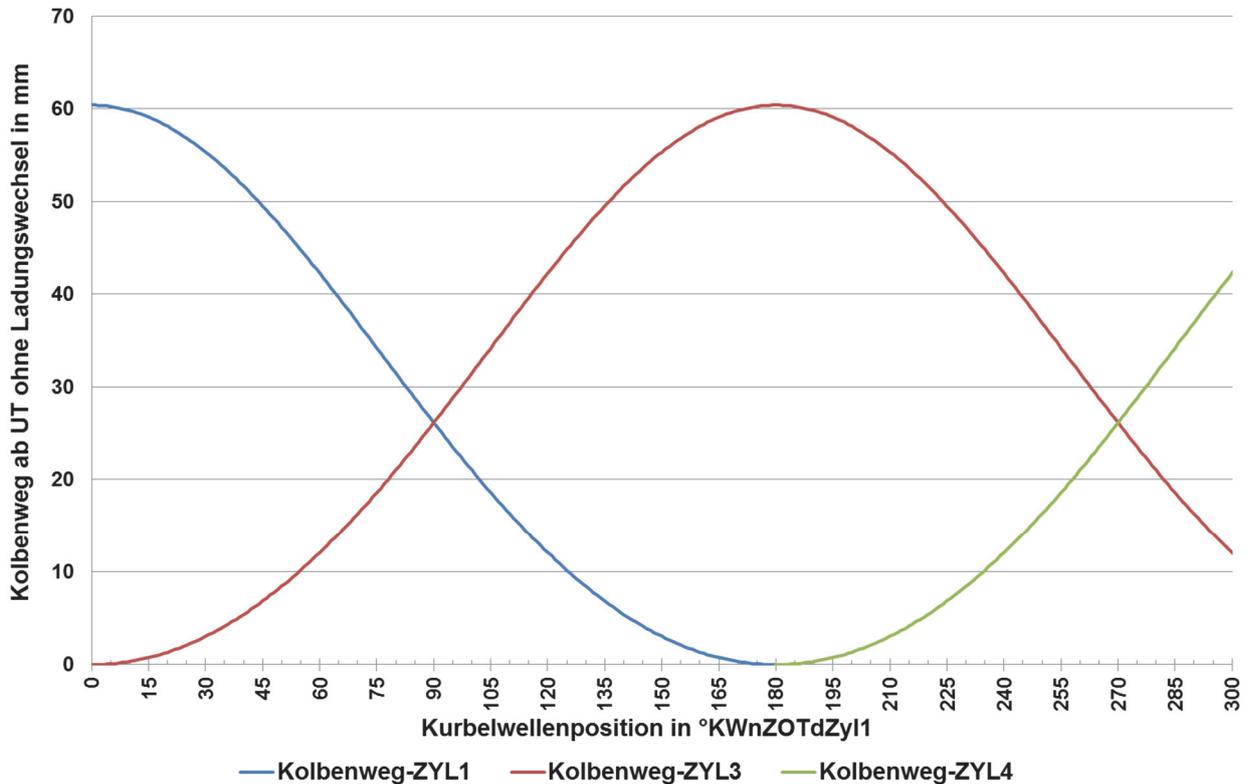


Abbildung 5.5: Kolbenweg ab UT ohne Ladungswechsel über der Kurbelwellenposition: Vierzylinder-Motor mit Kurbeltriebabmessungen des Versuchsträgers

In Abbildung 5.5 zeigt sich ein weiterer beträchtlicher Vorteil des Vierzylinder-Motors. Aufgrund des geringeren Zündabstands gegenüber des Dreizylinder-Motors ist es in einem Startwinkelbereich um die Kurbelwellenposition von 90°KWnZOTdZyl1 möglich, sowohl den konventionellen als auch den erweiterten Direktstart anzuwenden. Dieser Umstand hat zur Folge, dass die energetisch bessere Startmethode gewählt und damit die Startwahrscheinlichkeit erhöht werden kann. [25] [32]

Dieses Potenzial erschließt sich, wie Abbildung 5.4 zeigt, für den Dreizylinder-Motor nicht. Wie auch die folgenden Ergebnisse noch zeigen werden, ist bei allen Kurbelwellenpositionen maximal einer der beiden Startvarianten anwendbar.

### 5.1.2 Erweiterter Direktstart

In Abbildung 5.6 ist ein erweiterter Direktstart bei einem Startwinkel von  $155^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  dargestellt. Die erste Verbrennung findet im Zylinder 3 statt. Diese bewirkt einen Druckanstieg, welcher die Kurbelwelle in eine Rückwärts-Drehbewegung versetzt und den Zylinder 1 verdichtet. Die anschließende Verbrennung in diesem Zylinder bewirkt eine Drehrichtungsumkehr und das Überschreiten des oberen Totpunkts des Zylinders 3, indem aufgrund der Abgase keine Verbrennung mehr stattfinden kann. Es ist zu erkennen, dass die Energie der zweiten Verbrennung nicht ausreicht, um den oberen Totpunkt des Zylinders 2 zu überwinden, in welchem die nächste Verbrennung stattfinden würde. Daher war dieser erweiterte Direktstart auch nicht erfolgreich. Die Kurbelwelle bewegte sich bei diesem Versuch nur bis zu einer Position von rund  $440^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ . Das bedeutet, dass für das Überschreiten des zweiten oberen Totpunkts, der in diesem Fall bei  $480^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  lag, sich die Kurbelwelle um zumindest  $40^\circ\text{KW}$  weiter bewegen hätte müssen.

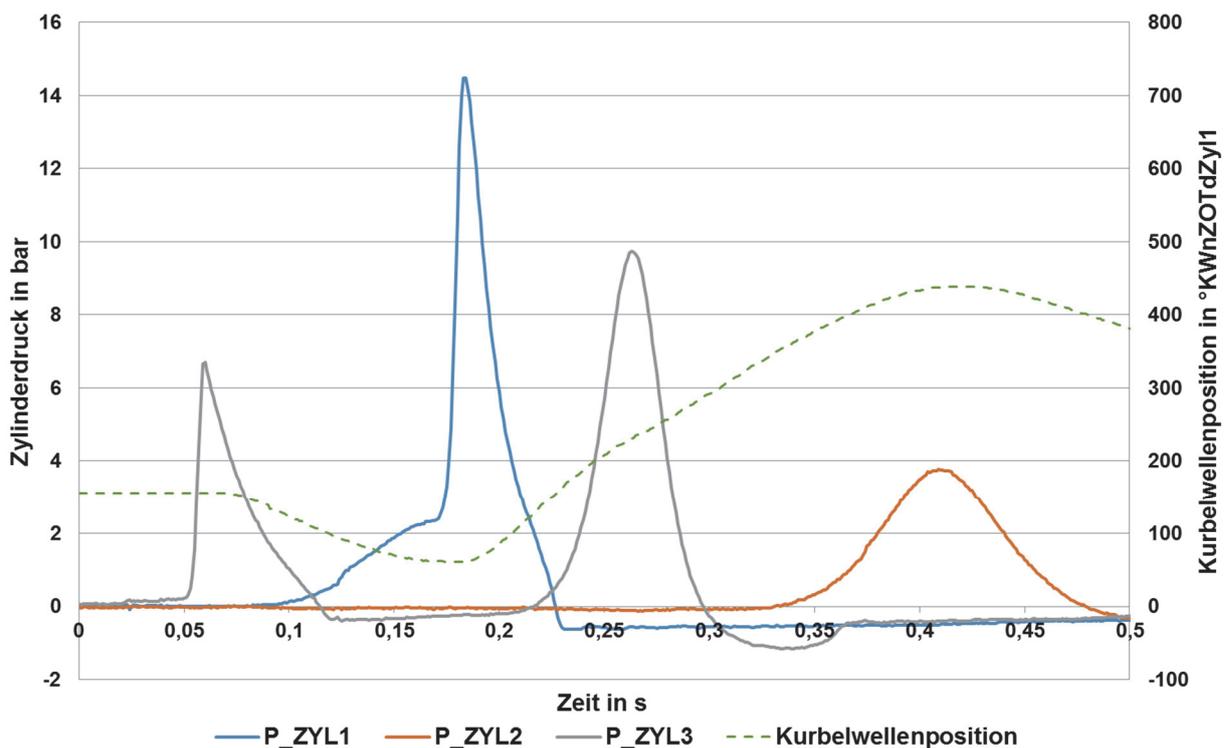


Abbildung 5.6: Zylinderdruck und Kurbelwellenposition über der Zeit; Erweiterter Direktstart: Startwinkel =  $155^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Der, bei dem oben dargestellten Direktstartversuch, gewählte Startwinkel von  $155^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ , ist für die Ausgangskonfiguration des Versuchsträgers der beste Winkel hinsichtlich der erreichbaren Kurbelwellenposition. Die Ermittlung dieses ist in Ab-

Abbildung 5.7 dargestellt. Bei größeren Winkeln werden die Luftmasse und damit der Energieeintrag der ersten Verbrennung geringer. Kommt der erweiterte Direktstart bei kleineren Startwinkeln zum Einsatz, so verringert sich bei der Rückwärtsdrehbewegung der Winkel zwischen Start und dem Öffnen der Einlassventile (eigentlich Schließen der Einlassventile – vgl. Abbildung 5.4). Dadurch steigt der Anteil des Zylinderdrucks, welcher in die Einlasskanäle abgebaut wird.

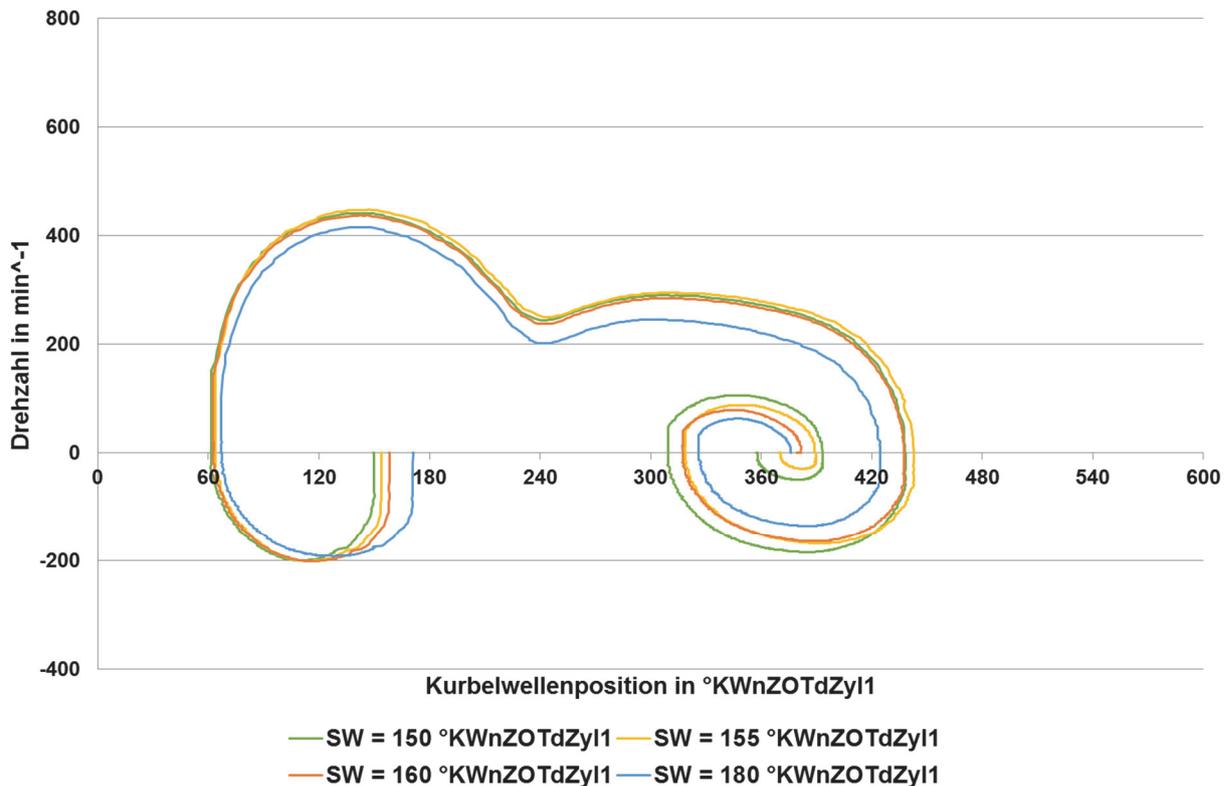


Abbildung 5.7: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Variation des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Als größte Hürde erweist sich beim erweiterten Direktstart der zweite obere Totpunkt. Um diesen zu überwinden, muss bei unveränderten Frischladungsmassen die Verdichtungsarbeit bzw. das Verdichtungsverhältnis abgesenkt werden.

### 5.1.3 Einfluss der Erdgas-Direkteinblasung auf die erste Verbrennung

Bei Motoren mit Erdgas-Direkteinblasung ergeben sich hinsichtlich der Gemischaufbereitung im Vergleich zu jenen mit Benzin-Direkteinspritzung signifikante Unterschiede und Besonderheiten. Die Mehrfacheinblasung zugunsten einer besseren Gemischhomogenisierung ist, wie sich bei den Versuchen herausstellte, bei der Gaseinblasung nicht nötig. Grund hierfür ist der gasförmig eingebrachte Kraftstoff und die hohe Turbulenzerzeugung durch den Gasstrahl.

Ein weiterer Vorteil ist die sehr kurze Dauer der Gemischaufbereitung, wodurch die Zündung unmittelbar nach der Einblasung erfolgen kann.

Wie in [Abbildung 5.8](#) gezeigt wird, beeinflusst der Zeitpunkt der Entflammung relativ zum Ende der Gaseinblasung den Druckgradienten der ersten Verbrennung und es ist zu erkennen, dass sich die Verbrennung mit zunehmendem Abstand verlangsamt.

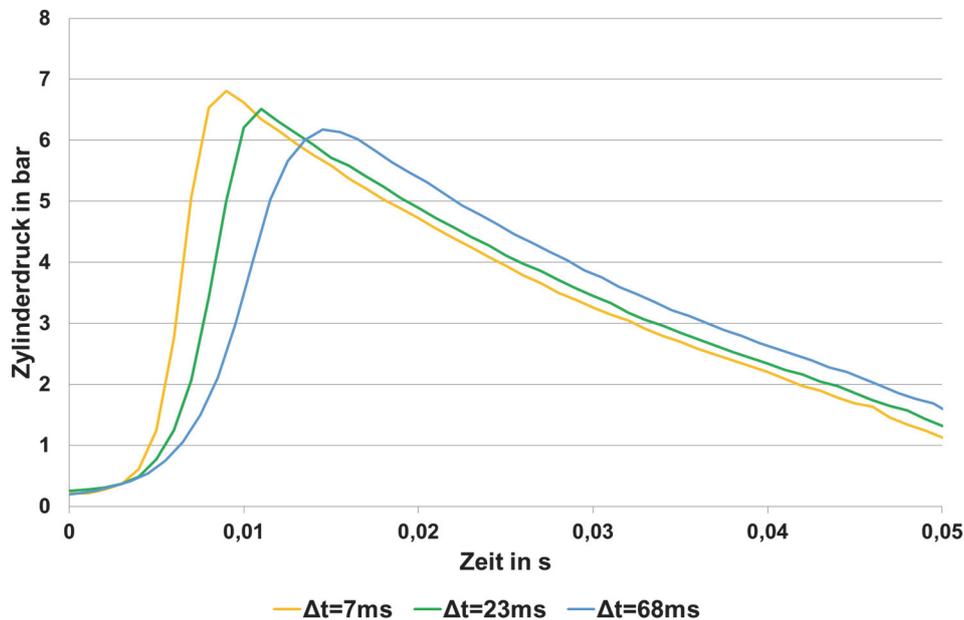


Abbildung 5.8: Zylinderdruck über der Zeit; Einfluss des Abstands zwischen Einblasende und Zündzeitpunkt ( $\Delta t$ ) auf den Druckgradienten der ersten Verbrennung

Den Einfluss des Abstandes zwischen Einblasung des Erdgases in den Brennraum und dem Entzünden des Gemisches auf den Druckgradienten der ersten Verbrennung zeigt [Abbildung 5.9](#). Für die Bestimmung des Druckgradienten wurde der Bereich des ersten Druckanstiegs von 1bar bis 5bar herangezogen. Wie zu erkennen ist, baut sich die Turbulenz im Brennraum aufgrund von Dissipation ab und es wird der Druckgradient bei einer Erhöhung des Abstands von 7ms auf 30ms annähernd halbiert.

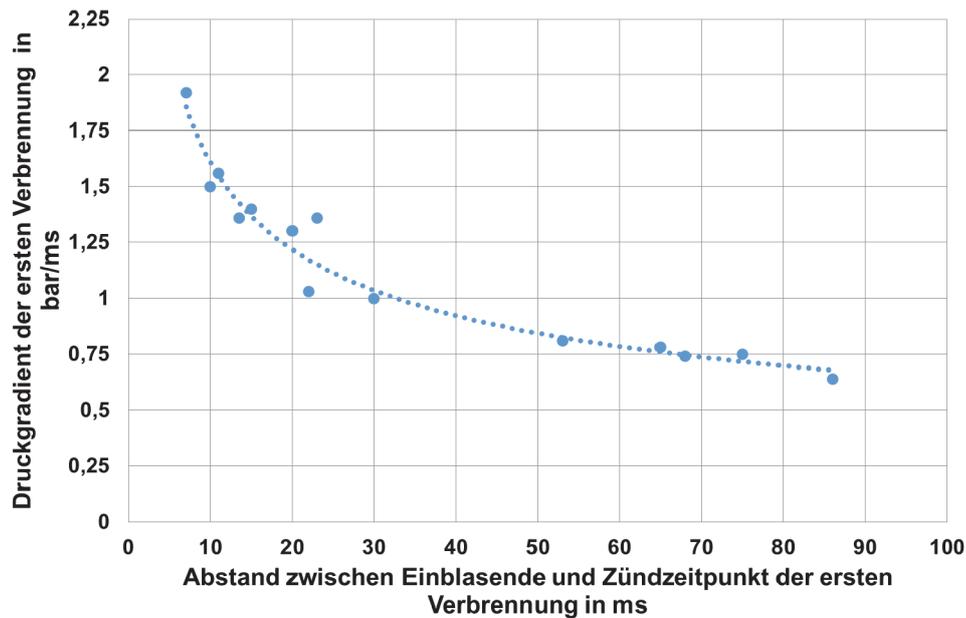


Abbildung 5.9: Druckgradient der ersten Verbrennung über dem Abstand zwischen Einblasende und Zündzeitpunkt

#### 5.1.4 Zusammenfassung

Wie die vorhergegangenen Ergebnisse sowohl hinsichtlich des konventionellen als auch des erweiterten Direktstarts zeigen, sind diese Startmethoden beim Versuchsträger aufgrund des großen Zündabstands und des hohen Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auch bei kaltem Motor bzw. einer Kühlmitteltemperatur von 30°C nicht anwendbar. Mit Hilfe der folgenden Maßnahmen wurde daher versucht, den Direktstart am Versuchsträger umzusetzen.

## 5.2 Verdichtungsverhältnis 13,6 mit verschränkten Einlassnockenwellen

Zur Verbesserung des Brennverfahrens wurden, wie in [67] beschrieben, Einlassnockenwellen gefertigt, bei welchen jeweils eine Nockenkontur pro Zylinder in Richtung spät verdreht ist und somit die Einlassventile winkelvesetzt betätigt werden. Eine Nockenwelle weist, wie in [Abbildung 5.10](#) gezeigt, eine Verdrehung der zweiten Nocke jeweils um 22,5° auf (mittig) und die andere jeweils um 30° (rechts). Bezogen auf die Kurbelwelle ergeben sich dadurch Verdrehwinkel von 45°KW und 60°KW. Die Konturen aller Nocken und die Steuerzeiten der jeweils ersten Nocke pro Zylinder entsprechen jenen der originalen Einlassnockenwelle, welche in [Abbildung 5.10](#) (links) dargestellt ist.

Die Nockenwellen mit asynchronen Steuerzeiten werden im Folgenden als verschränkte Einlassnockenwellen bezeichnet.

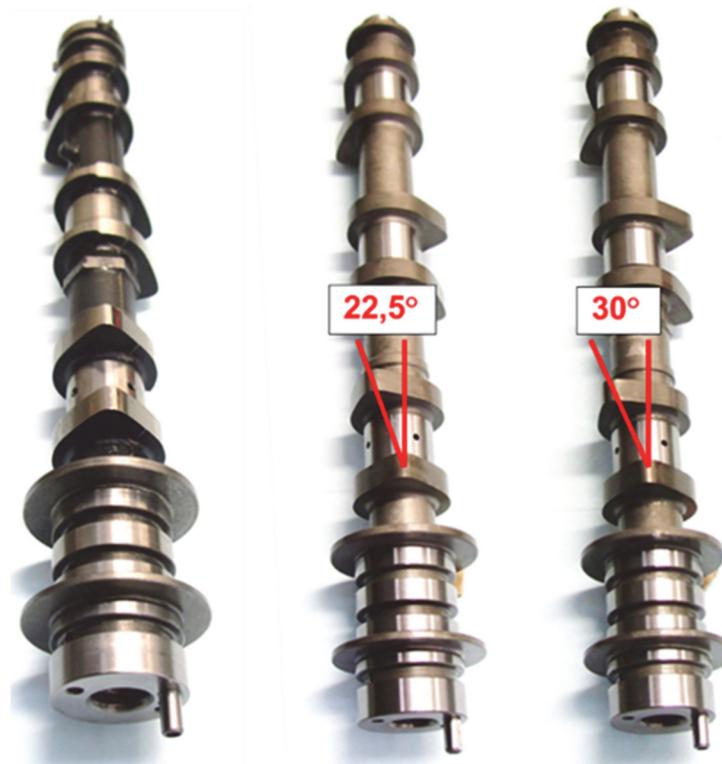


Abbildung 5.10: Einlassnockenwellen: symmetrisch (links), um  $45^\circ$  KW verschränkt (mittig) und um  $60^\circ$  KW verschränkt (rechts) [18]

Da der Start und der Hochlauf bei sehr kleinen Motordrehzahlen ablaufen und daher nur sehr geringe Luftmassenströme über die Einlassventile fließen, können die relativ zu einander verdrehten Nocken eines Zylinders als eine lange Nocke betrachtet werden. Deren Einfluss auf die Steuerzeiten bzw. auf den Zeitpunkt des Schließens der Einlassventile ist in [Abbildung 5.11](#) dargestellt, wobei das Ventil ab einem Resthub von 0,1mm als geschlossen betrachtet wird.

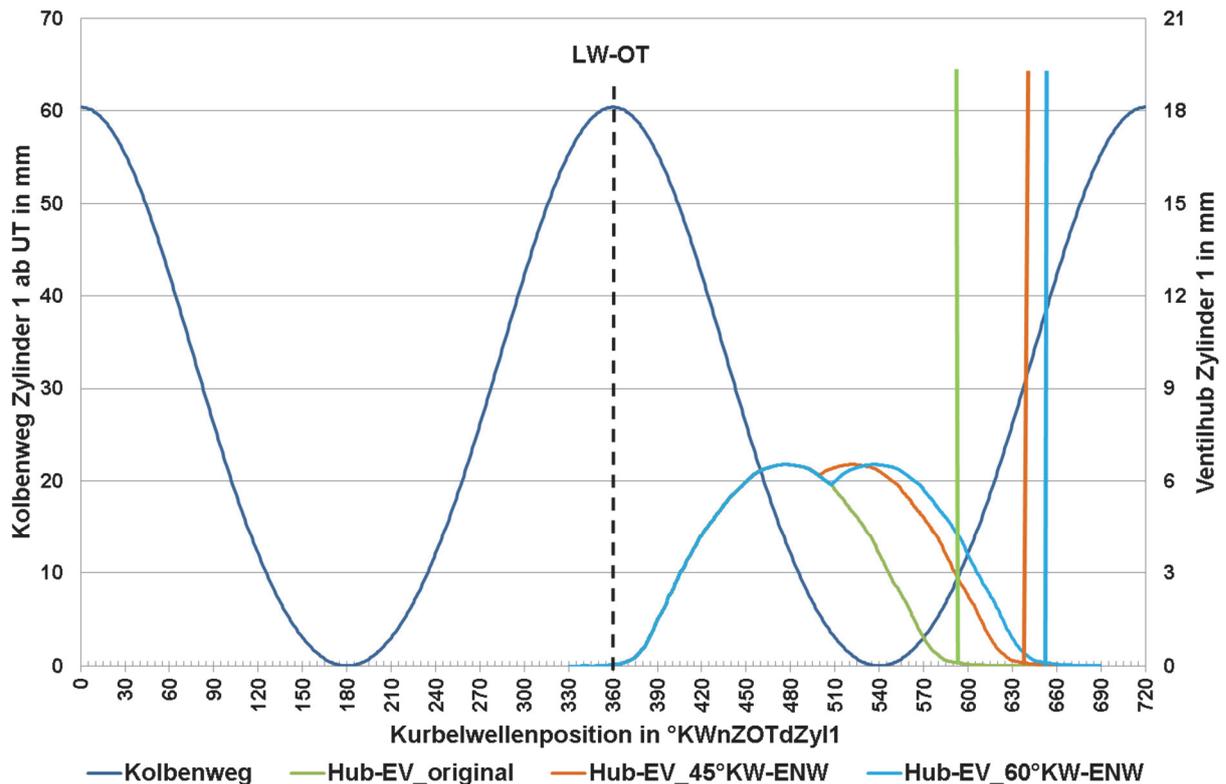


Abbildung 5.11: Kolbenweg ab UT und Ventilhub des Zylinders 1 über der Kurbelwellenposition; Darstellung des Zeitpunkts des Schließens der Einlassventile in Abhängigkeit der Verschränkung der Einlassnockenwelle

Das Verdichtungsverhältnis bzw. die Verdichtungsarbeit ist einer der bedeutendsten Einflussgrößen für den Direktstart. Bestimmend für die Verdichtungsarbeit und damit für die Durchführbarkeit des Direktstarts ist aber nicht das geometrische Verdichtungsverhältnis, sondern das tatsächlich zu verdichtende Volumen. Dieses entspricht dem verbleibenden Hubvolumen nach dem Schließen der Ladungswechselventile im Kompressionstakt. Das für den Zweitakt-Motor definierte tatsächliche bzw. effektive Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon'$ , welches sich durch die Position der Steuerschlitze ergibt, wird, der leichteren Darstellbarkeit dienend, hinsichtlich des Direktstarts in dieser Arbeit auch für den Viertakt-Motor angewendet. Das effektive Verdichtungsverhältnis ergibt sich aus Gleichung (5.1), wobei  $V'_h$  in der konkreten Anwendung für das Resthubvolumen nach dem Schließen der Ladungswechselventile und  $V_c$  stehen. [2]

$$\varepsilon' = \frac{V'_h + V_c}{V_c} \quad (5.1)$$

Durch die verschränkten Einlassnockenwellen wird das geometrische Verdichtungsverhältnis, wie in [Tabelle 5.1](#) aufgelistet, auf ein deutlich geringeres effektives Verdichtungsverhältnis abgesenkt.

Tabelle 5.1: Effektive Verdichtungsverhältnisse, welche sich durch die verschiedenen Einlassnockenwellen ergeben, bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6

Einlassnockenwelle	Effektives Verdichtungsverhältnis
original	11,7
45°KW verschränkt	7,6
60°KW verschränkt	5,9

### 5.2.1 Konventioneller Direktstart

Der Einfluss der verschränkten Einlassnockenwellen auf den konventionellen Direktstart im Vergleich zu der ursprünglichen Motorkonfiguration bei einem Startwinkel von  $90^\circ \text{KWnZOTdZyl1}$ , ist in Abbildung 5.12 gezeigt. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Verschränkung der Nocken die Verdichtung des Zylinders 3 später stattfindet und sich damit der Kolben weiter in Richtung oberen Totpunkt ( $240^\circ \text{KWnZOTdZyl1}$ ) bewegt. Für die Überwindung dieses ist, trotz des geringeren effektiven Verdichtungsverhältnisses beim Einsatz der  $60^\circ \text{KW}$  verschränkten Einlassnockenwelle, die Verdichtungsarbeit zu groß und daher der Startversuch erfolglos.

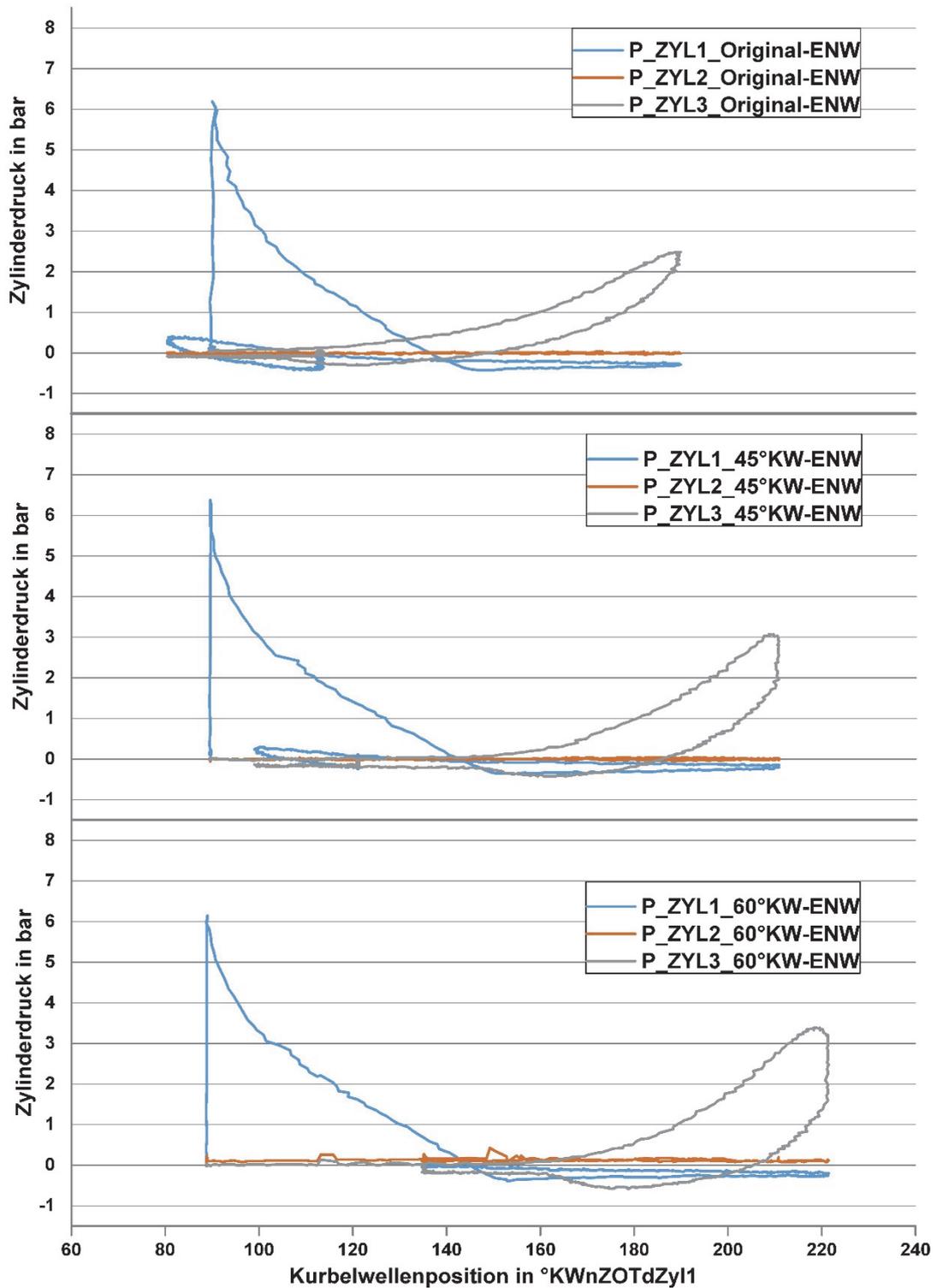


Abbildung 5.12: Zylinderdruck über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart: Vergleich der verschiedenen Einlassnockenwellen; Startwinkel =  $90^\circ$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Zu erkennen ist auch, dass bei der Dekompression durch die  $60^\circ$  KW verschränkte Einlassnockenwelle, im Brennraum des Zylinders 3, bei gleicher Energie der ersten Verbrennung, ein höherer Druck erreicht werden kann. Das liegt daran, dass, wie in [Abbildung](#)

5.13 dargestellt, mit Annäherung an den oberen Totpunkt aus dem Brennraumdruck ein geringeres Kurbelwellenmoment resultiert.

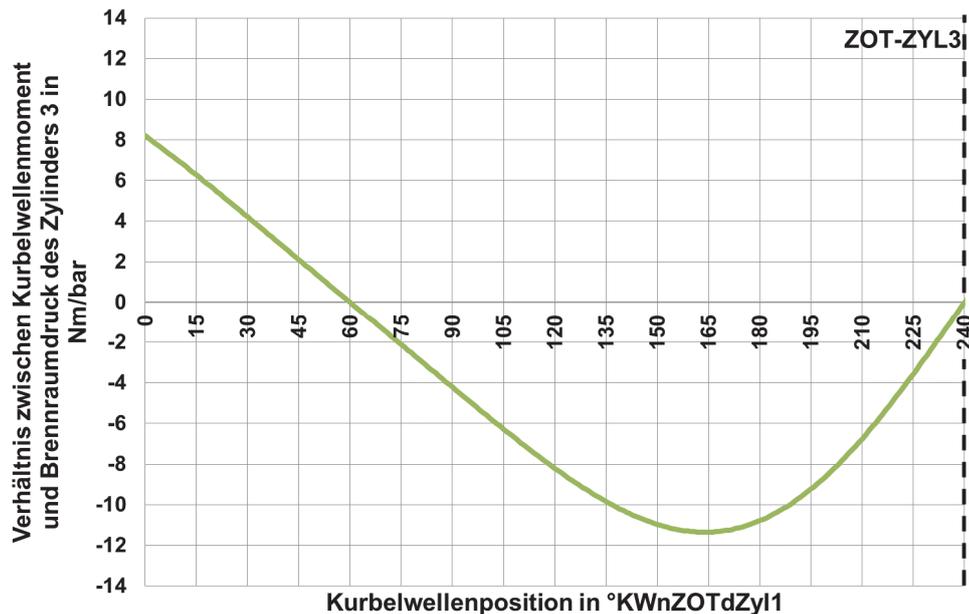


Abbildung 5.13: Verhältnis zwischen dem Kurbelwellenmoment und dem Brennraumdruck des Zylinders 3 über der Kurbelwellenposition

Für eine detaillierte Erklärung dieses Zusammenhangs wird auf das Kapitel 6.1.9 verwiesen.

## 5.2.2 Erweiterter Direktstart

Der Einsatz der verschränkten Einlassnockenwellen bedeutet für den konventionellen Direktstart, dass aufgrund des späteren Schließens der Einlassventile bei der Vorwärtsdrehrichtung, bei der Rückwärtsdrehbewegung die Einlassventile früher geöffnet werden. Stellt man das Startverhalten der drei Konfigurationen, wie in [Abbildung 5.14](#) kurbelwinkelbasiert gegenüber, so ist zu erkennen, dass bei gleichem Startwinkel mit zunehmender Verschränkung der Nocken der Druck der ersten Verbrennung früher abgebaut wird. Der Start bei 160°KWnZOTdZyl1 ergibt für die 60°KW verschränkte Einlassnockenwelle den sofortigen Druckabbau und damit keine Beschleunigung der Kurbelwelle.

Der Vergleich der 45°KW verschränkten mit der originalen Einlassnockenwelle ergibt, dass aufgrund des geringeren Energieeintrags der ersten Verbrennung bei der Rückwärtsdrehbewegung der Zylinder 1 weniger verdichtet wird und die Gesamtenergie für die Vorwärtsdrehbewegung geringer ausfällt. Infolge der Dekompression der Zylinder 3 und 2 läuft die Kurbelwelle bis zum gleichen Maximalwinkel wie bei der Ausgangskonfiguration.

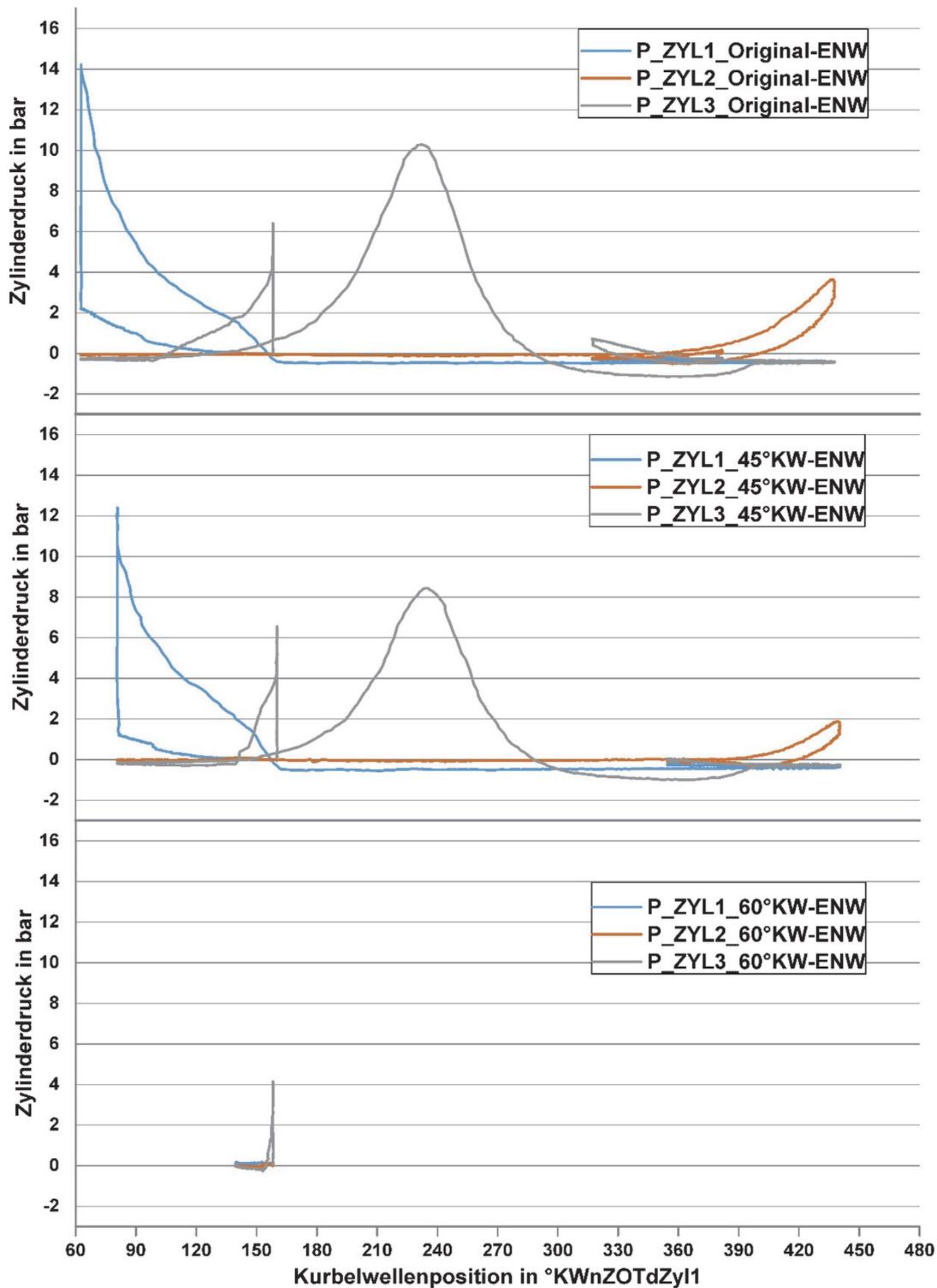


Abbildung 5.14: Zylinderdruck über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Vergleich der verschiedenen Einlassnockenwellen; Startwinkel =  $160^\circ$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Wie aus Abbildung 5.14 hervorgeht, muss beim Einsatz der verschränkten Einlassnockenwellen der Startwinkel später gewählt werden, um den Energieeintrag durch die erste Verbrennung zu maximieren. Die in [Abbildung 5.15](#) gezeigten Starts wurden mit,

für die jeweilige Konfiguration hinsichtlich erreichbaren Maximalwinkel optimalen, Startwinkeln durchgeführt. Dabei war es erforderlich, den besten Kompromiss zwischen größtmöglicher Ladung und größtem Winkel vor dem Öffnen der Einlassventile und damit die maximale Expansionsarbeit bezüglich der ersten Verbrennung darzustellen.

Es zeigt sich, dass trotz des geringeren Energieeintrags durch die erste Verbrennung, mit zunehmender Dekompression der Zylinder in Vorwärtsdrehrichtung, der maximal erreichbare Winkel gesteigert werden kann, aber die Summe aus Reibarbeit und Kompressionsarbeit das Überschreiten des zweiten oberen Totpunkts nicht zulässt.

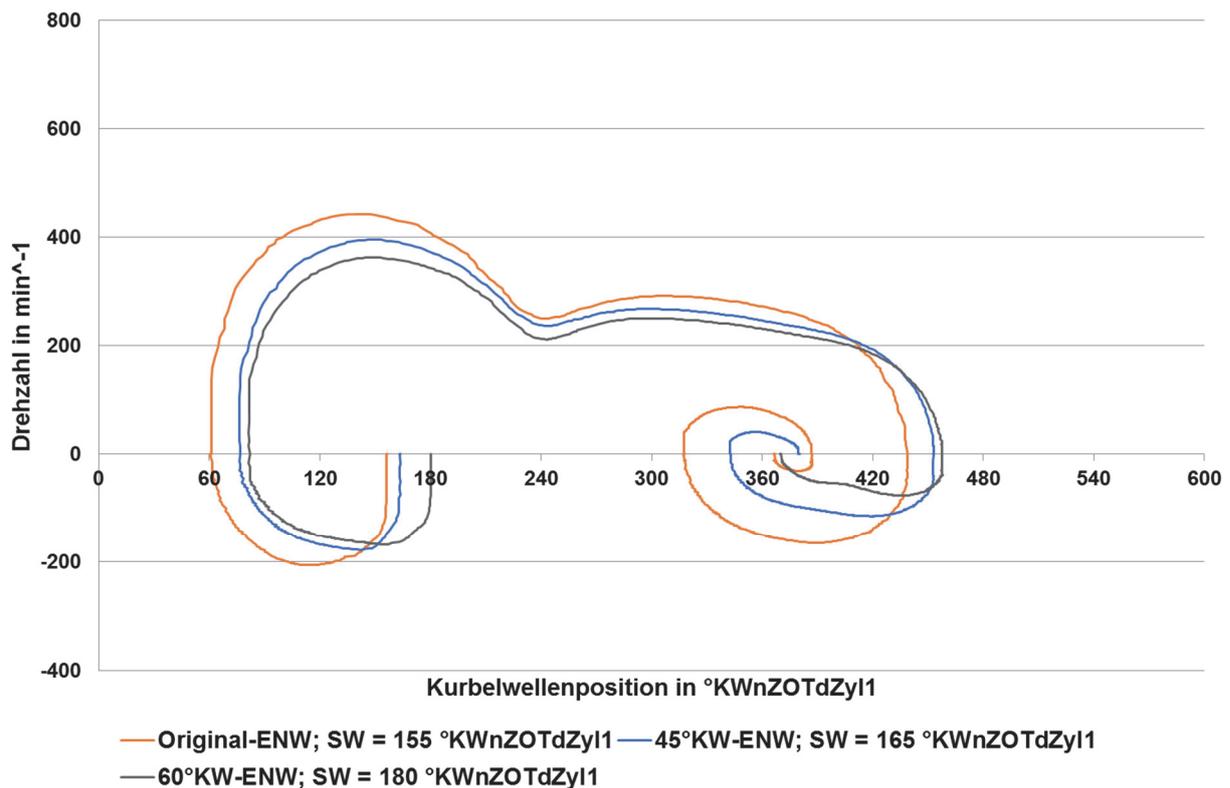


Abbildung 5.15: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Vergleich der verschiedenen Einlassnockenwellen; optimale Startwinkel; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 30 $^{\circ}\text{C}$

### 5.2.3 60 $^{\circ}\text{KW}$ -verschränkte Einlassnockenwelle mit Phasenverstellung

Da trotz der Dekompression durch die verschränkten Einlassnockenwellen der konventionelle Direktstart nicht erfolgreich war, wurde mittels Verstellung der Phase der 60 $^{\circ}\text{KW}$  verschränkten Einlassnockenwelle in Richtung spät das effektive Verdichtungsverhältnis weiter abgesenkt. Diese Phasenverstellung erfolgte durch mechanisches Verdrehen des Phasenstellers gegenüber der Nockenwelle. Die untersuchten Phasenwinkel und die daraus resultierenden effektiven Verdichtungsverhältnisse sind in [Tabelle 5.2](#) aufgelistet.

Tabelle 5.2: Effektive Verdichtungsverhältnisse beim Einsatz der 60°KW verschränkten Einlassnockenwelle mit Phasenverstellung und einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6

Phasenverstellung	Effektives Verdichtungsverhältnis
0°KW	5,9
20°KW	3,8
32°KW	2,6
45°KW	1,7
55°KW	1,3
65°KW	1,0

Aus den untersuchten Phasenwinkeln ergab sich bezüglich des konventionellen Direktstarts, dass ab einer Spätverstellung von 20°KW der erste obere Totpunkt überwunden werden kann. Das bedeutet, dass das effektive Verdichtungsverhältnis auf 3,8 abgesenkt werden muss. Dieser Start ist in [Abbildung 5.16](#) dargestellt. Im Vergleich zum Direktstart bei gleicher Motorkonfiguration, aber ohne Phasenverstellung der Einlassnockenwelle, ist zu erkennen, dass die Verdichtung des Zylinders 3 noch später erfolgt und sich im oberen Totpunkt nur noch ein Druck von rund 3bar ergibt. Infolge des Überschreitens des ersten oberen Totpunkts ist es möglich, die zweite Verbrennung einzuleiten. Anhand der zusätzlich eingezeichneten Drehzahl lässt sich aber gut zeigen, dass die zweite Verbrennung die Kurbelwelle nur wenig beschleunigen kann und der Motor bereits bei rund 345°KWnZOTdZyl1 zum Stillstand kommt. Grund hierfür ist der geringe Energieeintrag der zweiten Verbrennung, welcher sich aus der stark reduzierten Luftmasse ergibt. Diese ist im Vergleich zur Originalkonfiguration auf 33% abgesenkt. Die fixen Steuerzeiten der Auslassnockenwelle bedingen in Verbindung mit dieser kleinen Zylinderladung auch den Aufbau eines Unterdrucks bereits 30°KW nach dem oberen Totpunkt, welcher die Kurbelwelle zusätzlich verzögert.

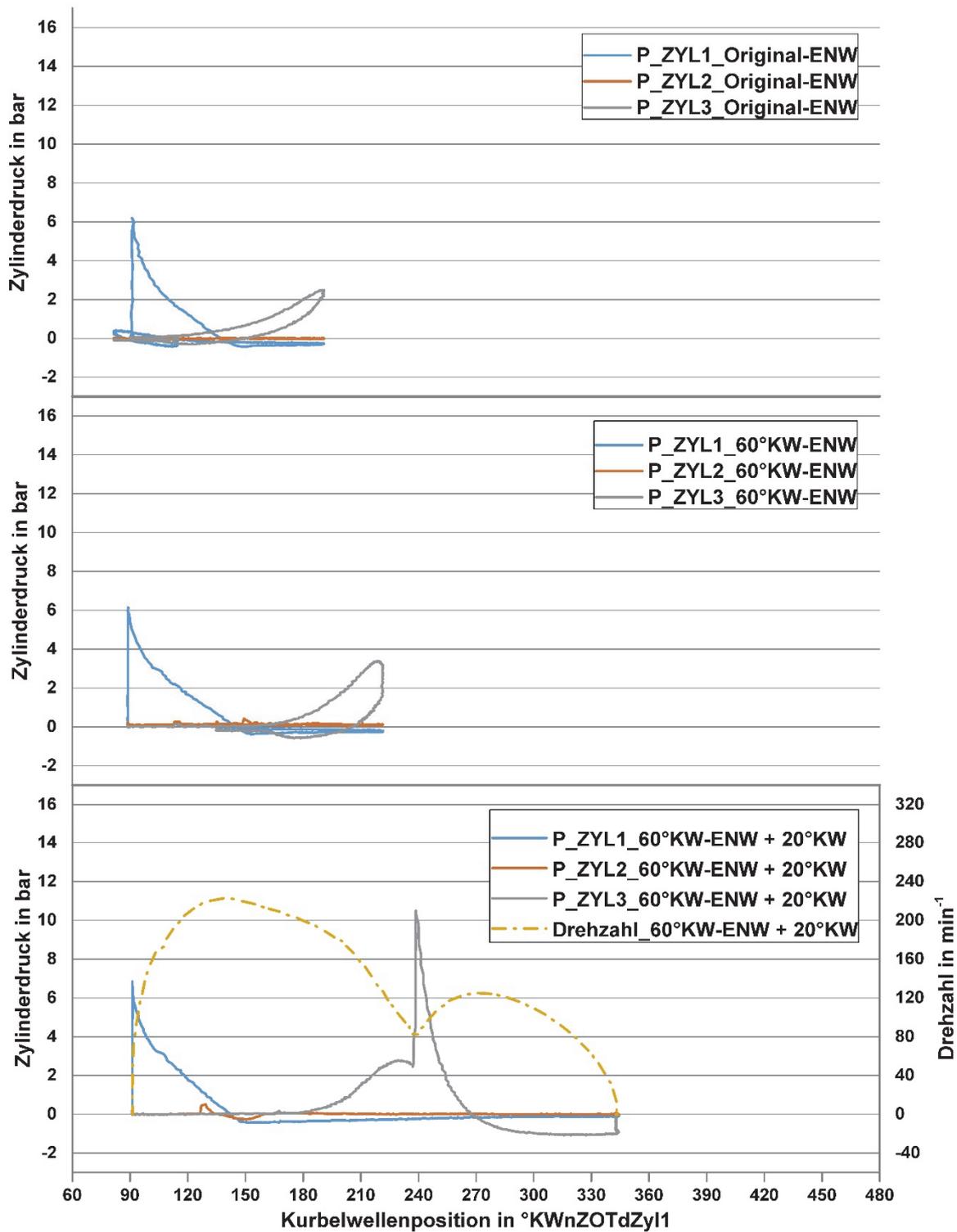


Abbildung 5.16: Zylinderdruck und Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart: Vergleich der originalen Einlassnockenwelle mit der 60°KW verschränkten, mit und ohne Phasenverstellung; Startwinkel = 90°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 30°C;

#### 5.2.4 60°KW-verschränkte Einlassnockenwelle mit Phasenverstellung – Spätverstellung mit Rückstellung

Die Phasenverstellung der Einlassnockenwelle verursacht ein weiteres Absenken der durch die erste Verbrennung eingebrachten Energie. Aus diesem Grund wurde versucht, mittels des hydraulischen Phasenstellers die Phase der Einlassnockenwelle vor der ersten Verbrennung in Richtung früh zu verstellen und während des Hochlaufs zurück zu stellen.

Da aber die Betätigung des hydraulischen Phasenstellers durch den Druck aus dem Motorölkreislauf erfolgt und der nur während des Motorlaufs zur Verfügung steht, musste dieser für die Direktstartuntersuchungen am Prüfstand mittels einer elektrischen Ölpumpe erzeugt werden. Zu diesem Zweck wurde dem Ölsumpf des Motors Öl entnommen und mit Druck in den Ölkreislauf bzw. zum Ventil des Phasenstellers gefördert, wobei die Betätigung dieses durch das Motorsteuergerät erfolgte. Zum Ausgleich des Druckabfalls infolge der Verstellvorgänge, befand sich nach der Pumpe ein Druckspeicher.

Am Beginn der Messung wurde der Phasensteller in den frühen Anschlag gefahren und nach dem Startsignal mit maximaler Verstellgeschwindigkeit in Richtung spät. Die Bestimmung des Verstellwinkels erfolgte während des Hochlaufs aus der Kurbelwellenposition und dem Signal des Kurbelwellengebers.

Mittels dieses Aufbaus erfolgte die Untersuchung der in Tabelle 5.2 aufgelisteten, mechanisch eingestellten Phasenwinkel. Die Startversuche ergaben, dass ab einer mechanischen Spätverstellung der Einlassnockenwelle von 55°KW die Überwindung des zweiten oberen Totpunkts möglich ist. Eine Spätverstellung von 55°KW in Verbindung mit der dynamischen Phasenverstellung bedeutet, dass bei einem Phasenwinkel von -5°KW gestartet und ab dem Startzeitpunkt die Phase mit größtmöglicher Verstellgeschwindigkeit in Richtung spät verstellt wird. In [Abbildung 5.17](#) ist ein derartiger Startversuch dargestellt. Die Energie der ersten beiden Verbrennungen reichte aus, um den Zylinder 2 über den oberen Totpunkt zu bewegen. Die Verbrennungsenergie, welche mit der darin enthaltenen Ladung erzielt werden konnte, war aber zu gering, um den weiteren Hochlauf zu gewährleisten.

Für den gezeigten Start ergab sich eine Verstellgeschwindigkeit von 50°KW/s. Im Laufe der Messungen stellte sich heraus, dass mit dem hydraulischen Phasensteller Verstellgeschwindigkeiten von maximal 70°KW/s erreichbar sind und diese nur geringfügig von der Motoröltemperatur abhängen.

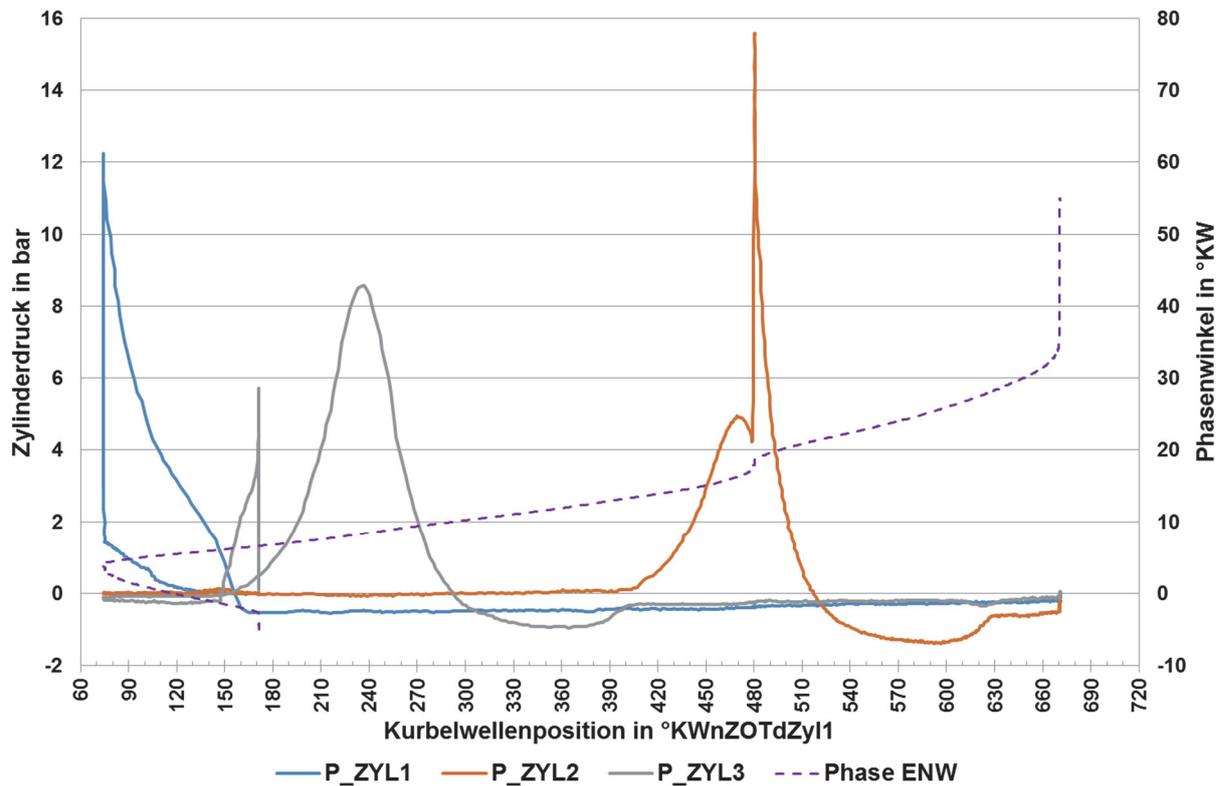


Abbildung 5.17: Zylinderdruck und Phasenwinkel über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: 60°KW verschränkte Einlassnockenwelle mit dynamischer Phasenverstellung; Startwinkel = 170°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 40°C

Um den Einfluss der Phasenverstellung auf den erweiterten Direktstart zu zeigen, sind in [Abbildung 5.18](#) Starts bei 60°KW verschränkter Einlassnockenwelle mit und ohne dynamischer Phasenverstellung dargestellt. Als Referenz ist auch ein Start mit der Basiskonfiguration eingezeichnet. Es ist zu erkennen, dass mit zunehmender Spätverstellung der Energieeintrag der ersten Verbrennung und damit die Beschleunigung der Kurbelwelle in die Rückwärtsdrehrichtung geringer werden. Das spätere Schließen der Einlassventile in Vorwärtsdrehrichtung ermöglicht hingegen, wie beim Start mit mechanischer Spätverstellung von 55°KW zu erkennen ist, die Überwindung des zweiten oberen Totpunkts. Hier ist aber die Füllung bereits so klein, dass der Hochlauf nicht mehr möglich ist.

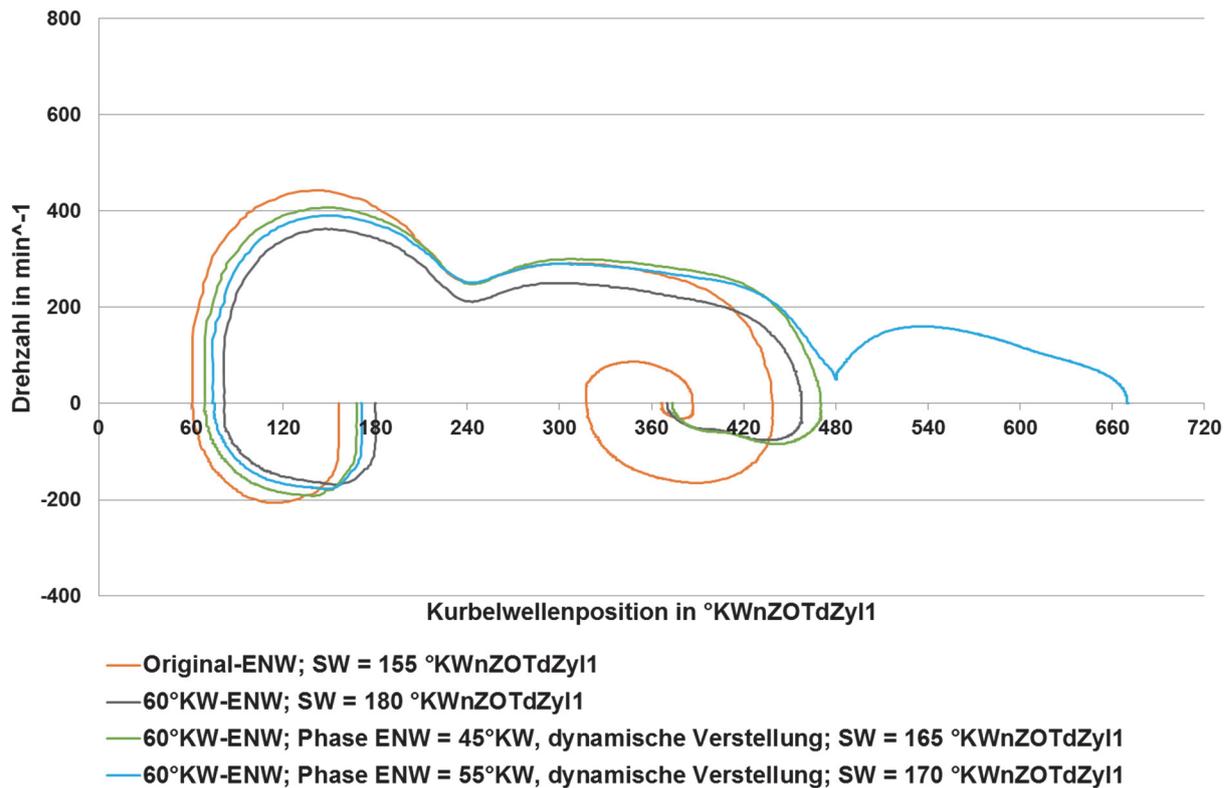


Abbildung 5.18: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Einfluss der Nockenwelle und deren Phasenwinkel inklusive dynamischer Verstellung der Phase; optimale Startwinkel (SW); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 40°C

### 5.2.5 Zusammenfassung

Mittels der verschränkten Einlassnockenwellen konnten nur geringe Verbesserungen erzielt werden. Beim konventionellen Direktstart ermöglicht das Absenken des effektiven Verdichtungsverhältnisses das Überwinden des oberen Totpunkts. Die Ladung im Brennraum ist infolge der Dekompression aber so gering, dass der Energieeintrag durch die zweite Verbrennung für den Hochlauf nicht ausreicht.

Bezüglich des erweiterten Direktstarts wäre ein möglichst spätes Schließen der Einlassventile in Rückwärtsdrehrichtung bei der ersten Verbrennung, das einem frühen Schließen in Vorwärtsdrehrichtung entspricht, und ein spätes Schließen im Hochlauf erforderlich. Das würde aber signifikant höhere Verstellgeschwindigkeiten des Phasenwinkels der verschränkten Einlassnockenwellen voraussetzen.

### 5.3 Verdichtungsverhältnis 12,0

Im Zuge der Brennverfahrensentwicklung erfolgte auch eine Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,0. Dafür wurde vom Kolben das, in [Abbildung 5.19](#) rot dargestellte, Volumen abgefräst. Dies hatte zur Folge, dass sich durch den flachen Kolben die Brennraumgeometrie deutlich verbesserte. Die für die Wandwärmeverluste relevante Kolbenoberfläche konnte um über 5% abgesenkt werden.

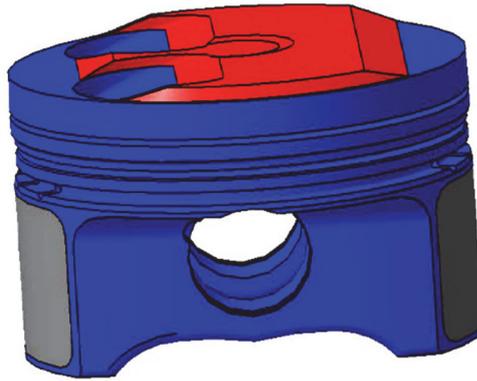


Abbildung 5.19: Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses: Bearbeitung des Pleuellrings

### 5.3.1 Konventioneller Direktstart

Das Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 hat auf den Hochlauf des konventionellen Direktstarts beinahe keinen Einfluss. Der Druckabbau der ersten Verbrennung verläuft beim Verdichtungsverhältnis von 12,0 geringfügig flacher, wobei hier sehr wahrscheinlich das Verdichtungsverhältnis, die bessere Energieumsetzung und die geringeren Wandwärmeverluste infolge des flachen Pleuellrings zusammenwirken. Die Messungen zeigen, dass aufgrund des geringeren Verdichtungsverhältnisses die Drehzahl etwas gesteigert werden kann, der Maximalwinkel jedoch gleich bleibt.

### 5.3.2 Erweiterter Direktstart

Auf den erweiterten Direktstart hat die Verringerung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses einen bedeutend größeren Einfluss. Durch diese Maßnahme ist es möglich, den zweiten oberen Totpunkt zu überwinden und damit den Hochlauf zu realisieren. Wie in [Abbildung 5.20](#) dargestellt, ist bei einem Startwinkel von  $160^\circ$  KWnZOTdZyl1 der Start bis zu einer Kühlmitteltemperatur von  $65^\circ\text{C}$  möglich. Diese stellt bei diesem Verdichtungsverhältnis die Maximaltemperatur dar. Aus diesem Grund ist bei betriebswarmem Motor (bedeutet für den Versuchsträger eine Kühlmitteltemperatur von  $90^\circ\text{C}$ ) der erweiterte Direktstart nicht umsetzbar. Es ist deutlich zu erkennen, dass mit zunehmender Kühlmitteltemperatur die Drehzahlen in den ersten beiden Totpunkten abnehmen. Das liegt an der sinkenden Luftmasse im Brennraum, wegen welcher auch die eingeblasene Gasmasse abnimmt. Bei einer Kühlmitteltemperatur von  $70^\circ\text{C}$  ist deshalb die Energie der ersten beiden Verbrennungen zu klein und der Hochlauf ist nicht mehr möglich.

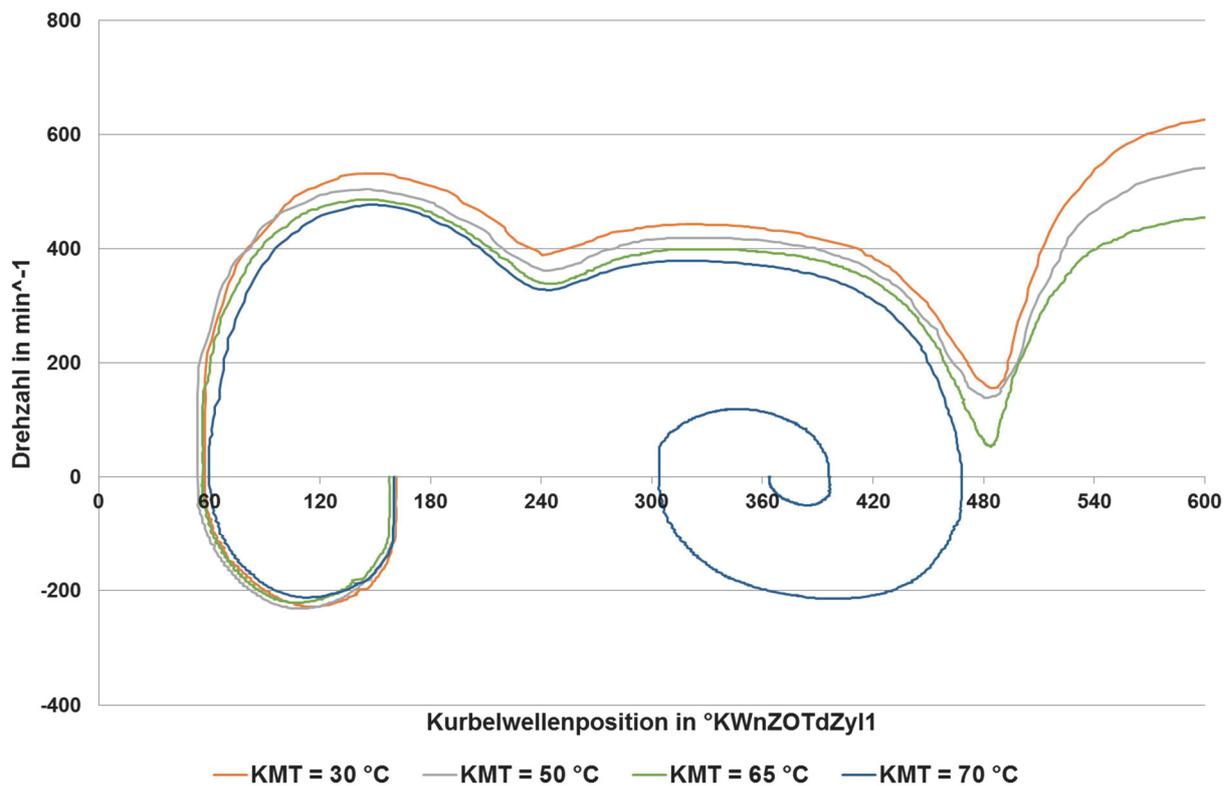


Abbildung 5.20: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Variation der Kühlmitteltemperatur; Startwinkel = 160°KWnZOTdZyl1; geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0

Bezüglich des Startwinkels ergibt sich bei einer Kühlmitteltemperatur von 30°C der in [Abbildung 5.21](#) gezeigte Zusammenhang. Die untere Grenze stellt ein Winkel von 135°KWnZOTdZyl1 und die obere 182°KWnZOTdZyl1 dar. Bei Kurbelwellenpositionen von 132°KWnZOTdZyl1 bzw. 185°KWnZOTdZyl1 ist der Hochlauf nicht mehr möglich.

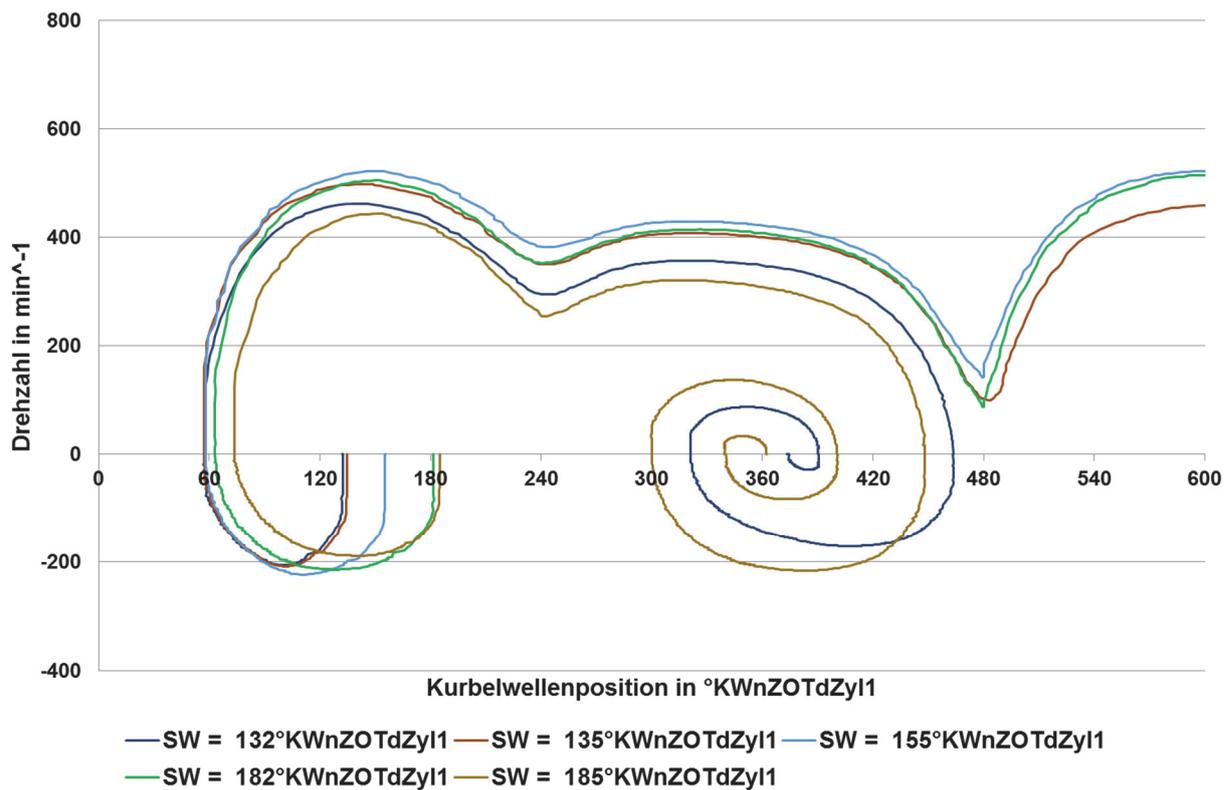


Abbildung 5.21: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart: Variation des Startwinkels (SW); geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Aus den Untersuchungen des erweiterten Direktstarts bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen und Startwinkeln ergibt sich für das geometrische Verdichtungsverhältnis 12,0 das in [Abbildung 5.22](#) gezeigte Kennfeld. Darin sind jeweils die kleinsten auftretenden Drehzahlen bei den ersten und zweiten oberen Totpunkten in Vorwärtsdrehrichtung dargestellt. Das bedeutet, dass diese Drehzahlen nicht exakt in den Totpunkten auftreten sondern etwas danach.

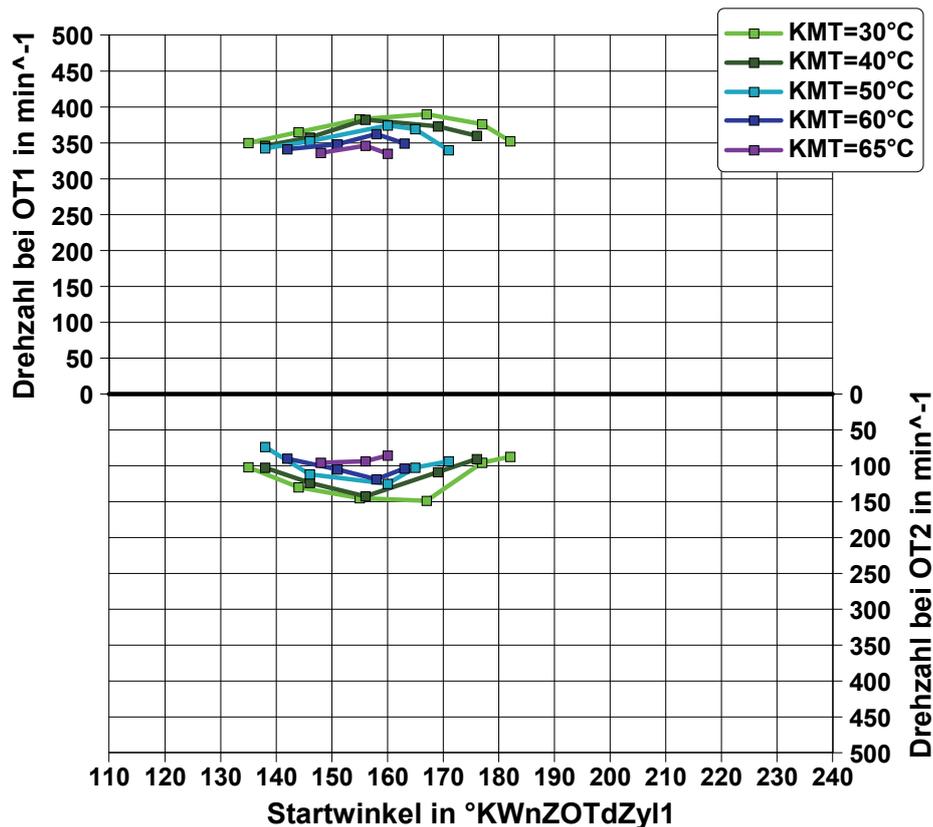


Abbildung 5.22: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart: Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0

### 5.3.3 Verschränkte Einlassnockenwellen

Da der konventionelle Direktstart trotz der Absenkung des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,0 nicht funktionierte, wurde das effektive Verdichtungsverhältnis zusätzlich durch den Einsatz der verschränkten Einlassnockenwellen herabgesetzt. Diese sind in [Tabelle 5.3](#) aufgelistet.

Tabelle 5.3: Effektive Verdichtungsverhältnisse bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 12,0 mit der originalen und den verschränkten Nockenwellen

Einlassnockenwelle	Effektives Verdichtungsverhältnis
original	10,3
45°KW verschränkt	6,75
60°KW verschränkt	5,28

Der Vergleich von konventionellen Direktstarts beim Einsatz der verschränkten Einlassnockenwellen und der originalen Nockenwelle wird in [Abbildung 5.23](#) gezeigt. Bei der Konfiguration mit der 45°KW verschränkten Einlassnockenwelle lässt sich, bezogen auf jene mit der originalen Nockenwelle, ein höherer Druck im Zylinder 3 erzielen. Der Grund

hierfür ist, dass wegen des späteren Kompressionsbeginns des Zylinders 3, wie in Abbildung 5.13 zu sehen ist, durch den Brennraumdruck ein geringeres Gegenmoment an der Kurbelwelle generiert wird. Die Dekompression infolge des späteren Schließens der Einlassventile lässt jedoch das Überwinden des oberen Totpunkts noch nicht zu. Erst bei einem effektiven Verdichtungsverhältnis von 5,28, welches sich durch die 60°KW verschränkte Einlassnockenwelle ergibt, ist dies möglich. Die Ladung im Brennraum ist dabei aber schon soweit reduziert, dass die Energie aus der zweiten Verbrennung eine zu geringe Drehzahlerhöhung bewirkt und daher für den Hochlauf nicht ausreicht. Obwohl das effektive Verdichtungsverhältnis größer als das in Kapitel 5.2.3 mit zusätzlichem Phasenwinkel von 20°KW ist und sich damit mehr Kraftstoff-Luft-Gemisch im Brennraum des Zylinders 3 befindet, baut sich ab einer Kurbelwellenposition von rund 275°KWnZOTdZyl1 ein Unterdruck im Brennraum auf. Dieser verzögert die Kurbelwelle zusätzlich.

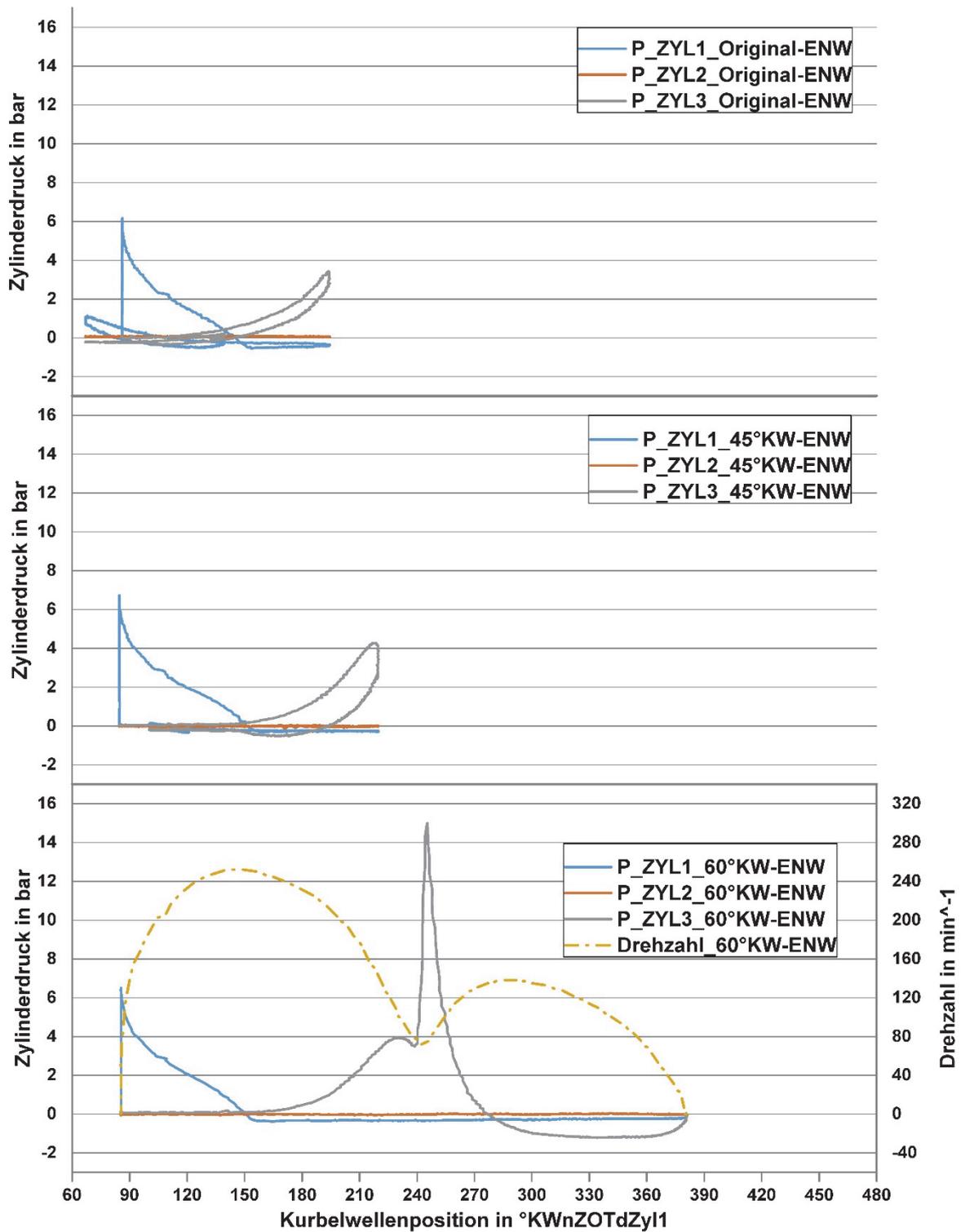


Abbildung 5.23: Zylinderdruck und Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart: Vergleich des Einflusses der verschränkten Einlassnockenwellen; Startwinkel = 85°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0; Kühlmitteltemperatur = 30°C

### 5.3.4 Zusammenfassung

Das Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,0 ergibt keine wesentliche Verbesserung des konventionellen Direktstarts. Erst durch den Einsatz der

60°KW verschränkten Einlassnockenwelle lässt sich der erste obere Totpunkt überwinden. Dabei ist aber die Ladung infolge der Dekompression so gering, dass der Energieeintrag der zweiten Verbrennung den Hochlauf nicht ermöglicht.

Der erweiterte Direktstart ist aber infolge der Verdichtungsabsenkung bis zu einer Kühlmitteltemperatur von 65°C umsetzbar.

## 5.4 Lufteinblasung

Da vor allem bezüglich des konventionellen Direktstarts die zuvor beschriebenen Strategien keinen oder nur einen sehr geringen Erfolg ergaben, wurde nach einer weiteren Möglichkeit gesucht, diesen zu verbessern. Um den ersten oberen Totpunkt beim konventionellen Direktstart und den zweiten oberen Totpunkt beim erweiterten Direktstart zu überschreiten, reicht, wie aus den vorangegangenen Untersuchungen ersichtlich ist, die Energiefreisetzung der ersten bzw. der ersten beiden Verbrennungen nicht aus. Das Erhöhen der mit der Erdgasmasse in den Brennraum eingebrachten Energie kann nur durch die gleichzeitige Vergrößerung der Luftmasse erfolgen. Einen großen Vorteil bietet hier die CNG-Direkteinblasung. Dieser besteht darin, mittels der Einblasventile verschiedene gasförmige Medien in den Brennraum einblasen zu können. Daher ist es auch möglich, ohne zusätzliche Einrichtungen, wie spezielle Einlassventile oder Brennraumventile (vgl. [24]), Luft in den Brennraum einzubringen. Im Gegensatz zu dem bereits beschriebenen Patent [41], wird bei der im Folgenden gezeigten Lufteinblasung nicht zündfähiges Gemisch in den Brennraum eingebracht, sondern der Kraftstoff und die erforderliche Luft zeitlich getrennt eingeblasen. Am Versuchsträger wurde zu diesem Zweck ein Gasrail verbaut mittels welchem, wie in [Abbildung 5.24](#) angedeutet, sowohl Erdgas (grüne Linien) als auch Luft (blaue Linien) in getrennten Kanälen direkt zu den Einblasventilen (schwarze Kreisflächen) zugeführt werden kann. Es ist zu sehen, dass für jedes Einblasventil eine separate Luftzuleitung vorgesehen ist und damit jeder Zylinder mit Druckluft beaufschlagt werden kann. Im gezeigten Fall wird beim Versuchsträger der Zylinder 2 mit Luft versorgt, weshalb die Pleuellwelle derart positioniert werden muss, dass die erste Verbrennung in dessen Brennraum stattfindet. Im Falle einer Serienanwendung des Startverfahrens müssten Luftzuleitungen auch für die anderen Zylinder vorgesehen werden.

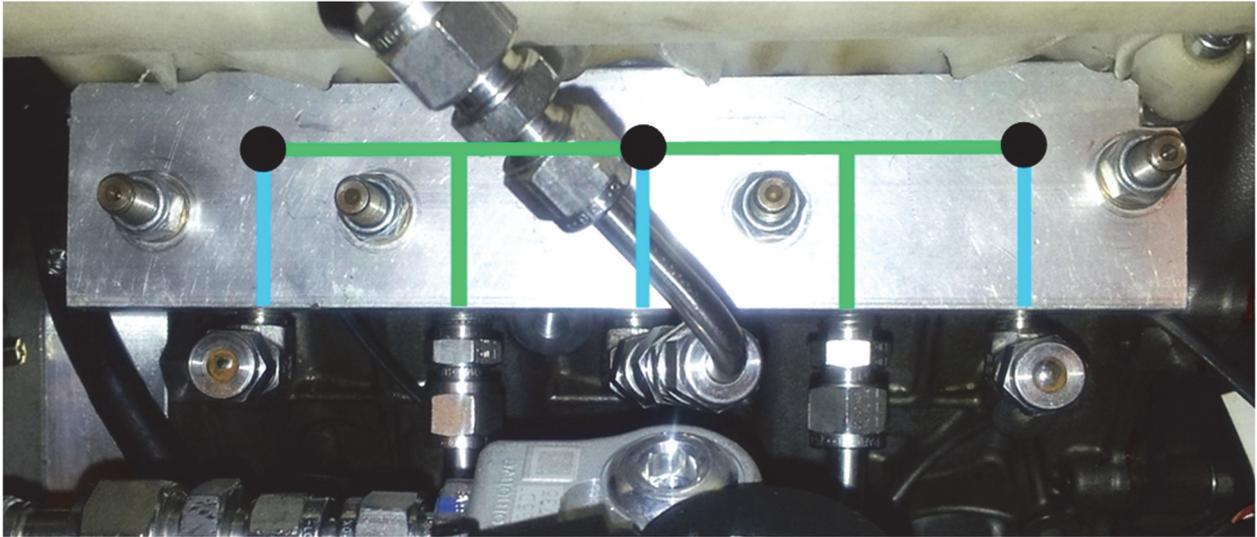


Abbildung 5.24: Kraftstoffrail mit Erdgaszuführungen (grün), Luftzuführungen (blau) und Einblasventilpositionen (schwarze Kreisflächen)

Die Versorgung der Luftleitungen erfolgte, wie die Darstellung des Prüfstandsbaus in Abbildung 4.1 zeigt, mit synthetischer Luft, welche einen einstellbaren Vordruck aufwies und mittels eines vom Motorsteuergerät betätigten elektromagnetischen Pneumatikventils gesteuert wurde. Die optimale Bereitstellung des Erdgases hinsichtlich Zeitpunkt und Druck wurde mit Hilfe der Ansteuerung des Gasdruckreglers sichergestellt.

Die Ansteuerung der Aktuatoren für die erste Verbrennung des Direktstarts mit Luftereinblasung lief folgendermaßen ab:

- Druckaufbau im Luftkanal mittels Ansteuerung des Pneumatikventils
- Öffnen des Einblasventils
- Schließen des Einblasventils, sobald sich die erforderliche Luftmasse im Brennraum befindet
- Schließen des Pneumatikventils
- Ansteuerung des Gasdruckreglers
- Öffnen des Einblasventils
- Schließen des Einblasventils
- Mehrmaliges Ansteuern des Zündmoduls für die Sicherstellung der Entflammung

Je nach erforderlicher Luftmasse und Vordruck im System war es möglich, dass sich die Ansteuervorgänge aufgrund der teilweise großen Leitungslängen überschneiden.

Eine Durchmischung der beiden Medien bereits im Gasrail konnte beim gezeigten Versuchsaufbau nicht ganz ausgeschlossen werden. Um dies zu unterbinden, müssten Rückschlagventile in den Zuführkanälen des Kraftstoffrails unmittelbar vor den Einblasventilen verbaut werden.

Für zusätzliche Variationen und eine detaillierte Darstellung der erforderlichen Luftmasse wird auf die Motorprozesssimulation in Kapitel 6 verwiesen.

### 5.4.1 Konventioneller Direktstart

Da aufgrund des großen Zündabstands in Verbindung mit dem hohen Verdichtungsverhältnis, trotz aller zuvor gezeigten Maßnahmen, der konventionelle Direktstart nicht erfolgreich war, wurde versucht, den Energieeintrag der ersten Verbrennung zu erhöhen. Dafür erfolgte mittels Lufterinblasung eine Anhebung der Luftmasse im Brennraum. In Abbildung 5.25 ist beispielhaft ein konventioneller Direktstart dargestellt, wobei die Druckerhöhung infolge der eingeblasenen Luft 1,7bar beträgt. Aufgrund des begrenzten Massenstroms durch die Einblasventile ergibt sich für den Startwinkel von  $90^\circ$  KWnZOTdZyl1 eine relativ lange Einblasdauer von ca. 65ms. In dieser Zeitspanne wird die Kurbelwelle bereits auf eine Drehzahl von  $100\text{min}^{-1}$  beschleunigt. Die Zündung des Gemisches erfolgt ca. 5ms nach der Gaseinblasung und der Druck der ersten Verbrennung erreicht annähernd 19bar. Dadurch wird die Kurbelwelle auf eine Drehzahl von über  $400\text{min}^{-1}$  beschleunigt und die Überwindung des folgenden oberen Totpunkts ermöglicht, obwohl der Verdichtungsenddruck über 13bar beträgt. Trotz der großen Dauer zwischen Startwunsch und der ersten Verbrennung bedingt durch die Lufterinblasung, vergehen bis zum Erreichen einer Drehzahl von  $700\text{min}^{-1}$  nur ca. 320ms.

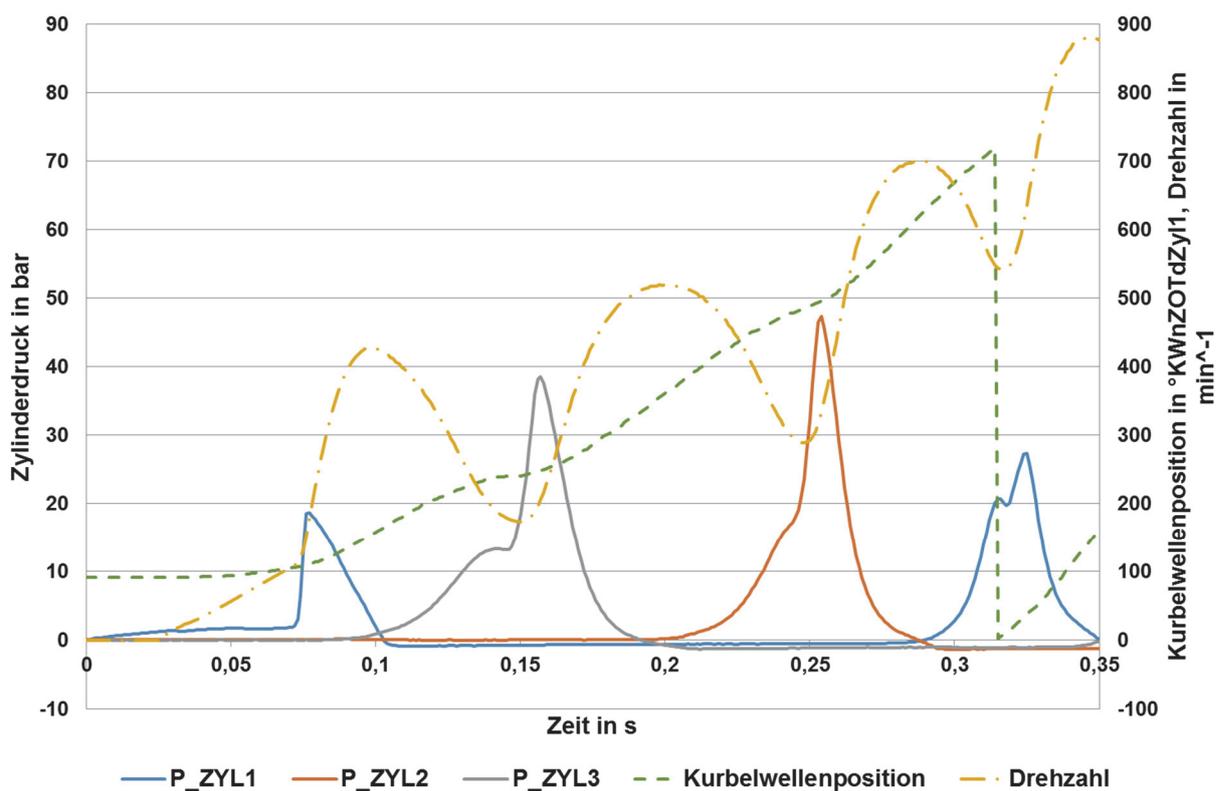


Abbildung 5.25: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Konventioneller Direktstart mit Lufterinblasung in den Zylinder 1: Druck durch Lufterinblasung = 1,7bar; Startwinkel =  $90^\circ$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Wie bereits in den vorhergegangenen Kapiteln gezeigt wurde, ist das Kriterium für die Durchführbarkeit des konventionellen Direktstarts das Überwinden des ersten oberen

Totpunkts, wobei der entscheidende Faktor die Beschleunigung der Kurbelwelle durch die erste Verbrennung ist. In [Abbildung 5.26](#) ist der Einfluss der Ladungserhöhung auf die Drehzahl im ersten oberen Totpunkt bei einem Startwinkel von  $70^\circ \text{KWnZOTdZyl1}$  dargestellt. Es ist zu erkennen, dass bei einer Drucksteigerung vor der ersten Verbrennung auf 1,2bar der Start noch nicht möglich ist. Bei 1,5bar wird zwar der obere Totpunkt des nächsten Zylinders überschritten, die Drehzahl ist dabei aber noch so gering, dass der zweite obere Totpunkt nicht überwunden werden kann. Ein Druck von 1,8bar stellt die Untergrenze dar, ab welcher der Hochlauf erfolgt. Das weitere Anheben auf beispielsweise 2,1bar erhöht die Drehzahl beim ersten oberen Totpunkt auf  $350 \text{min}^{-1}$ , wodurch der Start zuverlässiger wird.

Bei den Starts mit Luftzumessung ergibt sich aufgrund der großen Einblasmenge von Erdgas und Luft im Falle der unmittelbaren Zündung des Gemisches ein Druckgradient der ersten Verbrennung von bis zu  $6 \text{bar/ms}$ . Dieser ist damit signifikant größer als bei Starts ohne Luftinblasung (vgl. [Abbildung 5.8](#)).

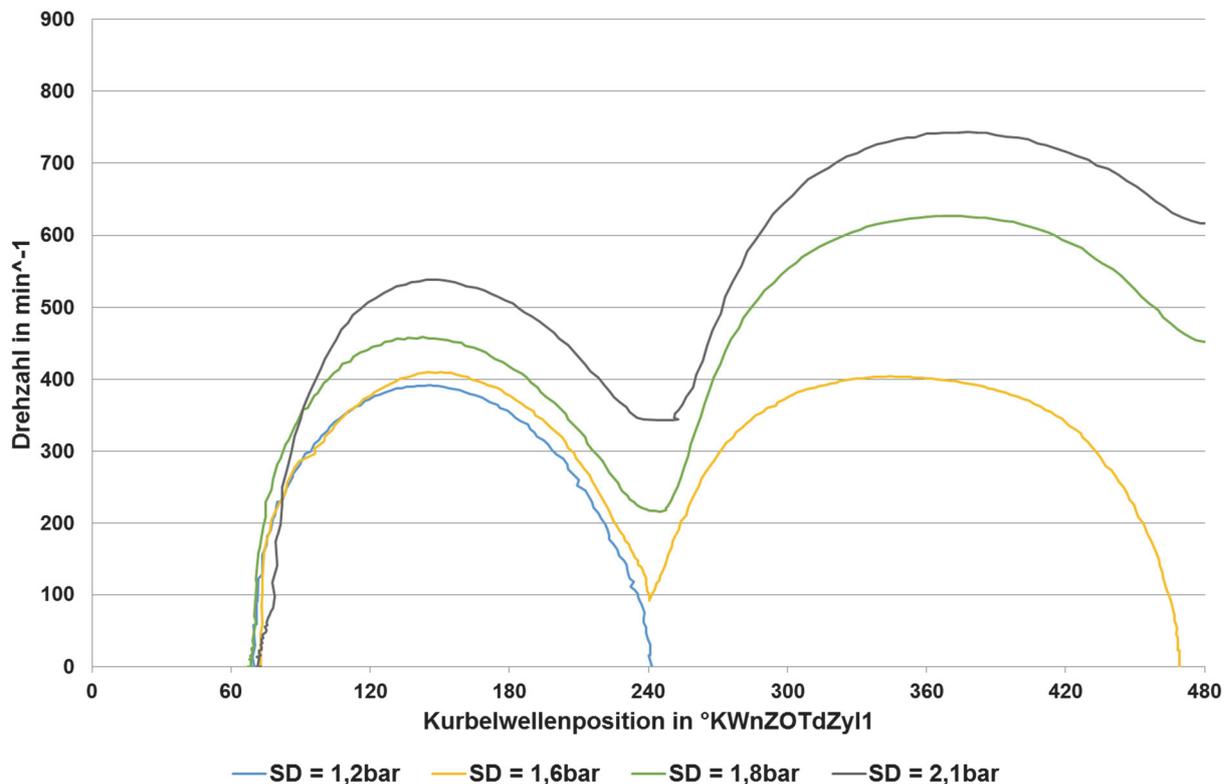


Abbildung 5.26: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart mit Luftinblasung in den Zylinder 1: Variation des Startdrucks (SD); Startwinkel =  $70^\circ \text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ \text{C}$

Der Einfluss der Motortemperatur bzw. der Kühlmitteltemperatur auf den Hochlauf bei Aufladung des ersten Zylinders auf 2,7bar Überdruck ist in [Abbildung 5.27](#) dargestellt. Es zeichnet sich ein leichter Trend einer Drehzahlabnahme mit steigender Motortemperatur ab. Aufgrund der großen eingeblasenen Luftmasse der ersten Verbrennung zeigt sich im ersten oberen Totpunkt keine signifikante Abhängigkeit der Drehzahl von der

Brennraumtemperatur. Im zweiten oberen Totpunkt zeichnet sich dieser Trend deutlicher ab.

Infolge der Streuung der Messergebnisse ist der Temperatureinfluss auf den Hochlauf nicht klar darstellbar. Für weitere Variationen und die genauere Bestimmung des Temperatureinflusses wird deshalb auf die Motorprozesssimulation in Kapitel 6 verwiesen.

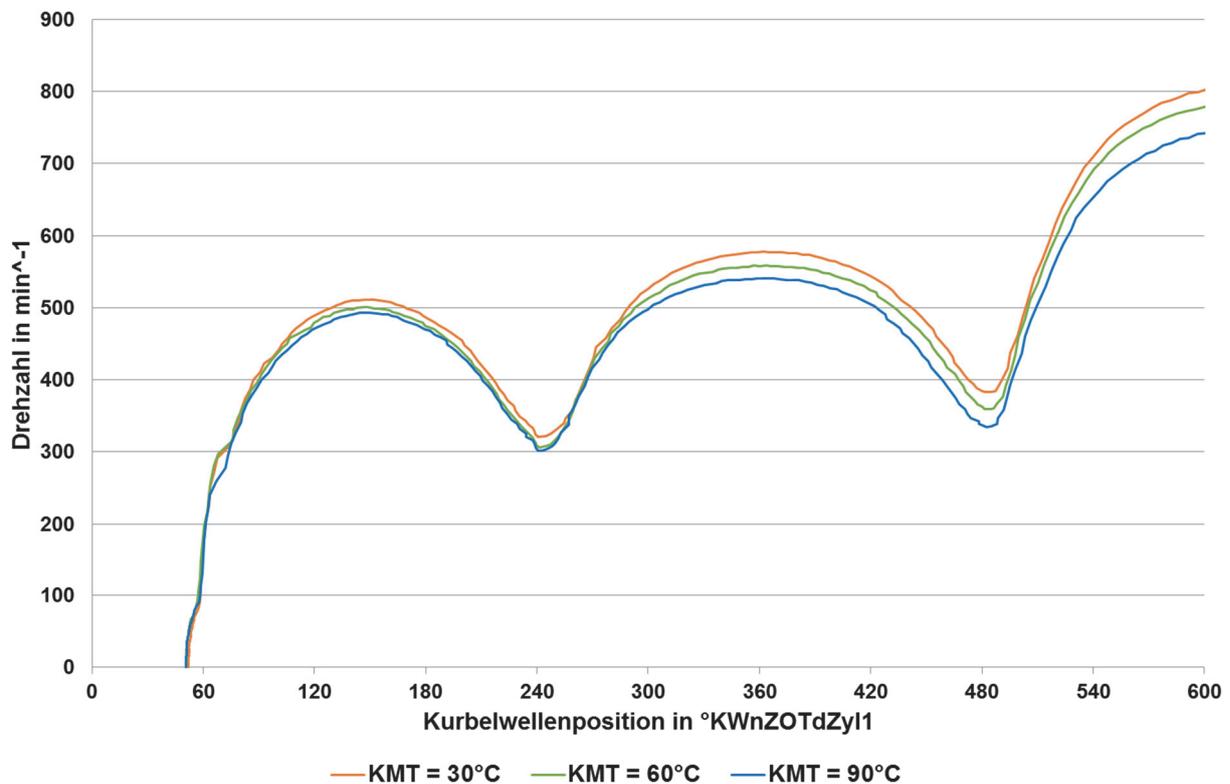


Abbildung 5.27: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1: Druck durch Lufteinblasung = 2,7bar; Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT); Startwinkel = 50°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Der Bereich möglicher Startwinkel, an denen mittels Direktstart ein erfolgreicher Hochlauf dargestellt werden kann, ist in [Abbildung 5.28](#) für eine Kühlmitteltemperatur von 30°C und eine konstante Luftmasse dargestellt. Die Kurbelwellenposition 95°KWnZOTdZyl1 stellt die Grenze in Richtung unteren Totpunkt dar. Aufgrund des Drucks infolge der Lufteinblasung wird die Kurbelwelle in eine Drehbewegung versetzt und nahe an den Beginn der Öffnung der Auslassventile gebracht. Daher kann der Verbrennungsdruck bei späteren Startwinkeln nur bedingt zur Beschleunigung der Kurbelwelle beitragen und wird größtenteils in die Abgaskanäle abgebaut. Dieser Umstand führt dazu, dass der gezeigte Start bei einer Kurbelwellenposition von 110°KWnZOTdZyl1 nicht mehr erfolgreich ist. Eine Spätverstellung der Auslassnockenwelle, welche beim Versuchsträger nicht möglich war, könnte voraussichtlich das Startfenster in Richtung des unteren Totpunkts vergrößern. Dieser Ansatz wird in Kapitel 6.3.2.4 mittels der Motorprozesssimulation betrachtet.

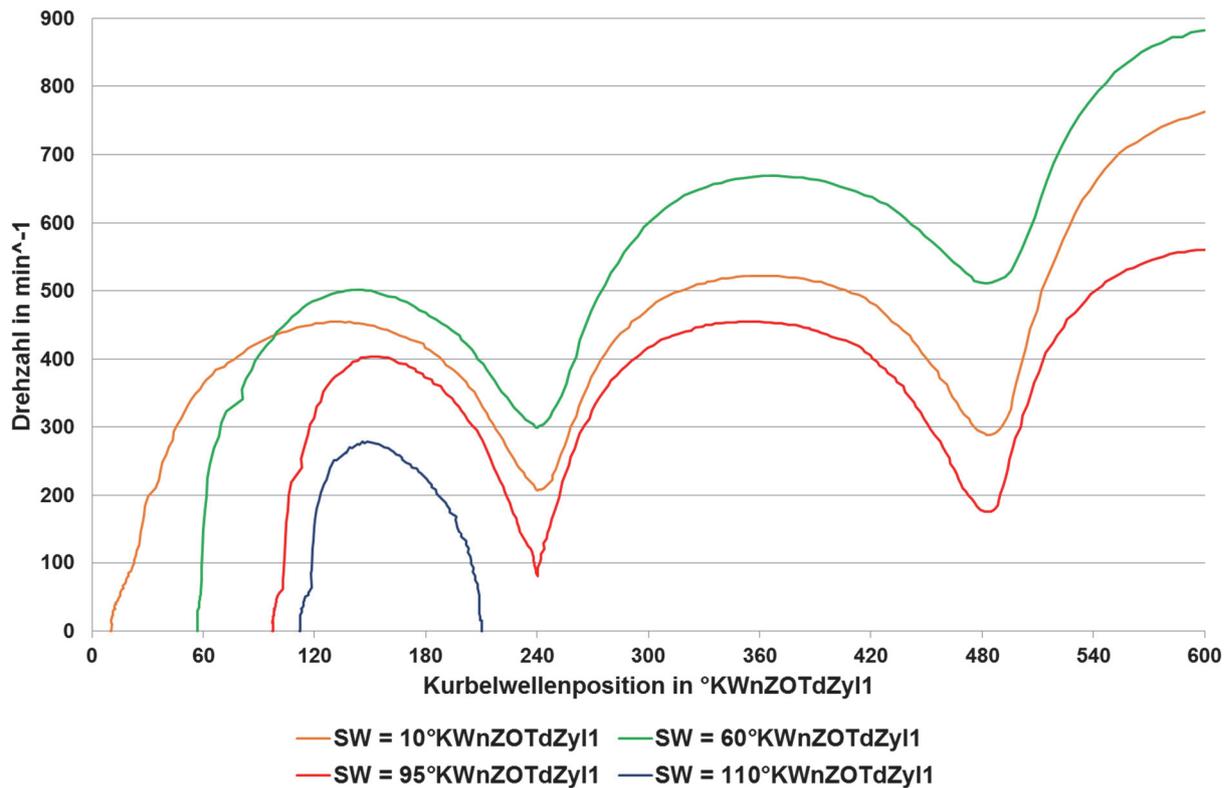


Abbildung 5.28: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1: Eingeblassene Luftmasse konstant; Variation des Startwinkels (SW); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 30°C

#### 5.4.2 Erweiterter Direktstart

Beim erweiterten Direktstart wird wie beim konventionellen die Energiefreisetzung der ersten Verbrennung durch die Lufteinblasung erhöht. Wie in [Abbildung 5.29](#) gezeigt, steigt bei einer Druckerhöhung durch Lufteinblasung von 1,2bar der Verbrennungsdruck auf ca. 15bar. Das führt dazu, dass die Kurbelwelle in Rückwärtsdrehrichtung auf eine Drehzahl von rund  $-350\text{min}^{-1}$  beschleunigt wird und sich damit für die zweite Verbrennung ein Maximaldruck von über 40bar ergibt. Dieser bewirkt die Drehrichtungsumkehr und eine Beschleunigung in Vorwärtsdrehrichtung auf  $580\text{min}^{-1}$  innerhalb von 100ms. Infolge dieser hohen Geschwindigkeit stellt das Überwinden des zweiten oberen Totpunkts kein Problem dar und die Motordrehzahl erreicht bereits nach dem dritten oberen Totpunkt einen Wert von über  $700\text{min}^{-1}$ . Somit ist dieser Startvorgang bereits nach rund 420ms bzw. ca. zwei Kurbelwellenumdrehungen abgeschlossen.

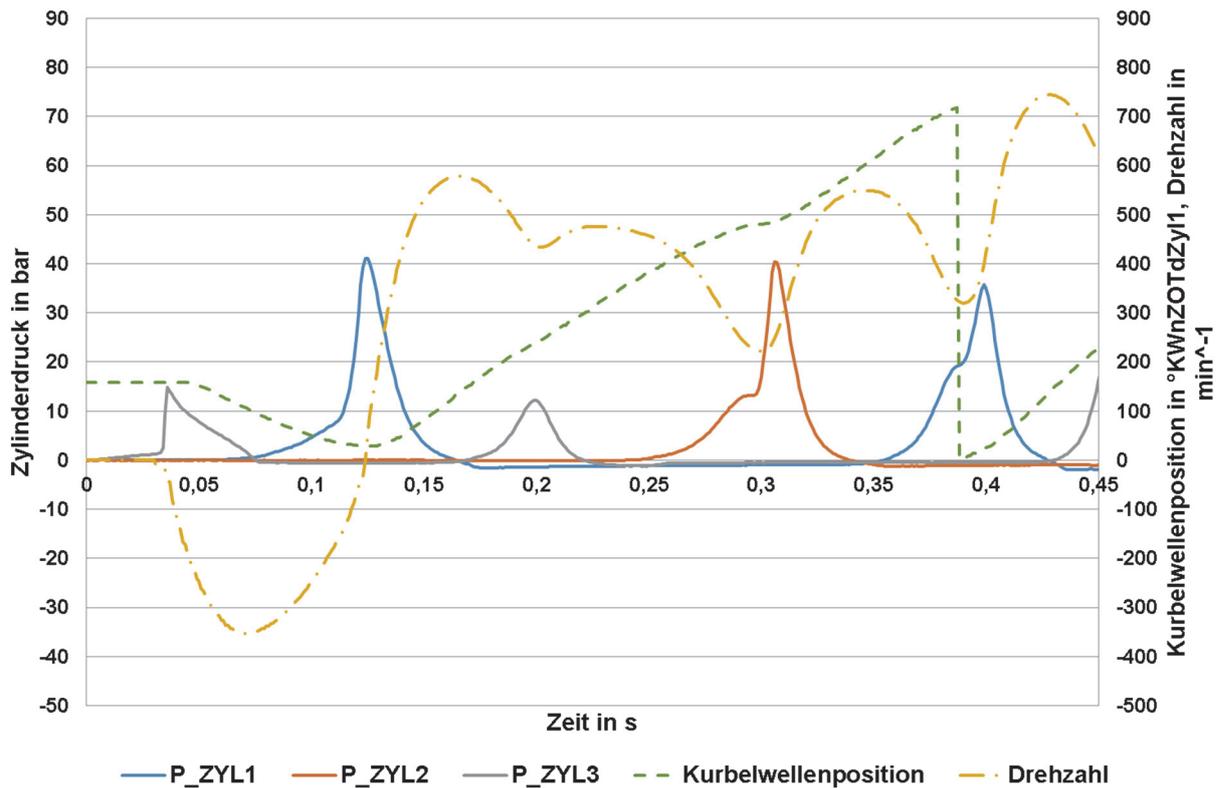


Abbildung 5.29: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Erweiterter Direktstart mit Luftzumessung in den Zylinder 3: Druck durch Lufteinblasung = 1,2bar; Startwinkel =  $160^{\circ}$ KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^{\circ}\text{C}$

Im Vergleich dazu reicht, wie [Abbildung 5.30](#) zeigt, bei einem Startwinkel von  $190^{\circ}$ KWnZOTdZyl1 die Druckerhöhung durch Lufteinblasung in den Zylinder 3 auf 1,1bar bzw. 1,2bar für den Hochlauf nicht aus. Grund hierfür ist die deutlich geringere Luftmasse. Bei einem Druck von 1,2bar kann der zweite obere Totpunkt zwar überwunden werden, wegen des starken Drehzahleinbruchs ist die Energie der dritten Verbrennung für einen Hochlauf aber zu gering. Ein durch die Lufteinblasung generierter Druck von 1,3bar stellt jene Grenze dar, ab der sich eine ausreichend große Luftmasse im Brennraum befindet, der eine Erdgasmenge zugemessen werden kann, mit welcher der Hochlauf gelingt. Durch eine weitere Anhebung des Luftdrucks können die Geschwindigkeiten in den ersten beiden oberen Totpunkten zusätzlich angehoben werden.

Durch das Steigern des Drucks im Brennraum des Zylinders 3 vor der ersten Verbrennung auf 2,5bar, wird die Kurbelwelle in Rückwärtsdrehrichtung so stark beschleunigt, dass sie sich über den oberen Totpunkt bewegt. Selbst durch eine sehr früh eingeleitete Verbrennung im Zylinder 1 kann eine Drehrichtungsumkehr nicht mehr erreicht werden.

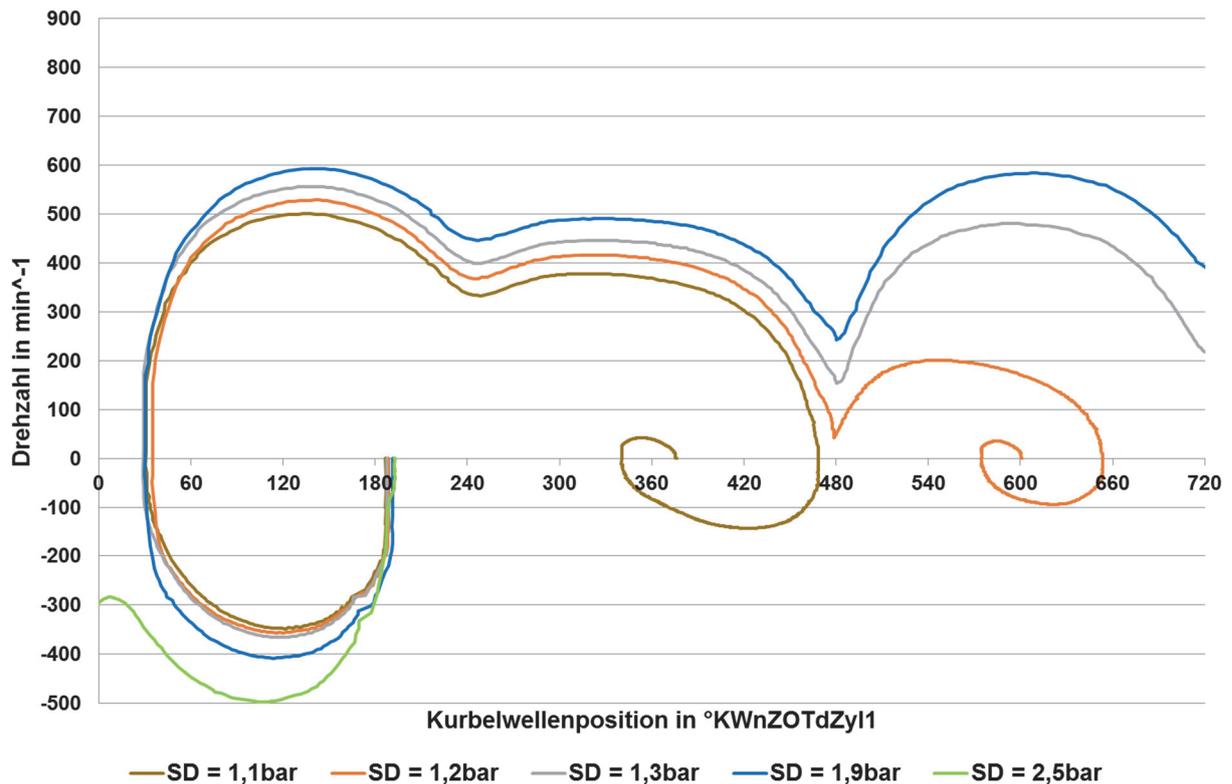


Abbildung 5.30: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart mit Luftzumesung in den Zylinder 3: Variation des Startdrucks (SD); Startwinkel =  $190^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Um den Einfluss der Brennraumtemperatur auf den erweiterten Direktstart mit Luftzumesung in den Zylinder der ersten Verbrennung aufzuzeigen, werden in [Abbildung 5.31](#) Hochläufe bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen und einem Startwinkel von  $170^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  dargestellt. Obwohl die Drehzahlverläufe im mittleren Temperaturbereich aufgrund von Unterschieden in den Verbrennungsverläufen nur geringfügig von einander abweichen, ist der Temperatureinfluss deutlich zu erkennen. Dieser zeigt sich in sinkenden Drehzahlen in Vorwärtsdrehrichtung mit steigender Motortemperatur. Am deutlichsten zeichnet sich dieser Trend im Drehzahleinbruch am zweiten oberen Totpunkt ab.

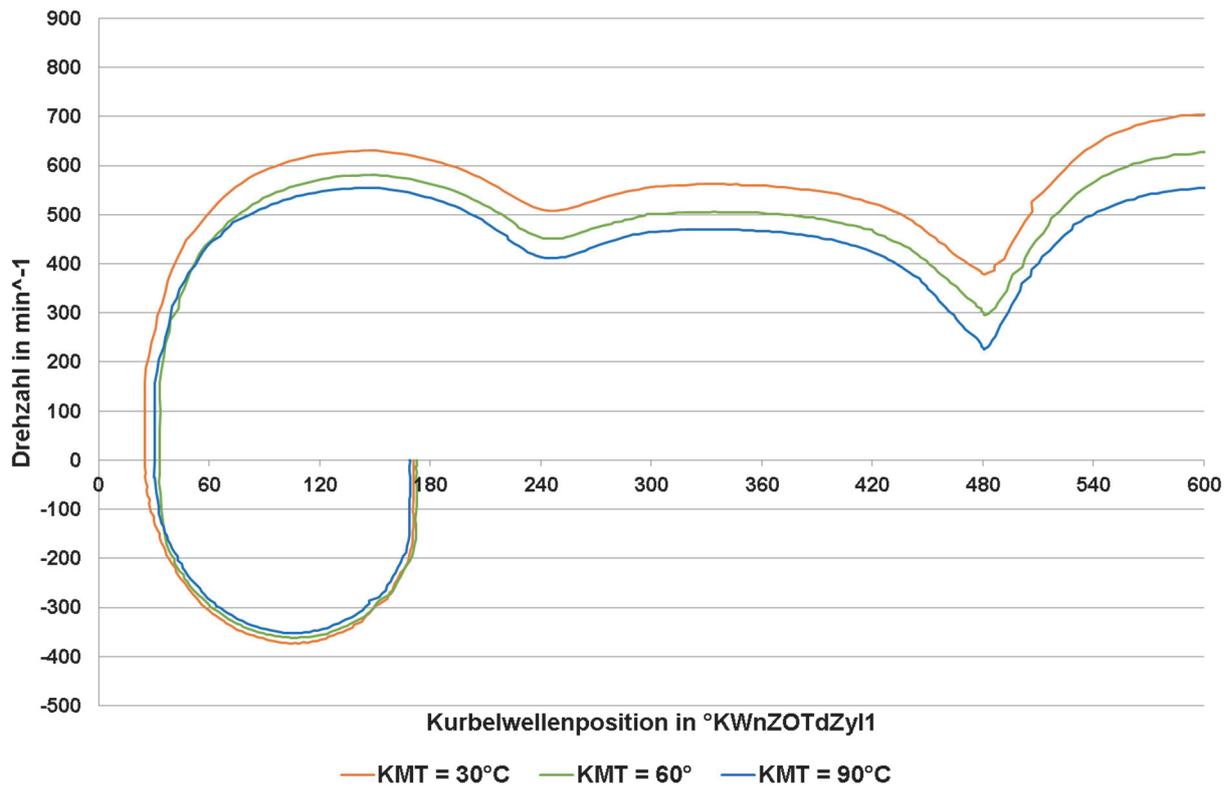


Abbildung 5.31: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart mit Luftzumesung in den Zylinder 3: Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT); Druck durch Lufteinblasung = 1,2bar; Startwinkel = 170°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Durch die Füllungserhöhung bei der ersten Verbrennung kann, wie zuvor gezeigt, der erweiterte Direktstart auch bei großen Zündabständen und sehr hohen Verdichtungsverhältnissen umgesetzt werden. Eine Startwinkelvariation bei konstanter eingblasener Luftmasse bis zu einem Startwinkel von 185°KWnZOTdZyl1 ist in [Abbildung 5.32](#) dargestellt. In Richtung oberen Totpunkt (240°KWnZOTdZyl1) ergibt sich der maximale Startwinkel, an dem ein Start noch erfolgreich durchführbar ist, aus der kinematischen Gegebenheit, dass die Kurbelwange etwas aus der Senkrechten ausgelenkt sein muss, um durch die Gaskraft ein Moment aufbauen zu können. Zudem muss bei Startwinkeln nahe des oberen Totpunkts die Luftmasse weiter angehoben werden, um einen Hochlauf gewährleisten zu können. Das Einblasen der gleichen Luftmasse bei einem Startwinkel von beispielsweise 160°KWnZOTdZyl1 würde in der Rückwärtsdrehbewegung zum Überschreiten des oberen Totpunkts führen und infolgedessen keine Drehrichtungsumkehr mehr ermöglichen.

Die untere Grenze ergibt sich aus der Steuerzeit der Einlassventile. Dies zeigt sich im Startversuch bei einem Startwinkel von 130°KWnZOTdZyl1. Durch die Lufteinblasung wird die Kurbelwelle in eine Rückwärtsdrehbewegung versetzt, wodurch zum Zeitpunkt der Entflammung der verbleibende Verdrehwinkel der Kurbelwelle bis zum Öffnen der

Einlassventile nur noch sehr gering ist und in weiterer Folge ein großer Teil des Verbrennungsdrucks in die Auslasskanäle abgebaut wird. Aufgrund dieser Tatsache ergibt sich als Grenze der möglichen Startwinkel in Richtung unteren Totpunkt  $135^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ .

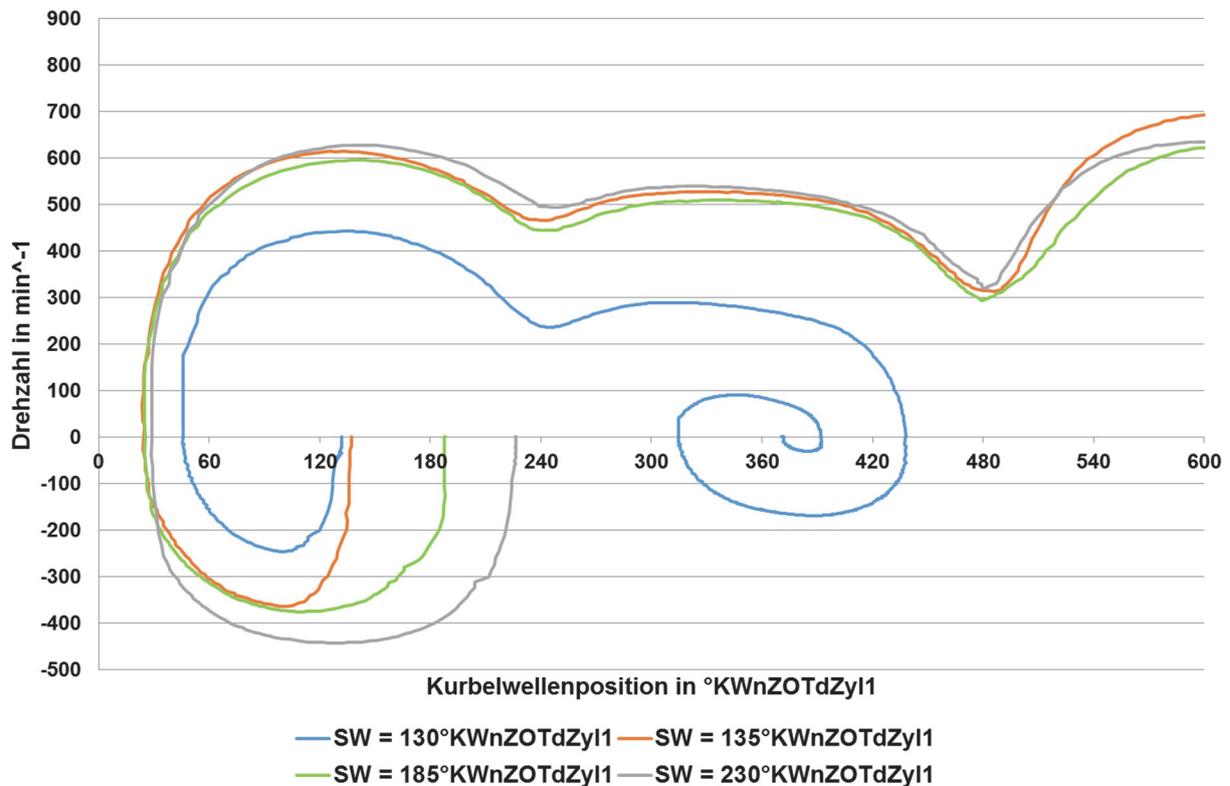


Abbildung 5.32: Drehzahl über der Kurbelwellenposition; Erweiterter Direktstart mit Luftzumesung in den Zylinder 3: Variation des Startwinkels (SW) bei konstanter Einblasluftmasse bis  $185^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ , bei  $230^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  erhöhte Luftmasse; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

### 5.4.3 Zusammenfassung

Aus den dargestellten Ergebnissen bezüglich des Direktstarts mit Lufteinblasung in den Brennraum, in welchem die erste Verbrennung stattfindet, ergeben sich Startwinkelbereiche, in denen ein Hochlauf erfolgreich umgesetzt werden kann. Wie in [Abbildung 5.33](#) für eine Kühlmitteltemperatur von  $90^\circ\text{C}$  dargestellt, sind die zuvor für die Zylinder 1 und 3 gezeigten Versuche auf die anderen Zylinder umgelegt. Sowohl für den konventionellen als auch den erweiterten Direktstart ergibt sich im Bereich der oberen Totpunkte jeweils nur ein Fenster von  $10^\circ\text{KW}$ , an dem kein Direktstart durchgeführt werden kann. In Richtung der unteren Totpunkte entsteht ein Bereich von  $30^\circ\text{KW}$  bzw.  $25^\circ\text{KW}$ , an dem der Direktstart nicht anwendbar ist.

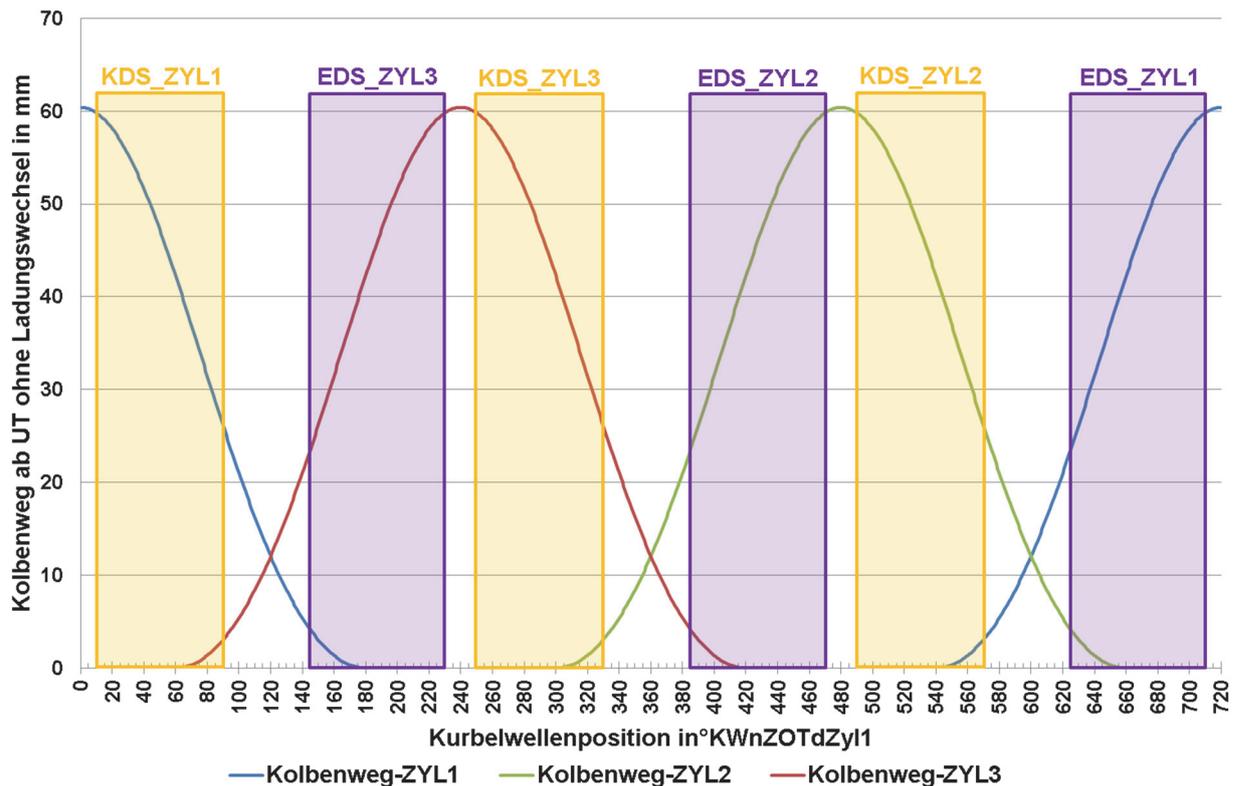


Abbildung 5.33: Bereiche möglicher Startpositionen bei Luftzumessung in den Brennraum der ersten Verbrennung für den konventionellen Direktstart (KDS) und erweiterten Direktstart (EDS); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur = 90°C

## 5.5 Auslauf

Da die Auslaufposition der Kurbelwelle, falls vor dem Direktstart durch geeignete Einrichtungen keine Positionierung erfolgt, dem Startwinkel entspricht, ist diese das primäre Kriterium bezüglich der Durchführbarkeit des Starts. Das Auslaufverhalten wurde bei Vierzylinder-Motoren bereits ausführlich behandelt (vgl. [26]). Der Auslauf des Versuchsträgers soll im Folgenden betrachtet werden, wobei nur auf die Drosselklappenstellung bzw. auf den Saugrohrdruck und damit auf die Brennraumfüllung Einfluss genommen wurde. In [Abbildung 5.34](#) sind Drehzahlverläufe für verschiedene Drosselklappenstellungen dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich mit sinkendem Saugrohrdruck die Auspendelphase verkürzt. Bei einer Drosselklappenstellung von 0%, welche eine Absenkung des Saugrohrdrucks auf 550mbar bewirkt, kommt der Motor ohne einer Drehzahlumkehr zum Stillstand.

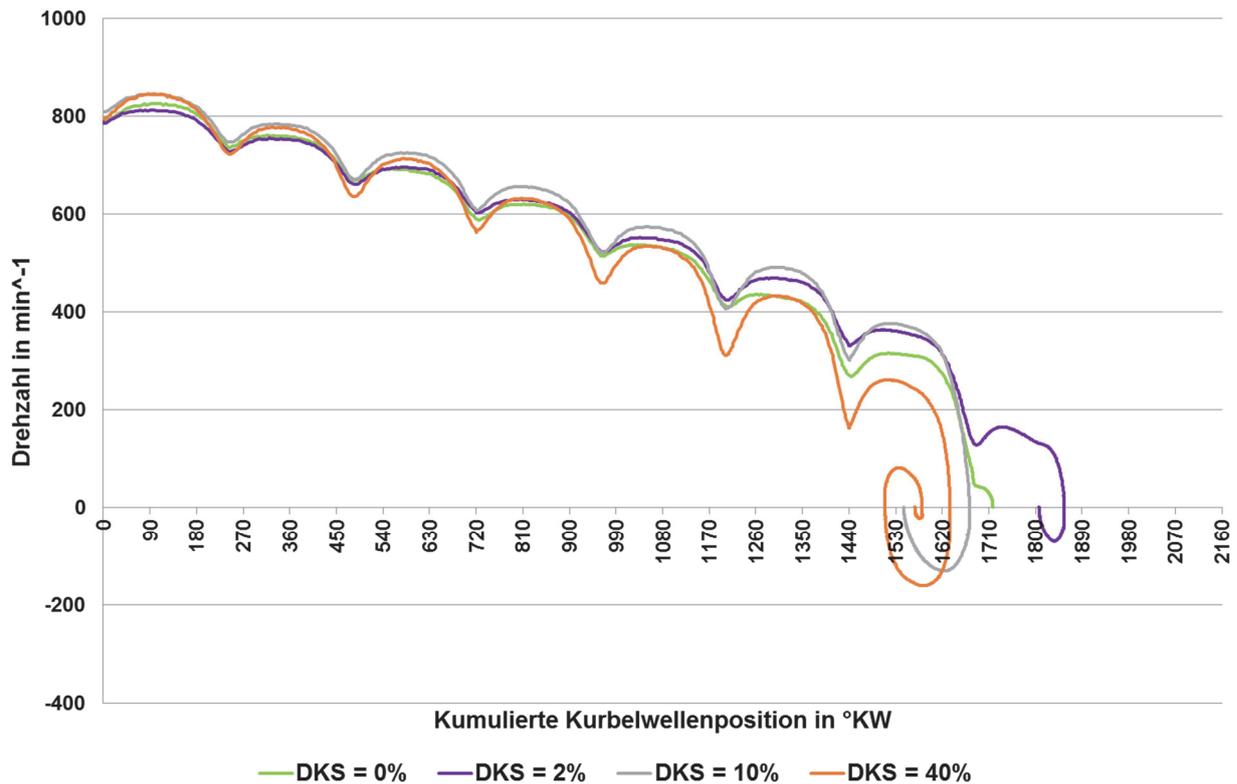


Abbildung 5.34: Drehzahl über der kumulierten Kurbelwellenposition; Auslaufvorgänge bei verschiedenen Drosselklappenstellungen (DKS); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Wie in [31] für den Vierzylinder-Motor dargestellt ist, ergibt sich trotz identischer Regelung des Saugrohrdrucks ein breites Feld an Auslaufpositionen. In den folgenden Abbildungen werden die Häufigkeitsverteilungen der Auslaufpositionen gezeigt, wobei jene Auslaufvorgänge, welche zum Stillstand zwischen den oberen Totpunkten der Zylinder 3 und 2 bzw. 2 und 1 führen, auf den Bereich zwischen den oberen Totpunkten der Zylinder 1 und 3 umgelegt wurden. Das Anfahren der angegebenen Drosselklappenstellung erfolgte nach der Abstellanforderung mit maximaler Verstellgeschwindigkeit. Der Motor wurde vor dem Abstellvorgang mit einer Drehzahl  $1000\text{min}^{-1}$  betrieben. In [Abbildung 5.35](#) ist die Häufigkeit der Auslaufpositionen bei rund 100 Abstellvorgängen für das geometrische Verdichtungsverhältnis von 13,6 und einer Drosselklappenstellung von 10%, bei welcher der Druck bis auf rund 800mbar abgesenkt wird, dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Kurbelwelle in einem Bereich von  $30^\circ\text{KW}$  vor und nach der Position von  $120^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  ausläuft. Diese entspricht dem Punkt, an welchem zwei Zylinder, in diesem Fall die Zylinder 1 und 3, die gleiche Kolbenstellung aufweisen (vgl. [Abbildung 5.4](#)).

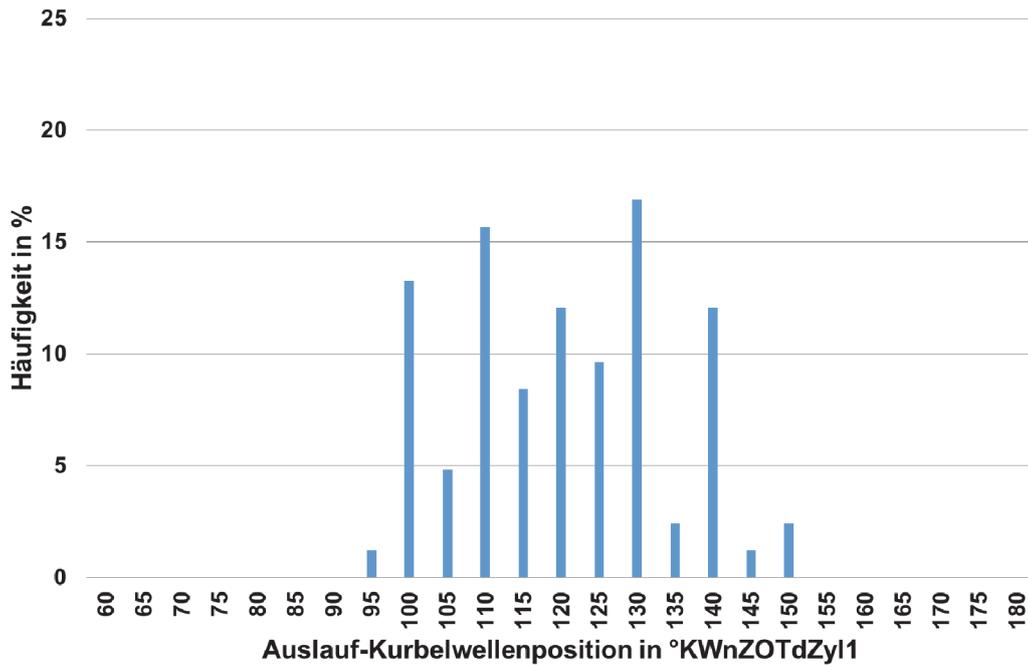


Abbildung 5.35: Häufigkeit der Auslaufpositionen; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Drosselklappenstellung während des Auslaufs = 10%

Wird der Saugrohrdruck während des Auslaufs infolge einer Drosselklappenstellung von 2% auf rund 600mbar abgesenkt, so ergibt sich die in Abbildung 5.36 gezeigte Häufigkeitsverteilung der Auslaufpositionen. In diesem Fall lässt sich, verglichen mit Abbildung 5.35, eine stärkere Konzentration der Auslauf-Kurbelwellenpositionen bei 120°KWnZOTdZyl1 erkennen.

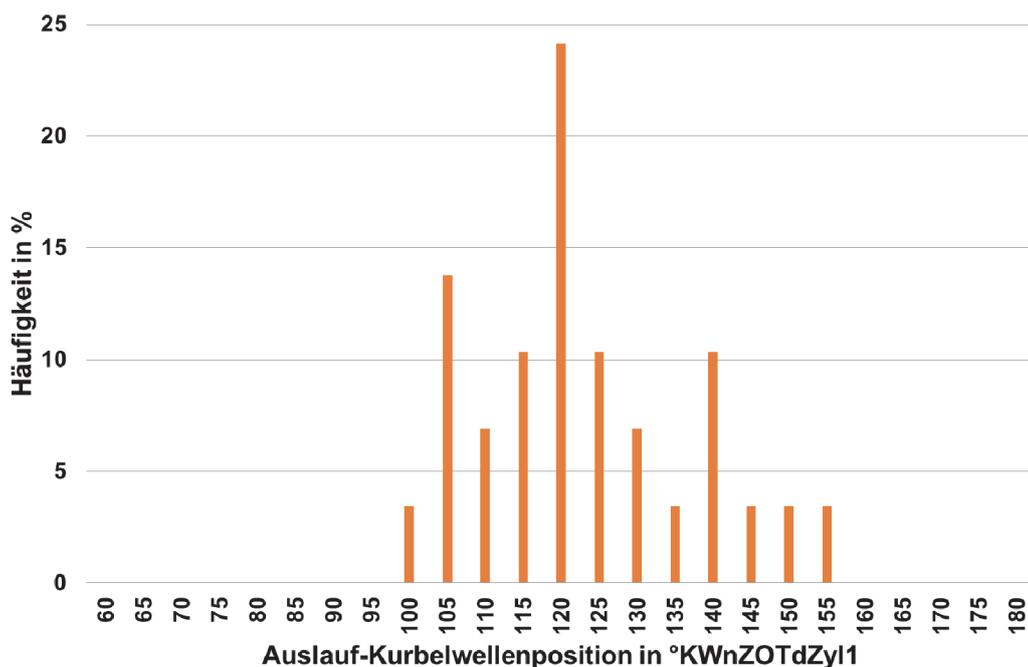


Abbildung 5.36: Häufigkeit der Auslaufpositionen; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Drosselklappenstellung während des Auslaufs = 2%

Trotz eines weiteren Absenkens der Zylinderfüllung infolge des Schließens der Drosselklappe (Drosselklappenstellung = 0%), kann der Bereich der möglichen Auslaufpositionen nicht zu den oberen Totpunkten vergrößert werden. Innerhalb dieses Bereichs lässt sich die oben genannte Tendenz aber nicht mehr erkennen (vgl. [Abbildung 5.37](#)).

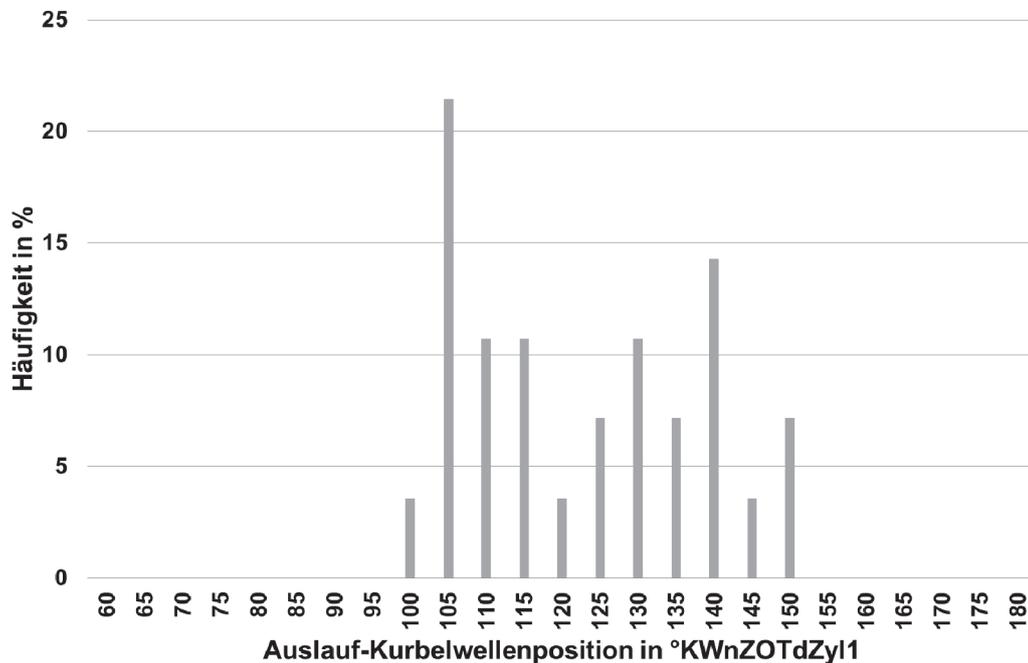


Abbildung 5.37: Häufigkeit der Auslaufpositionen; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Drosselklappenstellung während des Auslaufs = 0%

Bezogen auf den Direktstart mit Luftzumessung in den Zylinder 1, wie er in Kapitel 5.4 beschrieben ist, zeigen die Ergebnisse der Auslaufuntersuchungen, dass die Kurbelwelle an Positionen zum Stehen kommt, welche für den Wiederstart sehr ungünstig sind. Es soll daher mittels der folgenden Simulationsrechnung dargestellt werden, ob es durch zusätzliche Maßnahmen möglich ist, den Bereich an Startwinkeln zu vergrößern, bei welchen der Direktstart erfolgreich umsetzbar ist.

## 6 Simulation des Direktstarts

Mittels der Prüfstandsuntersuchungen konnte aufgrund der mechanischen Gegebenheiten (eingeschränkte Variabilität der Landungswechselventil-Ansteuerung) das Potenzial bezüglich des Direktstarts am Dreizylinder-Motor mit CNG-Direkteinblasung nicht vollständig erschlossen werden. Aus diesem Grund und um eine höhere Flexibilität bei Parametervariationen zu erreichen bzw. weitergehende Analysen ermöglichen zu können, wurde eine Motorprozesssimulation durchgeführt. Diese soll im Folgenden weitere Möglichkeiten zur Verbesserung der Startbarkeit des Motors mittels Direktstart aufzeigen.

Da es wegen der Bedingungen beim Direktstart nicht möglich war, das in [68] entwickelte Modell zu adaptieren, musste auf eine alternative Softwareumgebung zurückgegriffen werden. Die Wahl fiel auf das Simulationsprogramm Matlab mit der graphischen Benutzeroberfläche Simulink von Mathworks. Dieses hat den großen Vorteil, dass der Direktstart vollkommen uneingeschränkt darstellbar ist. In dieser Umgebung erfolgte, basierend auf den Grundlagen des folgenden Kapitels, der Aufbau eines fluid- und thermodynamischen Modells des Brennraums und eines mechanischen Modells des Kurbeltriebs.

### 6.1 Grundlagen

Bei der Modellierung der im Brennraum ablaufenden physikalischen und chemischen Vorgänge soll die Realität so genau wie möglich mathematisch abgebildet werden. Einen geeigneten Ansatz bezüglich dieser Anforderung stellt ein quasidimensionales Modell dar. Hierbei werden die geometrischen Gegebenheiten des Brennraums miteinbezogen. Vor allem bei der Abbildung der Verbrennung wird hinsichtlich der Flammenausbreitung die Brennraumform berücksichtigt.

Für die Darstellung der Verbrennung kam ein Zweizonenmodell zum Einsatz. Es teilt während der Wärmefreisetzung den Brennraum in eine verbrannte und eine unverbrannte Zone. Diese Zonen werden durch eine unendlich dünne Schicht, in welcher der Gemischumsatz stattfindet, geteilt. Diese Schicht stellt die Flammenfront dar und ist zeitlich und örtlich durch den quasidimensionalen Ansatz definiert.

Ein weiterer Vorteil des Zweizonenmodells ist die detailliertere Bestimmung des Wandwärmübergangs und damit der Wandwärmeverluste in den beiden Zonen.

#### 6.1.1 Stoffwerte

Da es sich bei den für die Prüfstandsversuche verwendeten Gassorten um Gasgemische mit sehr hohem Methan-Anteil handelte, werden für die Simulationsrechnung die Eigenschaften von reinem Methan als Kraftstoff verwendet. Das hat zur Folge, dass sowohl die angesaugte Luft, das eingeblasene Methan, als auch Mischungen dieser beiden Gase als ideale Gase betrachtet werden.

Aus diesem Grund lassen sich, wie in [69] und [70] gezeigt, die spezifische Gaskonstante  $R$  und die kalorischen Zustandsgrößen spezifische Wärmekapazität bei konstantem Volumen  $c_v$  und bei konstantem Druck  $c_p$ , der spezifischen inneren Energie  $u$  und der spezifischen Enthalpie  $h$  durch die massenanteilmäßige Addition der Einzelkomponenten ermitteln.

Die zur Anwendung kommenden Stoffeigenschaften wurden [69], [71], [72], [73] entnommen.

### 6.1.2 Thermodynamisches Modell des Systems Brennraum

Im Folgenden sind die wichtigsten Grundlagen für das thermodynamische Modell des Systems Brennraum dargestellt, welche aus [70] und [74] stammen. Für detailliertere Zusammenhänge wird daher auch auf diese Literatur verwiesen.

Die Größen der verwendeten Gleichungen sind im Allgemeinen vom Kurbelwinkel  $\varphi$  abhängig. Da bei der Simulation des Direktstarts die Drehzahl sehr klein bzw. null ist, wird anstelle des Kurbelwinkels als Basis die Zeit  $t$  gewählt.

Im System Brennraum, welches in Abbildung 6.1 dargestellt ist, laufen mehrere thermodynamische Prozesse ab, wie Stofftransport, Energietransport und Änderung der im System gespeicherten inneren Energie  $dU$  und äußeren Energie  $dE_a$ .

Dieses System wird bis auf die Dauer der Verbrennung, bei der ein Zweizonenmodell zur Anwendung kommt (vgl. Kapitel 6.1.2.2), durch ein Einzonenmodell beschrieben.

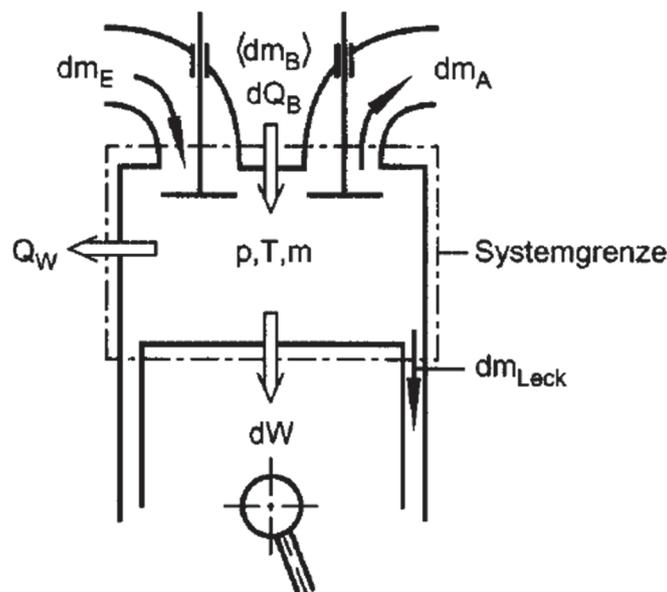


Abbildung 6.1: System Brennraum [70]

Für die Modellierung des Systems Brennraum in der Motorprozessrechnung wird unter anderem angenommen, dass jede Zone für sich als homogen betrachtet wird und damit alle Größen innerhalb dieser auf ihre Zeitabhängigkeit reduziert werden.

### 6.1.2.1 Einzonenmodell

Da beim zu modellierenden Versuchsträger das Erdgas direkt in den Brennraum eingebracht wird, kommt für das System Brennraum der Massenerhaltungssatz für luftansaugende Motoren zum Einsatz (vgl. Gleichung (6.1)). Dabei stehen  $m$  für die Arbeitsgasmasse  $m_E$  für die durch die Einlassventile strömende Masse,  $m_A$  für die durch die Auslassventile strömende Masse,  $m_{Leck}$  für die Leckagemasse und  $m_B$  für die Brennstoffmasse.

$$\frac{dm}{dt} = \frac{dm_E}{dt} - \frac{dm_A}{dt} - \frac{dm_{Leck}}{dt} + \frac{dm_B}{dt} \quad (6.1)$$

Bezüglich der Energieerhaltung nimmt der 1. Hauptsatz der Thermodynamik für offene Systeme die in Gleichung (6.2) dargestellte Form an. Es sind dabei  $p dV/dt$  die Volumenänderungsarbeit,  $dQ_B/dt$  der Brennverlauf,  $dQ_W/dt$  die abgeführte Wandwärme,  $h_E dm_E/dt$  der Enthalpiestrom der einströmenden Masse,  $h_A dm_A/dt$  der Enthalpiestrom der ausströmenden Masse,  $h_A dm_{Leck}/dt$  der Enthalpiestrom der Leckage und  $dU/dt$  die Änderung der inneren Energie.

$$-p \frac{dV}{dt} + \frac{dQ_B}{dt} - \frac{dQ_W}{dt} + h_E \frac{dm_E}{dt} - h_A \frac{dm_A}{dt} - h_A \frac{dm_{Leck}}{dt} = \frac{dU}{dt} \quad (6.2)$$

### 6.1.2.2 Zweizonenmodell

Da nur während der Verbrennung mit zwei Zonen gerechnet wird, gelten die folgenden Annahmen und Bedingungen nur für den Hochdruckteil.

Beim Zweizonenmodell (vgl. [Abbildung 6.2](#)) wird der Brennraum in eine unverbrannte Zone (Index  $u$ ), in der sich Frischladung befindet, und in eine verbrannte Zone (Index  $v$ ), in der sich das Abgas befindet, unterteilt.

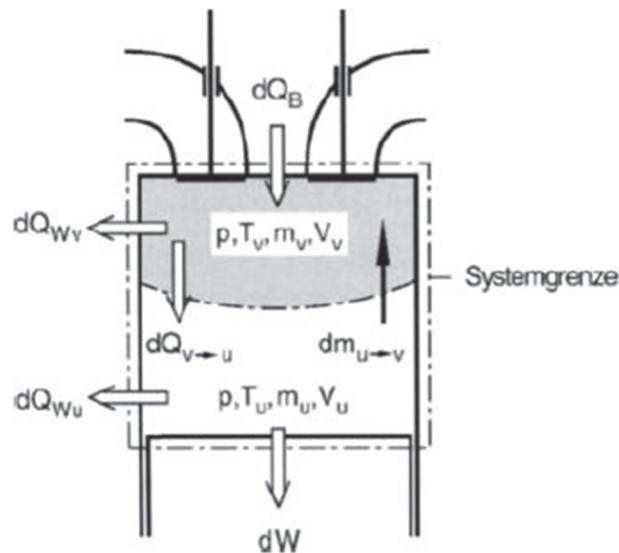


Abbildung 6.2: Zweizonenmodell [70]

Für das Zweizonenmodell müssen folgende Annahmen getroffen werden:

- Die beiden Zonen sind durch eine unendlich dünne Reaktionszone getrennt
- Der Gesamtdruck  $p$  und die Einzeldrücke stehen in dem in Gleichung (6.3) dargestellten Zusammenhang

$$p_u = p_v = p(t) \quad (6.3)$$

- Für das Brennraumvolumen  $V$  bzw. die Teilvolumina gilt die Gleichung (6.4).

$$V_u + V_v = V(t) \quad (6.4)$$

- Die Wärmefreisetzung  $dQ_B$  bei der Verbrennung ergibt sich aus dem Brennstoffumsatz  $dm_B$  und dem Heizwert  $H_u$  unter der in Gleichung (6.5) dargestellten Bedingung. In der Frischgaszone findet keine Verbrennung statt.

$$dQ_{Bv} = dQ_B = dm_B * H_u \quad (6.5)$$

- Die Zustandsgrößen jeder Zone sind durch eine Funktion aus Druck, Temperatur und dem momentanen Luftverhältnis definiert.

### 6.1.3 Turbulenz

Die Strömungen und damit die Turbulenz im Brennraum haben einen sehr starken Einfluss auf die Gemischbildung, die Wärmeübergänge und die Flammenausbreitungsgeschwindigkeit.

Bei der Gaseinblasung in den Brennraum wird angenommen, dass sich aufgrund der relativ großen Entfernung des Gasstrahls zu den angrenzenden Wänden nach dem Einblasventil ein sogenannter Freistrahл ausbildet. Bei diesen Freistrahlen kommt die Grenzschicht-Theorie zur Anwendung, welche besagt, dass beim Einströmen eines Fluids in ein gleichartiges ruhendes Fluid sich eine Trennschicht, die sogenannte Grenzschicht, ausbildet. In dieser Schicht wird das angrenzende Fluid mitgerissen und es kommt zu Vermischungsvorgängen. Bei großen Reynolds-Zahlen bildet sich eine turbulente Grenzschicht aus, in der auch die Mischungsvorgänge turbulent ablaufen. [75] [76]

#### 6.1.3.1 Turbulente kinetische Energie, Dissipation

Wie in der [Abbildung 6.3](#) zu erkennen ist, bedingt neben dem Ladungswechsel und der Kolbenbewegung bei direkteinblasenden Erdgasmotoren vor allem die Gaseinblasung eine signifikante Erhöhung der turbulenten kinetischen Energie. [77]

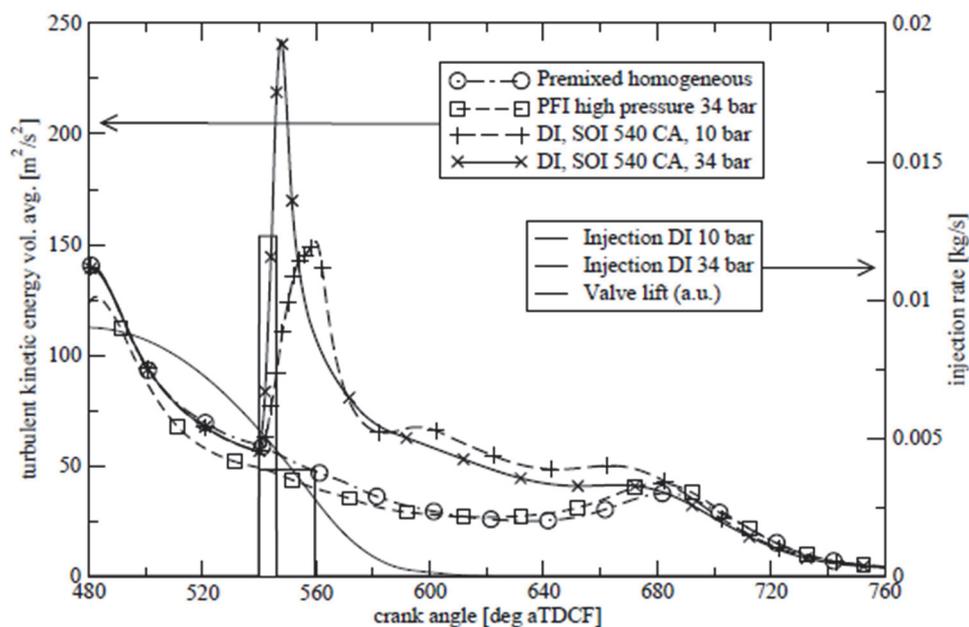


Abbildung 6.3: Verläufe der turbulenten kinetischen Energie im Brennraum für die betrachteten Gemischbildungs-Systeme bei einer Motordrehzahl von  $2000\text{min}^{-1}$  und einem effektiven Mitteldruck von 2bar [77]

Als Ansatz für die Bestimmung der Turbulenz im Brennraum wird auf die Darstellung des konvektiven Wandwärmübergangs mittels eines  $k$ - $\varepsilon$ -Turbulenzmodells, welches in [78]

und [79] beschrieben ist, zurückgegriffen. Der Teil, der die turbulente kinetische Energie  $k$  und die turbulente Dissipation  $\varepsilon$  behandelt, wird im Folgenden dargestellt.

Wie Abbildung 6.4 zeigt, ist der Brennraum in drei Strömungszonen unterteilt, dem Quetschraum I, dem Bereich über der Kolbenmulde II und der Kolbenmulde III.

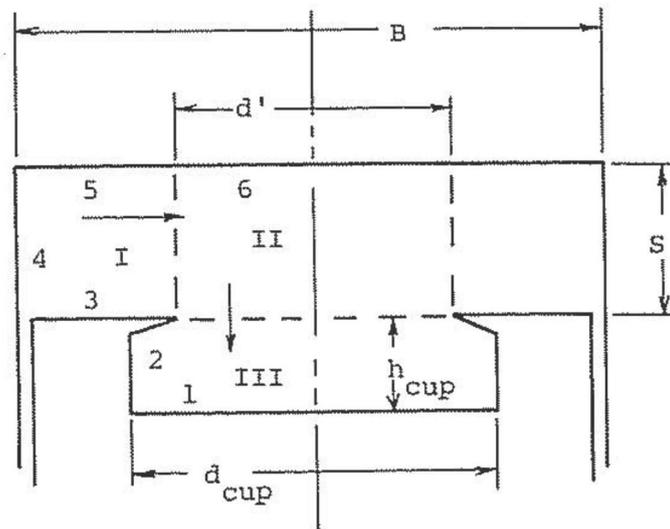


Abbildung 6.4: Strömungsregionen für Motoren mit Brennraummulden im Kolben [78]

Das Gleichungssystem für die Turbulenz wird durch zwei partielle Differentialgleichungen beschrieben, wobei diese für jede Zone getrennt gelöst werden müssen und sich somit sechs Gleichungen ergeben.

Da dafür das Geschwindigkeitsfeld bekannt sein muss, ist der in [80] dargestellte Ansatz komfortabler anzuwenden. Zudem werden die Zonen II und III zusammengelegt.

In [81] und [82] wird dieser Ansatz weiter vereinfacht, sodass die Modellierung der Dissipation nicht mehr in einer eigenen Differentialgleichung erfolgt. Die Änderung der turbulenten kinetischen Energie ergibt sich dann aus Gleichung (6.6) und die Dissipation wird in Gleichung (6.7) bestimmt. Die Indizes *diss*, *ein*, *q*, *inj* und *aus* stehen für die Dissipation, die Einlassströmung, die Quetschströmung, die Einspritz- bzw. Einblasströmung und die Auslassströmung. Die Größe  $\dot{m}$  beschreibt jeweils den Massenstrom und  $V$  das Brennraumvolumen. Der Einfluss der Änderung der Dichte  $\rho$  auf die Turbulenz wird im ersten Term auf der rechten Seite der Gleichung (6.6) berücksichtigt. Der Koeffizient  $a$  wird dabei mit 0,8 angegeben. Im Dissipationsterm (zweiter Term auf der rechten Seite) steht  $C_{diss}$  für eine Konstante.

Für den turbulenten Längenmaßstab  $L$  wird der Bohrungsdurchmesser eingesetzt.

$$\rho \frac{dk}{dt} = \frac{2}{3} (1 + a) k \frac{d\rho}{dt} - C_{diss} \rho \varepsilon + \frac{\dot{m}_{ein}}{V} k_{ein} + \frac{\dot{m}_q}{V} k_q + \frac{\dot{m}_{inj}}{V} k_{inj} + \frac{\dot{m}_{aus}}{V} k_{aus} \quad (6.6)$$

$$\varepsilon = \frac{k^{\frac{3}{2}}}{L} \quad (6.7)$$

Die Ermittlung der turbulenten kinetischen Energie  $k_{ein}$  der Strömung über die Einlassventile wird mittels der Gleichungen (6.8) und (6.9) bestimmt. Dabei stehen  $v_{ein}$  und  $v_{m,ein}$  für die momentane bzw. die mittlere Strömungsgeschwindigkeit des Einlassvorgangs,  $D_T$  für die Drallzahl,  $f_{geo}$  für das Verhältnis von Bohrungsdurchmesser zu Ventilsitzdurchmesser und  $C_{ein,1}$  bzw.  $C_{ein,2}$  für Konstanten.

$$k_{ein} = (f_{ein} \cdot v_{ein})^2 \quad (6.8)$$

$$f_{ein} = \frac{C_{ein,1}}{(1 + D_T)} \left( \frac{v_{m,ein}}{f_{geo}^2} \right)^{C_{ein,2}} \quad (6.9)$$

Die turbulente kinetische Energie der Quetschströmung  $k_q$  wird aus der Gleichung (6.10) mit der Quetschgeschwindigkeit  $v_r$  und der Konstanten  $C_q$  berechnet. Die Quetschgeschwindigkeit ergibt sich aus Gleichung (6.11) mit der Kolbengeschwindigkeit  $\dot{x}$ , der Quetschfläche  $A_q$ , der Mantelfläche an der Quetschkante zwischen Brennraumdach und Kolben  $A_{Sq}$ , dem Volumen des Brennraumdachs  $V_M$ , dem Bohrungsdurchmesser  $D$  und dem Kolbenweg  $x$ .

$$k_q = (C_q \cdot v_r)^2 \quad (6.10)$$

$$v_r = \dot{x} \frac{A_q}{A_{Sp}} \frac{V_M}{V_M + \frac{D^2 \pi}{4} x} \quad (6.11)$$

Für die Einspritzung bzw. Einblasung lässt sich die turbulente kinetische Energie  $k_{inj}$  mit Hilfe der Gleichungen (6.12) und (6.13) bestimmen. Dabei stehen  $v_{inj}$  und  $v_{m,inj}$  für die momentane bzw. mittlere Geschwindigkeit des Einspritz- oder Einblasstrahls,  $\rho_m$  für die Dichte des Mediums im Brennraum und  $C_{inj,1}$  bzw.  $C_{inj,2}$  für Konstanten.

$$k_{inj} = (f_{inj} \cdot v_{inj})^2 \quad (6.12)$$

$$f_{inj} = C_{inj,1} \left( \frac{v_{m,inj}}{\rho_m} \right)^{C_{inj,2}} \quad (6.13)$$

Die turbulente kinetische Energie  $k_{aus}$ , welche durch die Auslassströmung erzeugt wird, errechnet sich, wie in Gleichung (6.14) dargestellt, aus der Ausströmgeschwindigkeit  $v_{aus}$  und der Konstante  $C_{aus}$ .

$$k_{aus} = (C_{aus} \cdot v_{aus})^2 \quad (6.14)$$

Da am Beginn der ersten Verbrennung der Motor stillsteht und auch der Hochlauf sehr geringe Drehzahlen aufweist, kann aufgrund der kleinen Kolbengeschwindigkeiten die Generierung von Turbulenz durch die Einlass- und Auslassströmung außer Acht gelassen werden.

Wie leicht zu erkennen ist, wird die Turbulenz vor der ersten Verbrennung ausschließlich durch die Einblasung erzeugt.

Die turbulente Schwankungsgeschwindigkeit wird laut [80] in der in Gleichung (6.15) dargestellten Weise aus der turbulenten kinetischen Energie  $k$  und der Konstanten  $C_k$  gebildet.

$$v' = \sqrt{C_k \frac{2}{3} k} \quad (6.15)$$

### 6.1.3.2 Austrittsgeschwindigkeit und -energie des Einblasstrahls

Für das isentrope Ausströmen eines idealen Gases aus einer Düse lässt sich die Austrittsgeschwindigkeit  $c_2$  nach der Formel von *Saint Venant* und *Wenzel* berechnen (vgl. Gleichung (6.16)). Dabei stehen  $\kappa$  für den Isentropenexponenten,  $p_0$  für den Ruhedruck,  $\rho_0$  für die Ruhedichte und  $p_2$  für den Gegen- bzw. Umgebungsdruck. [83]

$$c_2 = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa - 1} \frac{p_0}{\rho_0} \left[ 1 - \left( \frac{p_2}{p_0} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \right]} \quad (6.16)$$

Es wird angenommen, dass in der Düsenmündung des Einblasventils keine Erweiterung des Strahls stattfindet und sich damit beim Erreichen bzw. Überschreiten eines kritischen Druckverhältnisses (Gegendruck  $p'$  zu Ruhedruck  $p_0$ ) am Düsenaustritt Schallgeschwindigkeit einstellt. Dieses kritische Druckverhältnis ist in Gleichung (6.17) dargestellt.

$$\frac{p'}{p_0} = \left( \frac{2}{\kappa + 1} \right)^{\frac{\kappa}{\kappa - 1}} \quad (6.17)$$

Die kritische Schallgeschwindigkeit  $c'$  ergibt sich dann aus Gleichung (6.18). [84] [85]

$$c' = \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa + 1} \frac{p_0}{\rho_0}} \quad (6.18)$$

Der kinetische Energiestrom  $\dot{E}_{kin,x}$  des aus einer kreisrunden Düse austretenden Strahls lässt sich auf die in Gleichung (6.19) beschriebene Weise aus dem Innendurchmesser  $r_i$  und dem Außendurchmesser  $R$  der Düsenmündung und der Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung  $w_x$  bestimmen. [86]

$$\dot{E}_{kin,x} = \frac{1}{2} \cdot \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^R \rho \cdot w_x^3 \cdot r \cdot dr \cdot d\varphi \quad (6.19)$$

#### 6.1.4 Wandwärmeverluste

Brennraumseitig erfolgt die Wärmeübertragung in Verbrennungskraftmaschinen durch Konvektion und Strahlung, wobei der instationäre gasseitige Wandwärmeeübergang überwiegend durch Konvektion bestimmt wird. Der Anteil der Strahlung ist besonders bei Ottomotoren durch die vorherrschende selektive Gasstrahlung nur von geringer Bedeutung.

Aufgrund ihrer Einfachheit haben sich in der Praxis phänomenologische Modelle auf Basis des Newton'schen Ansatzes bewährt. Bei diesen Modellen wird die Wärmestromdichte  $\dot{q}$  als Produkt aus einem Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  und der Differenz zwischen der örtlich gemittelten Gastemperatur  $T_G$  und der Wandtemperatur  $T_W$  errechnet (vgl. Gleichung (6.20)).

$$\dot{q}(t) = \alpha(t)[T_G(t) - T_W(t)] \quad (6.20)$$

Die übergehende Wärme ist damit der Differenz aus einer mittleren Gastemperatur und der Wandtemperatur proportional. Der Proportionalitätsfaktor ist der zeitlich abhängige Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha(t)$ , welcher von Parametern wie Druck, Temperatur, Strömungsfeld und Brennraumgeometrie abhängt. Für die Ermittlung dieser Koeffizienten wurden verschiedene Ansätze entwickelt.

Die derzeit am häufigsten zur Anwendung kommenden Beziehungen für den Wärmeübergang basieren auf der Ähnlichkeitstheorie, in der alle Parameter zu dimensionslosen Kennzahlen zusammengefasst werden.

Die Nusselt-Zahl wurde von Woschni als Grundlage für den von ihm entwickelten Ansatz für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha_G$  (vgl. Gleichungen (6.21) und (6.22)) genutzt.

$$\alpha_G = 130d^{-0,2}p^{0,8}T^{-0,53}(C_1v)^{0,8} \quad (6.21)$$

$$v = v_{Km} + \frac{C_2 V_h T_1}{C_1 p_1 V_1} (p - p_0) \quad (6.22)$$

In den Gleichungen (6.21) und (6.22) sind  $d$  der Bohrungsdurchmesser,  $p$  der Zylinderdruck,  $T$  die mittlere Gastemperatur,  $v$  eine charakteristische Geschwindigkeit,  $v_{Km}$  die mittlere Kolbengeschwindigkeit,  $V_h$  das Hubvolumen und  $C_1$  und  $C_2$  Konstanten. In der charakteristischen Geschwindigkeit der Reynolds-Zahl wurde von Woschni die mittlere Kolbengeschwindigkeit durch ein Verbrennungsglied erweitert, in dem  $p_1$ ,  $T_1$  und  $V_1$  den Brennraumdruck, die Brennraumtemperatur und das Brennraumvolumen am Beginn der Verdichtung darstellen. Durch  $p_0$  wird der Druck im geschleppten Betrieb beschrieben. [70] [74] [87]

Die für die Abbildung der Wandwärmeverluste verwendeten Modelle in der Motorprozesssimulation sind für die geringen Drehzahlen während der Startphase und des Hochlaufs nicht geeignet. Aus diesem Grund wurden die gebräuchlichsten Ansätze von Woschni, Bargende und Hohenberg hinsichtlich dieser Drehzahlbereiche erweitert. Der Unterschied zwischen einem Stationärpunkt und dem Motorstart besteht in den verschiedenen Strömungsverhältnissen, welche sich auf die wärmeübergangsrelevante Geschwindigkeit  $w$  auswirken. Mit sinkender Drehzahl gewinnt die aus der Verbrennung resultierende Turbulenz gegenüber der Kolbenbewegung zunehmend an Bedeutung, weshalb die Geschwindigkeitsterme in den Gleichungen für den Wandwärmübergangskoeffizienten abgestimmt wurden.

Da die Anpassung der Modelle von Bargende und Hohenberg an die Drehzahlbereiche des Direktstarts zu aufwändig bzw. zu komplex ist, kommt das Modell von Woschni zur Anwendung und wird für die Bedingungen bei kleinen Drehzahlen modifiziert.

Für den Wandwärmübergangskoeffizienten  $\alpha_w$  wird die charakteristische Geschwindigkeit durch  $w_{Start}$  dargestellt (vgl. Gleichung (6.23)).

$$\alpha_W = 130d^{-0,2}p^{0,8}T^{-0,53}w_{Start}^{0,8} \quad (6.23)$$

In Gleichung (6.24) wird die charakteristische Geschwindigkeit aus dem Grundniveau  $G$  und dem Verbrennungsglied  $B$  der wärmeübergangsrelevanten Geschwindigkeit gebildet. Für Drehzahlen von 0 bis  $150\text{min}^{-1}$  werden die Werte aus den Gleichungen (6.25) und (6.26) mit dem Index  $DS$  und für Drehzahlen von 150 bis  $1000\text{min}^{-1}$  die Werte aus den Gleichungen (6.27) und (6.28) mit dem Index  $Start$  verwendet.

$$w_{Start} = G_{DS/start} + B_{DS/start} \quad (6.24)$$

$$G_{DS} = 0 \quad (6.25)$$

In Gleichung (6.26) stehen  $T_W$  für die Wandtemperatur,  $V_k$  für das Kompressionsvolumen und  $V$  für das Brennraumvolumen.

$$B_{DS} = (6,432 - 0,014 \cdot T_W) \cdot \left(\frac{V_k}{V}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \quad (6.26)$$

In Gleichung (6.27) stehen  $c_{m,k}$  für die mittlere Kompressionskolbengeschwindigkeit und  $c_m^*$  für die mittlere Kolbengeschwindigkeit.

$$G_{Start} = \left(2,14 - 0,795 \cdot c_{m,k} + \frac{293,15}{T_W}\right) \cdot C_1 \cdot c_m^* \quad (6.27)$$

$$B_{Start} = \frac{1}{4} \cdot \left(\frac{V_k}{V}\right)^{\frac{1}{3}} \cdot C_2 \cdot \frac{V_h \cdot T_1}{p_1 \cdot V_1} \cdot (p - p_0) \quad (6.28)$$

Die mittlere Kompressionskolbengeschwindigkeit wird in Gleichung (6.29) aus dem Hub  $h$  und der mittleren Kompressionsdrehzahl  $n_{\varphi k}$  bestimmt.

$$c_{m,k} = \frac{h \cdot n_{\varphi k}}{30} \quad (6.29)$$

Für die Ermittlung der mittleren Kolbengeschwindigkeit wird die augenblickliche Drehzahl  $n(t)$  herangezogen (vgl. Gleichung (6.30)).

$$c_m^* = \frac{h \cdot n(t)}{30} \quad (6.30)$$

Mit dem ermittelten Wandwärmeübergangskoeffizienten und der Gleichung (6.20) wird die Wandwärmestromdichte bestimmt, welche multipliziert mit der wärmeübergangsrelevanten Oberfläche den Wärmestrom ergibt. [88]

Die Oberfläche für den gasseitigen Wärmeübergang  $A_G$  errechnet sich für den Brennraum, wie in Gleichung (6.31) dargestellt, aus der Kolbenoberfläche  $A_K$ , der Oberfläche des Brennraumdachs  $A_{BD}$  und der Oberfläche der Brennraumwand  $A_{BW}$ , welche vom Kolbenweg  $x$  abhängt.

$$A_G(x) = A_K + A_{BD} + A_{BW}(x) \quad (6.31)$$

## 6.1.5 Flammengeschwindigkeit

### 6.1.5.1 Laminare Flammengeschwindigkeit

Inerte Gase im Erdgas verringern die laminare Flammengeschwindigkeit  $w$  im Vergleich zu der von reinem Methan  $w_0$  in der, in Gleichung (6.32) dargestellten, Weise, wobei  $N_2$ ,  $CO_2$  und  $O_2$  für die Anteile an Stickstoff, Kohlenstoffdioxid und Sauerstoff stehen. [89]

$$w = w_0 \cdot (1 - 0,8 \cdot N_2 - 1,6 \cdot CO_2 - 3 \cdot O_2) \quad (6.32)$$

Der Einfluss der Temperatur auf die laminare Flammengeschwindigkeit kann mittels der Gleichung (6.33) berechnet werden. Dabei stehen  $T_{mix}$  für die Gemischtemperatur,  $T_0$  für die Referenztemperatur und  $w_{real}$  für die tatsächliche laminare Flammenausbreitungsgeschwindigkeit.

$$w_{real} = w \cdot \left( \frac{T_{mix}}{T_0} \right)^{1,8} \quad (6.33)$$

In dieser Beziehung wird ausschließlich der Einfluss der Temperatur auf die laminare Flammengeschwindigkeit beschrieben.

Ein Näherungsansatz, welcher in den Gleichungen (6.34) bis (6.36) angeführt ist, berücksichtigt zusätzlich den Brennraumdruck  $p$  und die Luftzahl  $\lambda$  über das Mischungsverhältnis  $\Phi (= 1/\lambda)$ . Es sind  $S_L$  die laminare Flammengeschwindigkeit,  $T^0$  die Inner-Layer-Temperatur,  $Y_{F,u}^m$  der Massenbruch des unverbrannten Kraftstoffs,  $T_u$  die Temperatur des unverbrannten und  $T_b$  die Temperatur des verbrannten Gemisches. Die Koeffizienten  $B$ ,  $E$ ,  $F$ ,  $G$ ,  $a$ ,  $b$ ,  $c$ ,  $d$ ,  $e$ ,  $m$  und  $n$  sind vom Kraftstoff abhängig und erhalten für Methan die Werte aus Tabelle 6.1.

$$S_L = F \cdot e^{\left(\frac{-G}{T^0}\right)} \cdot Y_{F,u}^m \cdot \frac{T_u}{T^0} \cdot \left(\frac{T_b - T^0}{T_b - T_u}\right)^n \quad (6.34)$$

Bei gegebenem Zylinderdruck errechnet sich  $T^0$  aus Gleichung (6.35).

$$p = B \cdot e^{\left(\frac{E}{T^0}\right)} \quad (6.35)$$

Eine Näherungsformel für  $T_b$  ist in Gleichung (6.36) dargestellt. [90]

$$T_b = a \cdot T_u + b + c \cdot \Phi + d \cdot \Phi^2 + e \cdot \Phi^3 \quad (6.36)$$

Tabelle 6.1: Koeffizienten für Methan [90]

$B$ [bar]	$E$ [K]	$F$ [cm/s]	$G$ [K]	$m$ [1]	$n$ [1]
$3,1557 \times 10^8$	23873	22,176	-6444,27	0,565	2,516
$a$ [1]	$b$ [K]	$c$ [K]	$d$ [K]	$e$ [1]	
0,627	1270,15	-2449	6776	-3556	

Da im vorausgegangenen Ansatz für die laminare Flammengeschwindigkeit der Restgasanteil nicht berücksichtigt wird, kommt ein weiterer Ansatz, welcher in Gleichung (6.37) dargestellt ist, zur Anwendung. Der Restgasanteil  $D$  darf maximal 15% Vol. betragen. Die Werte für die Koeffizienten  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $a_2$ ,  $b_1$ ,  $b_2$ ,  $b_3$ ,  $\alpha$  und  $\beta$  sind der Tabelle 6.2 zu entnehmen. Weiters sind in dieser Tabelle die Parameter laminare Flammengeschwindigkeit im Referenzzustand  $S_{u,0}$ , Referenztemperatur  $T_0$  und Referenzdruck  $P_0$  angeführt.  $P$  steht für den Druck des Gemisches. [91]

$$\begin{aligned}
 S_L = S_{u0} \cdot (a_0 + a_1 \cdot \Phi + a_2 \cdot \Phi^2) & \\
 \cdot [1 - (b_1 \cdot D + b_1 \cdot D^2 + b_3 \cdot D^3)] & \quad (6.37) \\
 \cdot [1 - (b_1 \cdot D + b_2 \cdot D^2 + b_3 \cdot D^3)] \cdot \left(\frac{T_u}{T_0}\right)^\alpha \cdot \left(\frac{P}{P_0}\right)^\beta &
 \end{aligned}$$

Tabelle 6.2: Parameter für Methan [91]

$a_0$ [1]	$a_1$ [1]	$a_2$ [1]	$b_1$ [1]	$b_2$ [1]	$b_3$ [1]
-5,883	14,003	-7,115	4,829	-7,778	0,003
$\alpha$ [1]	$\beta$ [1]	$S_{u0}$ [cm/s]	$T_0$ [K]	$P_0$ [atm]	
1,857	-0,435	37,5	298	1	

### 6.1.5.2 Turbulente Flammengeschwindigkeit

Aufgrund des homogenen Gemisches und der Strömungszustände im Brennraum wird vorausgesetzt, dass turbulente vorgemischte Flammen auftreten. Hinsichtlich der turbulenten Flammenausbreitung wird auf die Theorie der sogenannten Flamelet-Modelle zurückgegriffen, in der die turbulente Flamme als Ensemble vieler kleiner laminarer Flammen behandelt wird. Wie in [Abbildung 6.5](#) dargestellt ist, faltet sich die Flammenfront mit zunehmender Turbulenz immer weiter auf, wodurch die Größe der Flammenfront immer weiter zunimmt.

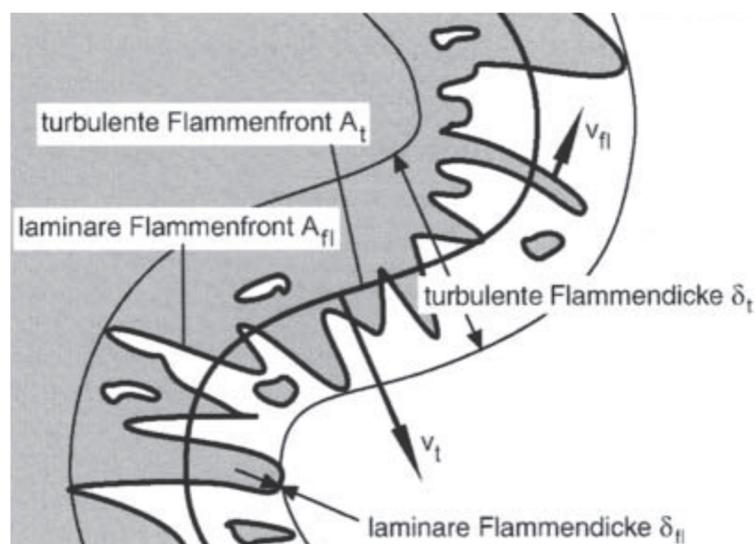


Abbildung 6.5: Laminare und turbulente Flammenfront [70]

Unter der Annahme, dass sich die laminare Flammenfront  $A_{fl}$  mit der laminaren Flammengeschwindigkeit  $v_{fl}$  ausbreitet, geschieht dies bei der turbulenten Flammenfront  $A_t$

mit der turbulenten Flammengeschwindigkeit  $v_t$ . Dieser Zusammenhang ist in Gleichung (6.38) mit der Dichte des unverbrannten Gemisches  $\rho_u$  angeführt.

$$\rho_u v_t A_t = \rho_u v_{fl} A_{fl} \quad (6.38)$$

Die turbulente Flammengeschwindigkeit setzt sich in Gleichung (6.39) aus der laminaren Flammengeschwindigkeit und der turbulenten Schwankungsgeschwindigkeit im unverbrannten Gas  $v'$  (aus Gleichung (6.15)) zusammen.

$$v_t = v_{fl} + v' \quad (6.39)$$

Der Massenumsatz des unverbrannten Gemisches  $dm/dt$  ergibt sich aus Gleichung (6.40). [65] [70]

$$\frac{dm}{dt} = \dot{m} = \rho_u v_t A_t \quad (6.40)$$

Dieser Massenumsatz stellt sich laut [92] aber nicht unmittelbar nach der Zündung ein, sondern die Entflammung durchläuft zwei Phasen, die Initialisierungsphase und die Übergangsphase. In der Initialisierungsphase ergibt sich der Massenumsatz  $\dot{m}_i$  aus Gleichung (6.41) mit der unverbrannten Masse eines kugelförmigen Zündkeims  $m_i$  und der Zeit  $t_i$ .

$$\dot{m}_i = \frac{m_i}{t_i} \quad (6.41)$$

In der Übergangsphase, in der der Radius der Flammenfront  $r_F$  kleiner als ein Wirbel mit dem Radius  $r_T$  ist, geht die Brenngeschwindigkeit von einer Flammengeschwindigkeit  $s_0$ , welche ungefähr der laminaren Flammengeschwindigkeit entspricht, in die turbulente Flammengeschwindigkeit  $s_T$  über. Dieser Zusammenhang für die Flammengeschwindigkeit  $s$  ist in Gleichung (6.42) angeführt, wobei  $r_0$  der Radius des Zündkeims ist.

$$s = s_0 + \frac{s_T - s_0}{r_T - r_0} (r_F - r_0) \quad (6.42)$$

Der Radius des Wirbels lässt sich aus Gleichung (6.43) mit dem integralen Längenmaß  $l_i$  und einer Modellkonstante  $K_{\ddot{U}}$  bestimmen.

$$r_T = K_{\dot{U}} l_I \quad (6.43)$$

Das integrale Längenmaß wird aus der turbulenten kinetischen Energie  $k$ , der Dissipation  $\varepsilon$  und der Konstante  $C_l$  aus Gleichung (6.44) bestimmt und kann maximal die Größe des halben Bohrungsdurchmessers  $B$  annehmen. [80]

$$l_I = C_l \cdot 0,09 \frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon} \quad (6.44)$$

### 6.1.6 Hemisphärische Flammenausbreitung

Bei der Simulation der Flammenausbreitung wird von einem zylindrischen Brennraum mit einer in der Symmetrieachse liegenden Zündkerze ausgegangen. Zudem wird vorausgesetzt, dass es sich sowohl bei der ersten Verbrennung bei Motorstillstand als auch beim Hochlauf um turbulente, vorgemischte Verbrennungen handelt.

Das Gemisch wird von der zentral liegenden Zündkerze entflammt und aus dem Flammenkern entsteht die Verbrennung, welche sich mit einer näherungsweise hemisphärischen Flammenfront ausbreitet (vgl. [Abbildung 6.6](#)). Diese Reaktion läuft dann bis zum vollständigen Umsatz der Zylinderladung oder einem, aus den Prüfstandsergebnissen resultierenden, Umsetzgrad ab. [13] [74]

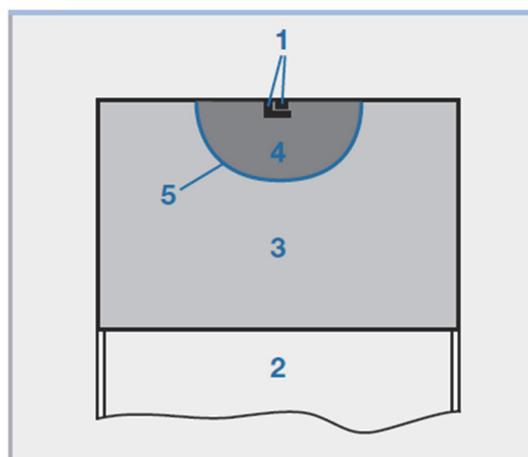


Abbildung 6.6: Hemisphärische Flammenausbreitung: Zündkerzenelektroden (1), Pleuellbogen (2), unverbrenntes Gemisch (3), verbranntes Gas (4), Flammenfront (5) [13]

Aufgrund der Abhängigkeit der Geschwindigkeit der Gemischumsetzung von der Größe der Flammenfront (siehe Gleichung (6.40)), ist es erforderlich, diese bezogen auf den Pleuellbogenwinkel und den Umsetzgrad (verbranntes Gasvolumen zu Brennraumvolumen) zu ermitteln.

Mit fortschreitender Flammenfront ergeben sich je nach Kolbenstellung die in [Abbildung 6.7](#) dargestellten Formen der Flamme bzw. der verbrannten und der unverbrannten Zone. Dabei entsprechen  $s(\varphi)$  dem, vom Kurbelwinkel abhängigen, Kolbenweg (siehe Kapitel 6.1.9),  $r_F$  dem Flammenradius,  $h_Z$  der Höhe des zylindrischen Anteils der verbrannten Zone,  $h_{Sch}$  der Höhe der Kugelschicht,  $h_{Sg}$  der Höhe des Kugelsegments und  $r_1$  bzw.  $r_2$  den zugehörigen Radien.

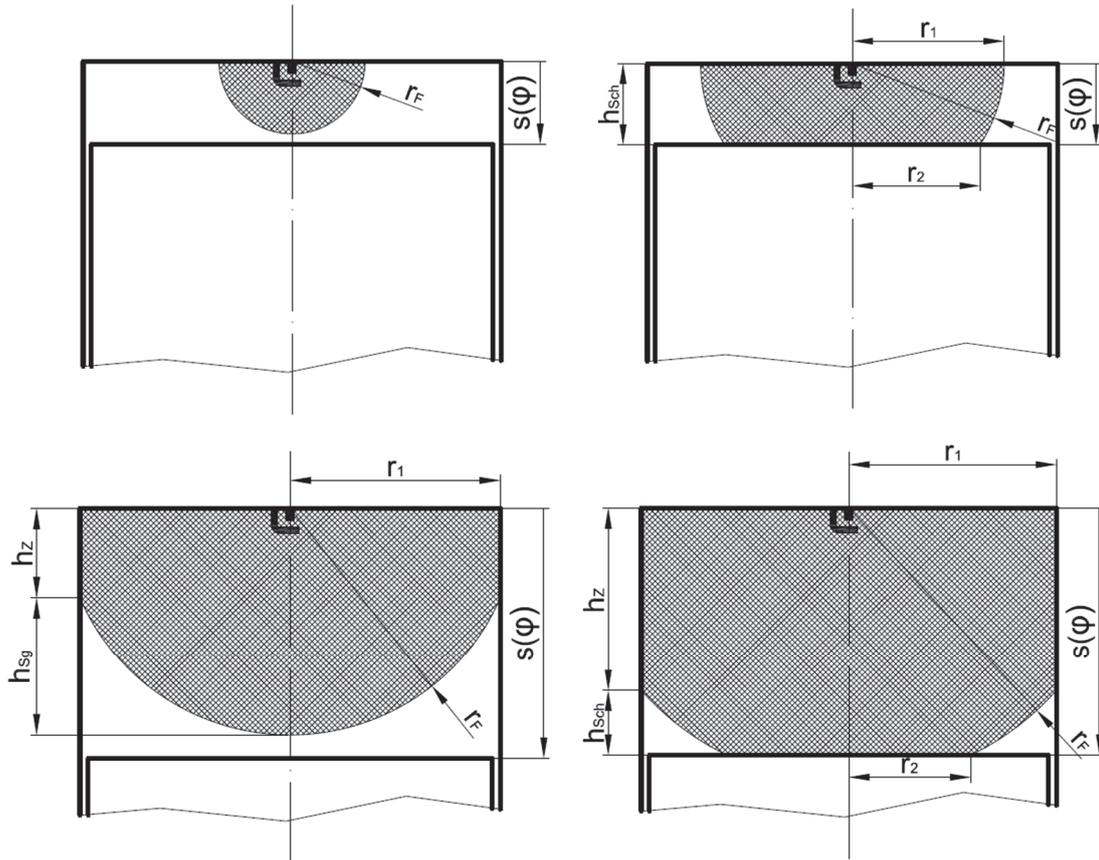


Abbildung 6.7: Geometrische Erscheinungsformen der Flammenausbreitung (schraffierte Fläche) im Brennraum: Halbkugel (links oben), Kugelschicht (rechts oben), Zylinder mit Kugelsegment (links unten) und Zylinder mit Kugelschicht (rechts unten)

Für die Flammenfrontfläche erhält man mit den Dimensionen des Versuchsträgers in Abhängigkeit vom volumetrischen Umsetzungsgrad  $X_{vol}$ , welcher in Gleichung (6.45) aus dem Brennraumvolumen  $V$  und dem Volumen des verbrannten Gases  $V_V$  gebildet wird, und dem Startwinkel  $\varphi$  (in  $5^\circ$ -KW-Schritten) die in [Abbildung 6.8](#) dargestellten Verläufe.

$$X_{vol} = \frac{V_V}{V} \quad (6.45)$$

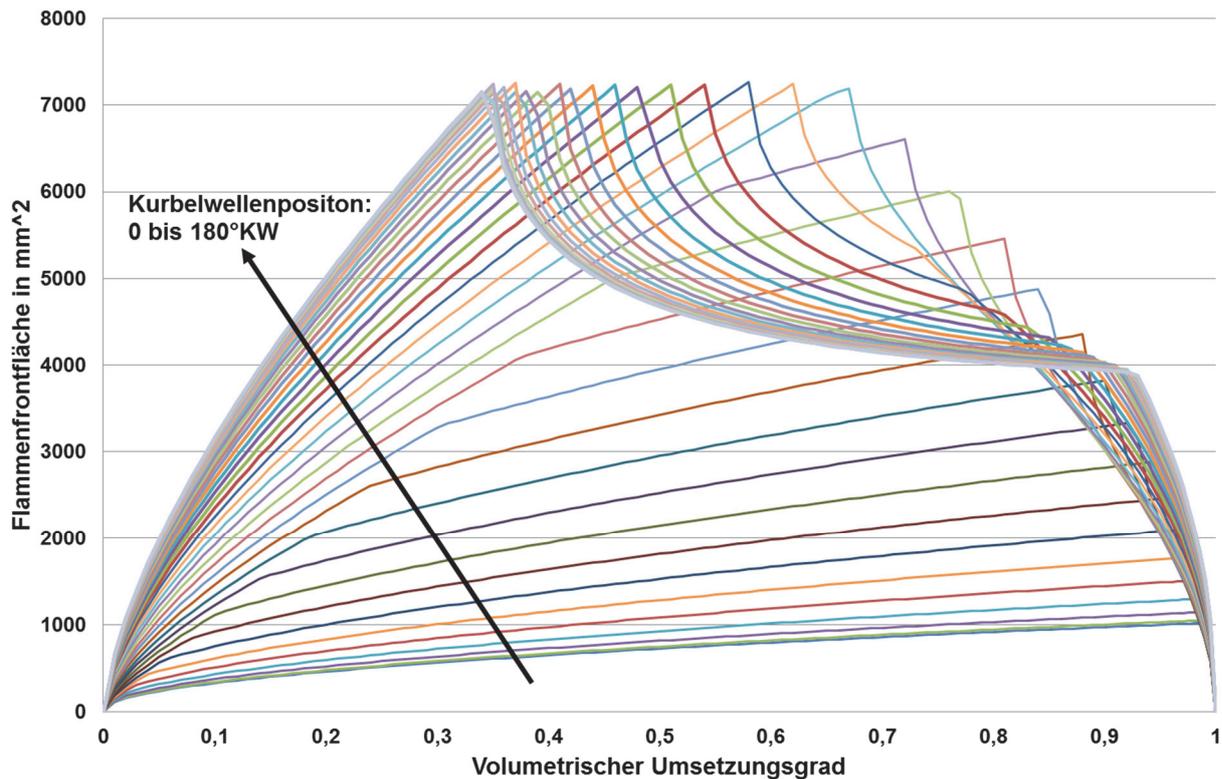


Abbildung 6.8: Flammenfrontfläche in Abhängigkeit vom volumetrischen Umsetzungsgrad für verschiedene Kurbelwellenpositionen (5°KW-Schritte)

Die ermittelte Flammenfrontfläche entspricht in Gleichung (6.40) bei der Berechnung des Massenumsatzes der turbulenten Flammenfront  $A_t$ .

### 6.1.7 Ladungswechsel

Die in diesem Kapitel dargestellten Zusammenhänge für den Ladungswechsel beziehen sich auf [70], [83], [93] und [94].

Die Kontinuitätsgleichung ist in Gleichung (6.46) angeführt. In dieser ergibt sich der Massenstrom  $\dot{m}$  aus der Dichte  $\rho$ , der Geschwindigkeit  $v$  und der Fläche  $A$ .

$$\dot{m} = \rho v A \quad (6.46)$$

Mit der Kontinuitätsgleichung und der Beziehung für die Ausströmgeschwindigkeit in Gleichung (6.16) ergibt sich der Massenstrom aus einer Düse mit der Austrittsfläche  $A_2$  in Gleichung (6.47).

$$\dot{m} = A_2 \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0 \rho_0 \left[ \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6.47)$$

Ab einem kritischen Druckverhältnis, welches in Gleichung (6.17) dargestellt ist, steigt der Massenstrom nicht mehr an.

Für den Massenstrom über das Einlass- bzw. Auslassventil ergibt sich diese Beziehung aus Gleichung (6.48). Darin stehen  $C_D$  für einen Durchflusskoeffizient und  $A_R$  für eine Referenzfläche.

$$\dot{m} = C_D A_R \sqrt{\frac{2\kappa}{\kappa-1} p_0 \rho_0 \left[ \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{2}{\kappa}} - \left(\frac{p}{p_0}\right)^{\frac{\kappa+1}{\kappa}} \right]} \quad (6.48)$$

Die Referenzfläche errechnet sich in Gleichung (6.49) aus einem Referenzdurchmesser  $d_R$ , für welchen der innere Ventilsitzdurchmesser gewählt wurde.

$$A_R = \frac{d_R^2 \pi}{4} \quad (6.49)$$

Die Durchflusskoeffizienten für die Auslass- und Einlassventile wurden für den Versuchsträger auf einem Strömungsprüfstand bestimmt.

### 6.1.8 Blowby

Die in Abbildung 6.1 gezeigte Größe  $m_{Leck}$  beschreibt den Leckage-Massenstrom über die Kolbenringe in das Kurbelgehäuse bzw. das sogenannte Blowby. Analog zu den Gasströmen über die Einlass- bzw. Auslassventile während des Ladungswechsels, wird die Leckage mit Hilfe der Gleichung (6.48) bestimmt. Die Referenzfläche und der Durchflusskoeffizient wurden dabei mittels Blowby-Messdaten angepasst.

### 6.1.9 Kurbeltrieb, Gaskraftverlauf

Die für Modellierung des Kurbeltriebs und des Gaskraftverlaufs erforderlichen Zusammenhänge sind in [95] und [96] dargestellt und sollen hier nicht näher betrachtet werden.

Das durch die Gaskraft  $F_G$  an der Kurbelwelle erzeugte Drehmoment  $M_{d_G}$  ergibt sich mit dem Schubstangenverhältnis  $\lambda_S$ , dem Kurbelwinkel  $\varphi$ , dem Kurbelradius  $r$  und dem Kolbenweg ab dem oberen Totpunkt  $s(\varphi)$  aus Gleichung (6.50).

$$M_{d_G} = F_G \left[ -\frac{1}{\sqrt{1 - \lambda_s^2 \sin^2 \varphi}} \lambda_s \sin \varphi (r + l - s(\varphi)) \right] \quad (6.50)$$

Der Ausdruck in der eckigen Klammer kann als Faktor bezeichnet werden, mit welchem aus der Gaskraft ein Drehmoment an der Kurbelwelle gebildet wird. Die Größe dieses Faktors bezogen auf den Kurbelwinkel ist für den Versuchsträger für die einzelnen Zylinder in [Abbildung 6.9](#) dargestellt.

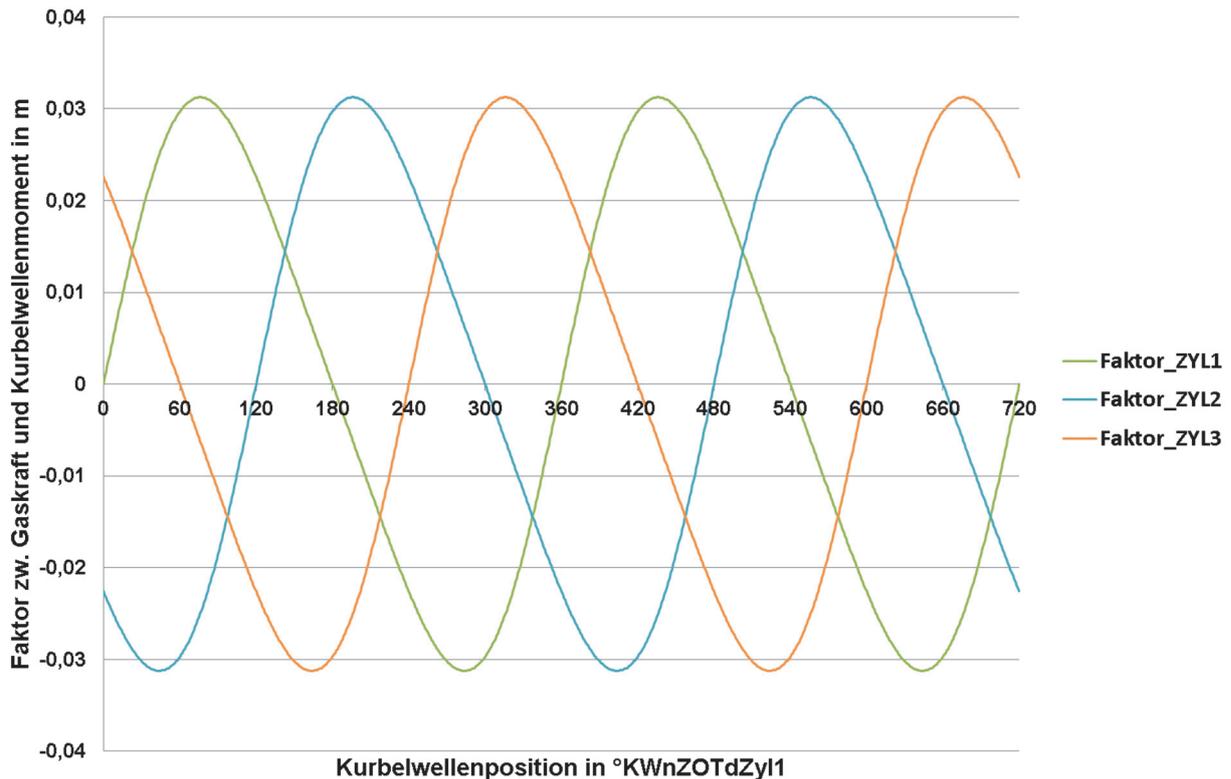


Abbildung 6.9: Faktor zwischen Gaskraft und Kurbelwellenmoment über der Kurbelwellenposition

Nach [97] wird für die Bestimmung des Drehmoments von der Gaskraft die oszillierende Massenkraft  $F_{os}$ , welche sich aus Gleichung (6.51) errechnen lässt, abgezogen. Dabei sind  $m_K$  die Kolbenmasse,  $m_{p12}$  der oszillierende Anteil der Pleuelmasse,  $r$  der Kurbelradius,  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle,  $\alpha$  der Kurbelwinkel und  $\lambda$  das Pleuel- bzw. Schubstangenverhältnis.

$$F_{os} = (m_K + m_{p12})r\omega^2(\cos \alpha + \lambda \cos(2\alpha)) \quad (6.51)$$

Obwohl in die oszillierende Massenkraft die Winkelgeschwindigkeit quadratisch eingeht, kann deren Einfluss aufgrund der kleinen Geschwindigkeiten beim Direktstart vernachlässigt werden.

### 6.1.10 Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle

Um den transienten Vorgang des Motorhochlaufs darstellen zu können, ist es nötig, den Drehzahlverlauf und damit die Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle zu ermitteln.

Für den auf die Motordrehzahl bezogenen Drallsatz ergibt sich für das Fahrzeug laut [98] der in Gleichung (6.52) angeführte Zusammenhang. Dabei stehen  $\Theta_M$  für das polare Massenträgheitsmoment des Motors,  $\Theta_F$  für das, auf die Motordrehzahl bezogene, polare Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs,  $\omega_M$  für die Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle,  $M_d$  für das effektive Drehmoment des Motors und  $M_F$  für das durch den Fahrwiderstand des Fahrzeugs der Kurbelwelle aufgeprägte Lastmoment.

$$(\Theta_M + \Theta_F) \cdot \frac{d\omega_M}{dt} = M_d - M_F \quad (6.52)$$

Da beim Direktstart infolge der geöffneten Kupplung keine externe Last am Motor anliegt, entfallen in Gleichung (6.52) sowohl das Massenträgheitsmoment als auch das Lastmoment des Fahrzeugs. Daraus folgt, dass bei einem effektiven Drehmoment des Motors, welches größer oder kleiner null ist, die Kurbelwelle eine Beschleunigung erfährt und die Motordrehzahl ansteigt bzw. abfällt.

Der Reibmitteldruck  $p_{mr}$  wurde mittels der in [99] beschriebenen Indiziermethode bestimmt und ergibt sich in Gleichung (6.53) aus dem indizierten Mitteldruck  $p_{mi}$  und dem effektiven Mitteldruck  $p_{me}$ .

$$p_{mr} = p_{mi} - p_{me} \quad (6.53)$$

Die Ermittlung des polaren Massenträgheitsmoments des Motors erfolgte aus den Konstruktionsdaten des Triebwerks.

Da sich das effektive Drehmoment aus dem Gasmoment und dem Reibmoment errechnet, kann bei gegebenem Massenträgheitsmoment mit Hilfe von Gleichung (6.52) die Winkelbeschleunigung der Kurbelwelle bestimmt werden.

## 6.2 Kalibrierung des Modells

Damit die Simulationsrechnung das Verhalten des Versuchsträgers so genau wie möglich widerspiegelt und zuverlässige Voraussagen getroffen werden können, musste das Modell kalibriert werden. Für die Grundabstimmung wurden teilweise Messdaten der Brennverfahrensentwicklung herangezogen. Dazu zählten beispielsweise das Blowby und das

Reibmoment. Die Kalibrierung des Ladungswechsels inklusive der Phasenverstellung erfolgte anhand von Daten aus Schleppmessungen.

Da das Verhalten des Motors bei geringen Drehzahlen bzw. im Stillstand nur teilweise mit herkömmlichen Prüfstandsdaten abgleichbar ist, geschah die Detailabstimmung mittels Direktstartmessdaten. Hierfür wurden unter anderem die Turbulenzgenerierung durch die Gas- bzw. Lufteinblasung und infolgedessen die Flammengeschwindigkeit, der Wandwärmeübergang, und der Ladungswechsel kalibriert. Dies erfolgte für die verschiedenen Motorkonfigurationen und Kühlmitteltemperaturen jeweils anhand mehrerer Messungen. Die Reibung erfordert eine sehr detaillierte Darstellung der Eigenschaften des Versuchsträgers, da die Kurbelwelle bereits durch den Druck der Lufteinblasung in Bewegung versetzt wird. Abbildung 6.10 zeigt beispielsweise den Abgleich des Modells mit Messdaten eines konventionellen Direktstarts mit Luftzumessung in den Zylinder 1.

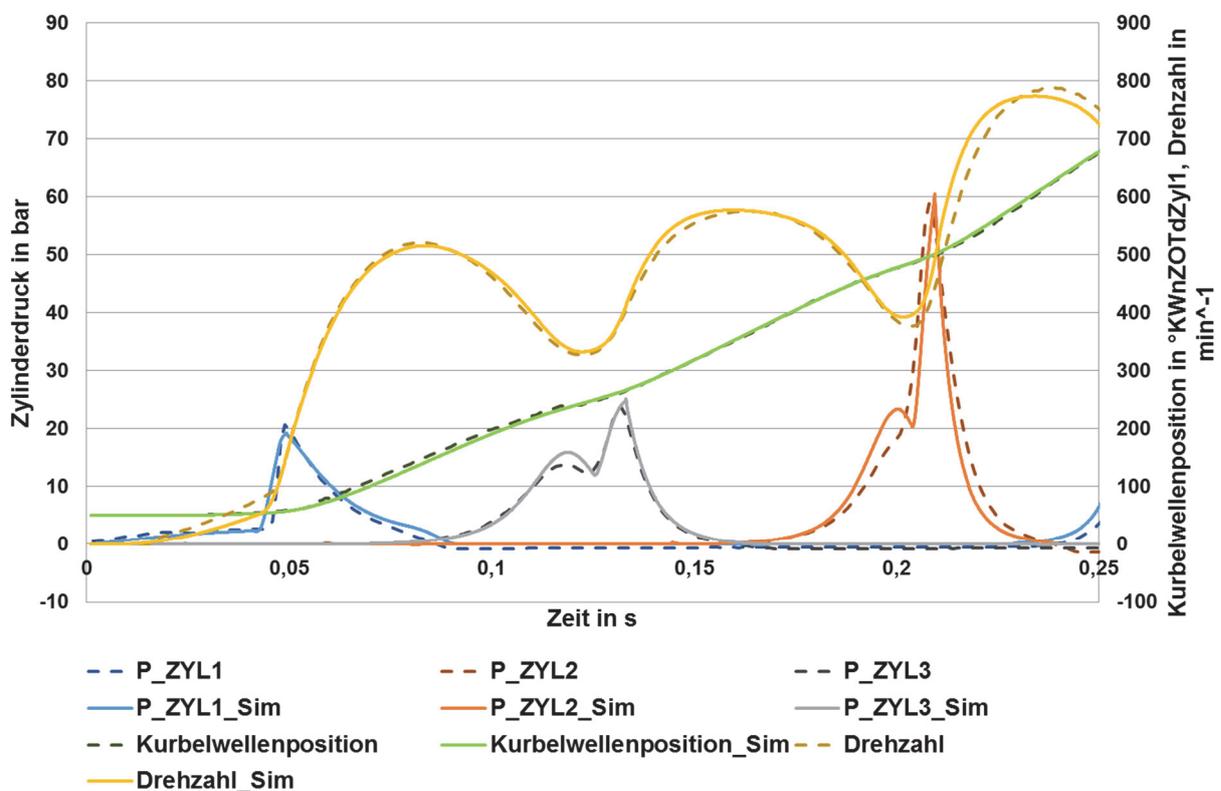


Abbildung 6.10: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Kalibrierung des Simulationsmodells anhand eines konventionellen Direktstarts mit Lufteinblasung in den Zylinder 1: Startwinkel =  $50^{\circ}$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^{\circ}\text{C}$

In Abbildung 6.11 ist die Kalibrierung des Modells für den erweiterten Direktstart anhand eines Starts mit Lufteinblasung in den Zylinder 3 dargestellt. Diesbezüglich war vor allem auf die Phase der Rückwärtsdrehbewegung der Nockenwelle und der Drehrichtungsumkehr besonderes Augenmerk zu legen.

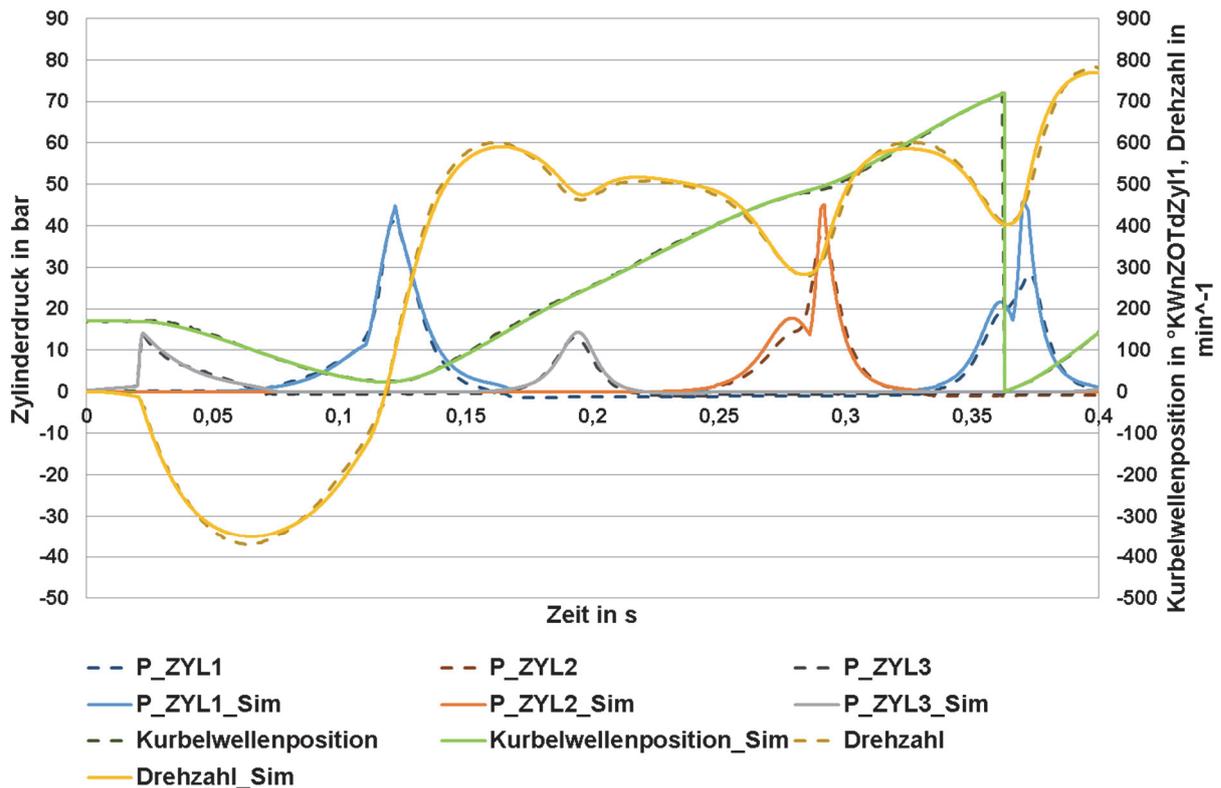


Abbildung 6.11: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Kalibrierung des Simulationsmodells anhand eines erweiterten Direktstarts mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Startwinkel =  $170^\circ$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

## 6.3 Simulationsergebnisse

Im Folgenden werden mittels der Motorprozesssimulation, aufbauend auf die Erkenntnisse der Messungen am Prüfstand, weitere Potenziale zur Realisierung des Direktstarts erschlossen. Dabei sollen die Möglichkeiten hinsichtlich der Umsetzbarkeit dieser Startmethode, welche sich aus zusätzlicher bzw. modifizierter Hardware ergeben, aufgezeigt werden.

### 6.3.1 Energiebilanz

Mittels der Energiebilanz wird gezeigt, welcher Energieeintrag im Falle des konventionellen Direktstarts durch die erste Verbrennung und im Falle des erweiterten Direktstarts durch die ersten beiden Verbrennungen erforderlich ist, um den ersten bzw. zweiten oberen Totpunkt gerade zu erreichen.

#### 6.3.1.1 Erste Verbrennung

Wie [Abbildung 6.12](#) für die erste Verbrennung des konventionellen Direktstarts zeigt (vollständiger Energieumsatz vorausgesetzt), ist nur ein sehr geringer Anteil der durch das

eingeblassene Erdgas eingebrachten Energie in den Brennraum als Volumenänderungsarbeit umsetzbar. Der überwiegende Teil geht in Form von Verlusten, bedingt durch den Wandwärmeeübergang, den Blowby-Massenstrom oder über die Auslassventile verloren oder ist nicht nutzbar (Restenergie). Durch die Lufteinblasung (rechtes Bild) nimmt, im Vergleich zum Start ohne Ladungserhöhung (linkes Bild), der Anteil der Volumenänderungsarbeit zu, wobei gleichzeitig rund die Hälfte der Kraftstoffenergie über die Auslassventile verloren geht. Die dargestellten Energiebilanzen der ersten Verbrennung entsprechen den in Kapitel 6.3.1.2 gezeigten Starts.

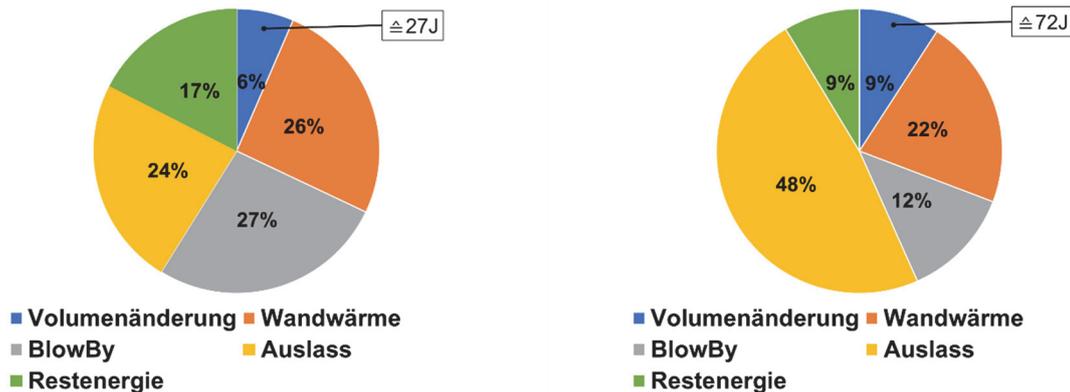


Abbildung 6.12: Aufteilung der durch Erdgas eingebrachten Energie der ersten Verbrennung ohne (links) und mit (rechts) Lufteinblasung in den Zylinder 1 (Mindestenergie zum Erreichen des ersten oberen Totpunkts); Konventioneller Direktstart: Startwinkel =  $90^\circ$  KW nZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

### 6.3.1.2 Konventioneller Direktstart

Ein Anstieg der Volumenänderungsarbeit des Zylinders 1 erfolgt beim konventionellen Direktstart, wie [Abbildung 6.13](#) zeigt, nur bis zum Öffnen der Einlassventile. Ab diesem Zeitpunkt bewirkt ausschließlich die in der Schwungmasse gespeicherte Energie eine Vorwärtsdrehbewegung der Kurbelwelle und damit eine Überwindung der Reibarbeit und der Volumenänderungs- bzw. Verdichtungsarbeit des Zylinders 3. Wie aber bereits die Prüfstandsergebnisse zeigten, reicht die Energie der ersten Verbrennung nicht aus und es würde deutlich vor dem ersten oberen Totpunkt ( $240^\circ$  KW nZOTdZyl1) eine Drehrichtungsumkehr (Rücklauf) erfolgen, welche aber in diesem Fall nicht dargestellt ist.

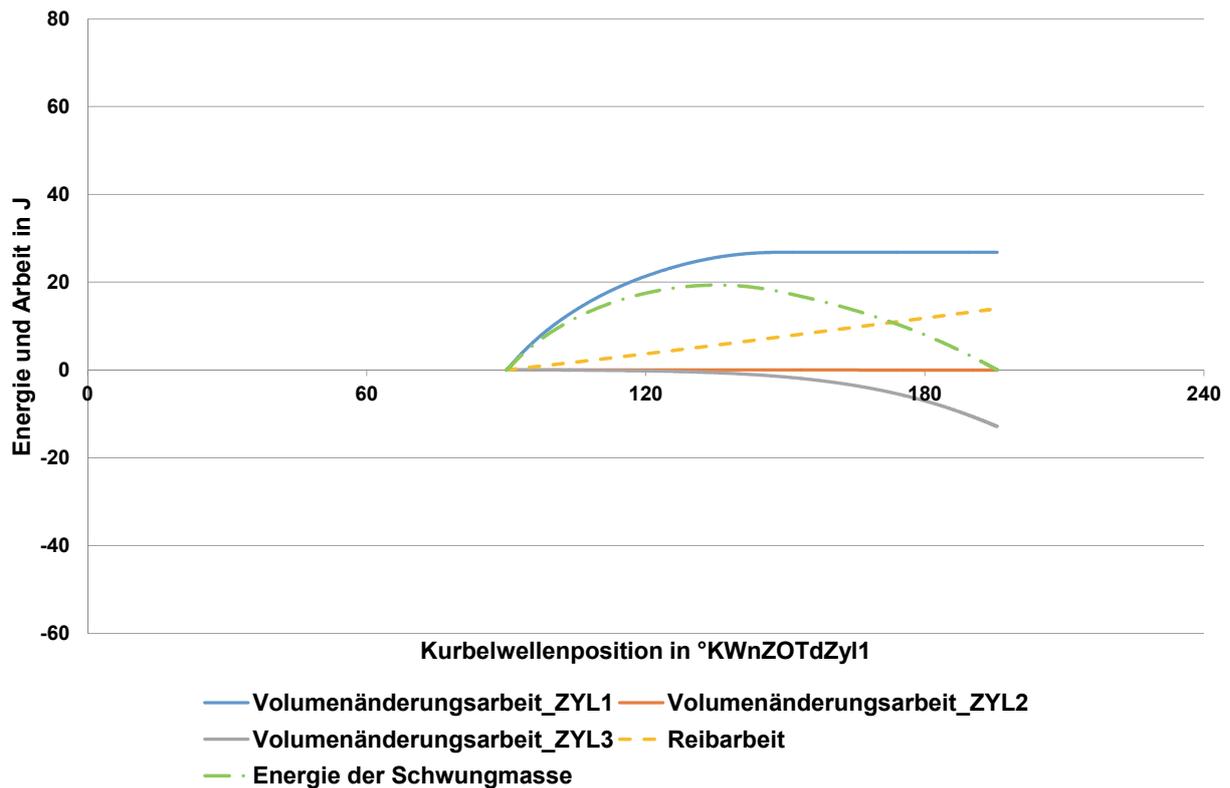


Abbildung 6.13: Arbeit und Energie über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Startwinkel =  $90^\circ$  KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Um die erforderliche Mindestenergie für das Erreichen des oberen Totpunkts aufzuzeigen, wurde ein konventioneller Direktstart simuliert, bei welchem die Kurbelwelle im ersten oberen Totpunkt zum Stillstand kommt und aufgrund dessen in der Schwungmasse keine Energie mehr gespeichert ist. Wie [Abbildung 6.14](#) zeigt, entspricht damit die Volumenänderungsarbeit infolge der ersten Verbrennung der Summe aus der Reibarbeit und der Verdichtungsarbeit des Zylinders 3. Um diesen Punkt zu erreichen, muss mit Hilfe der Lufteinblasung die Volumenänderungsarbeit von 27J auf 72J gesteigert werden.

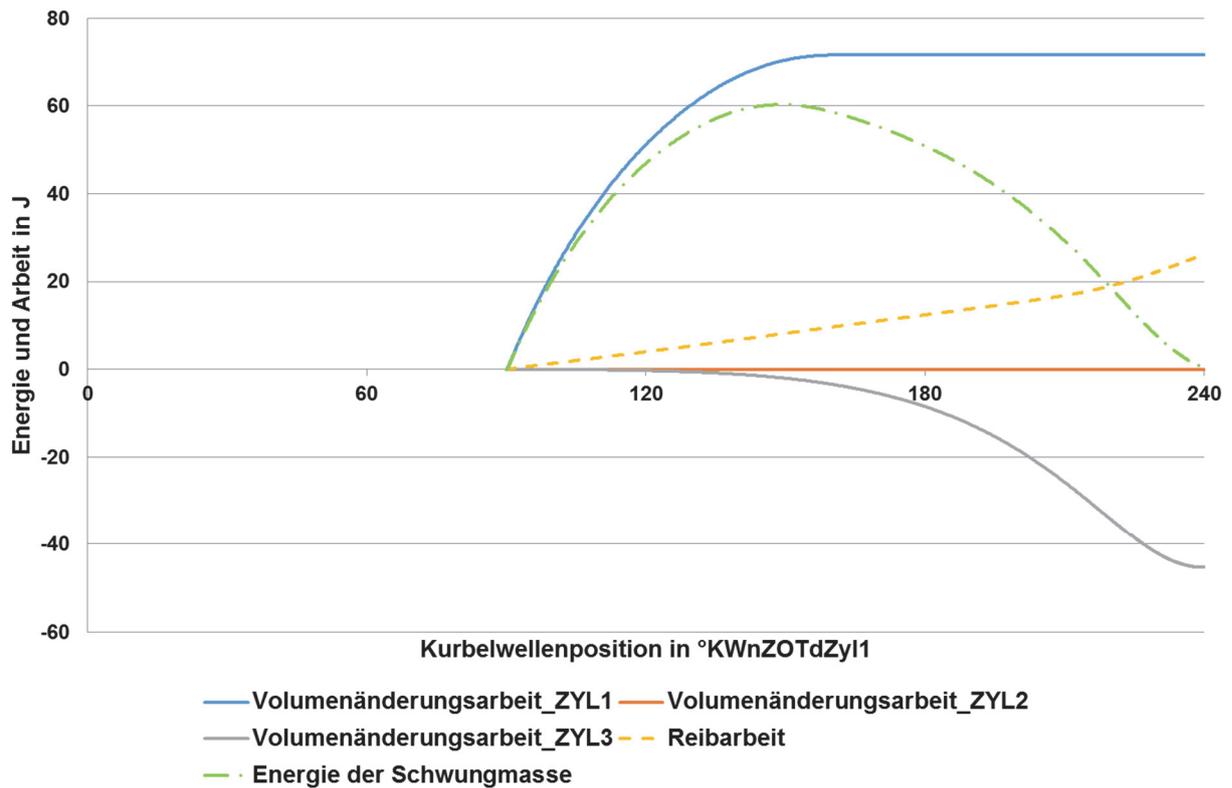


Abbildung 6.14: Arbeit und Energie über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1 (Mindestluftmasse, um den ersten oberen Totpunkt ( $240^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ) zu erreichen): Startwinkel =  $90^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

### 6.3.1.3 Erweiterter Direktstart

Beim erweiterten Direktstart wird durch die ersten beiden Verbrennungen zu Beginn die Kurbelwelle, im Vergleich zum konventionellen Direktstart, auf eine höhere Drehzahl beschleunigt. Infolge dessen ist, wie [Abbildung 6.15](#) zeigt, die in der Schwungmasse gespeicherte Energie deutlich größer und erreicht einen Wert von über 80 J. Da aber die nächste Verbrennung erst nach dem zweiten oberen Totpunkt ( $480^\circ\text{KWnZOT}$ ) stattfindet, reicht diese zur Überwindung der Reibarbeit und der Verdichtungsarbeit des Zylinders 2 nicht aus und der Start ist aus diesem Grund erfolglos.

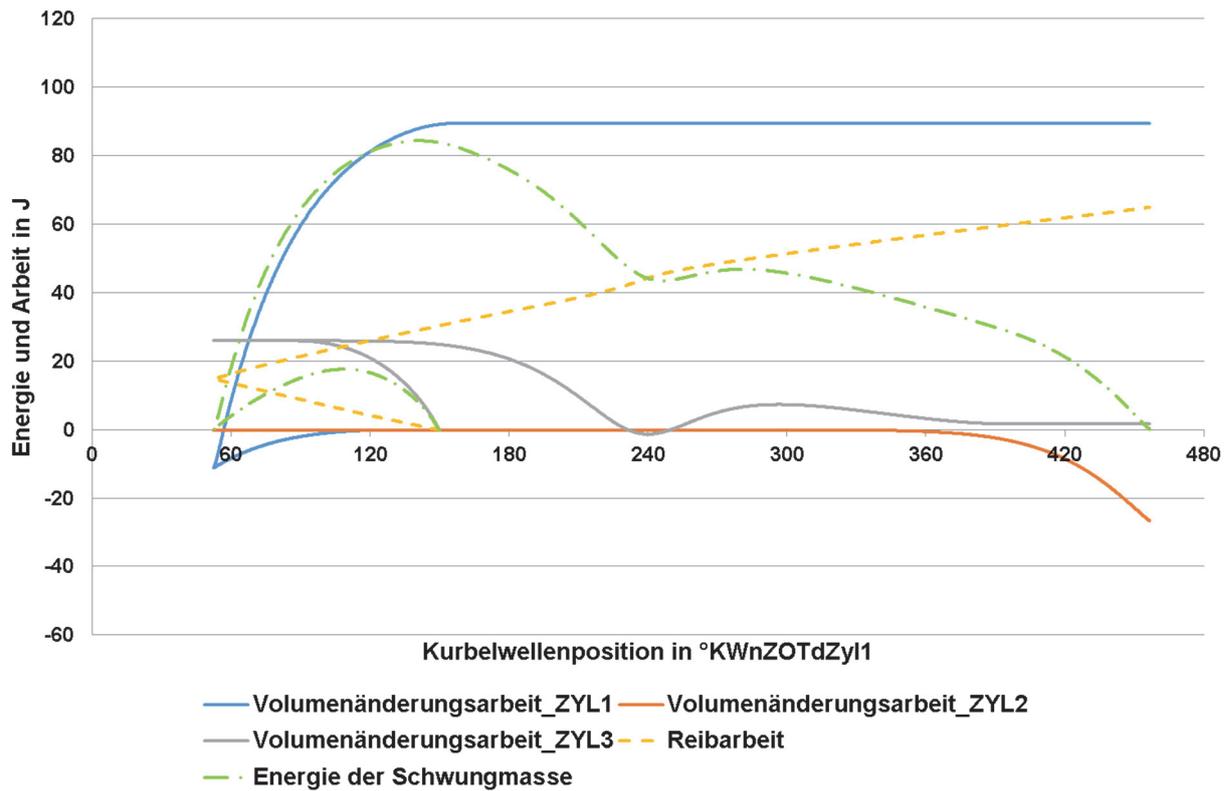


Abbildung 6.15: Arbeit und Energie über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Erweiterter Direktstart: Startwinkel =  $150^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^{\circ}\text{C}$

Wie beim konventionellen wurde auch beim erweiterten Direktstart simulativ die Mindestenergie der ersten Verbrennung durch eine Ladungserhöhung ermittelt. Abbildung 6.16 zeigt, im Vergleich zu Abbildung 6.15, dass die Volumenänderungsarbeit des Zylinders 3 nur geringfügig erhöht werden muss, um den zweiten oberen Totpunkt zu erreichen. Es ist zu erkennen, dass die Reibarbeit aufgrund des großen überstrichenen Winkels der Kurbelwelle mit einem Wert von über 70J den größten Widerstand darstellt.

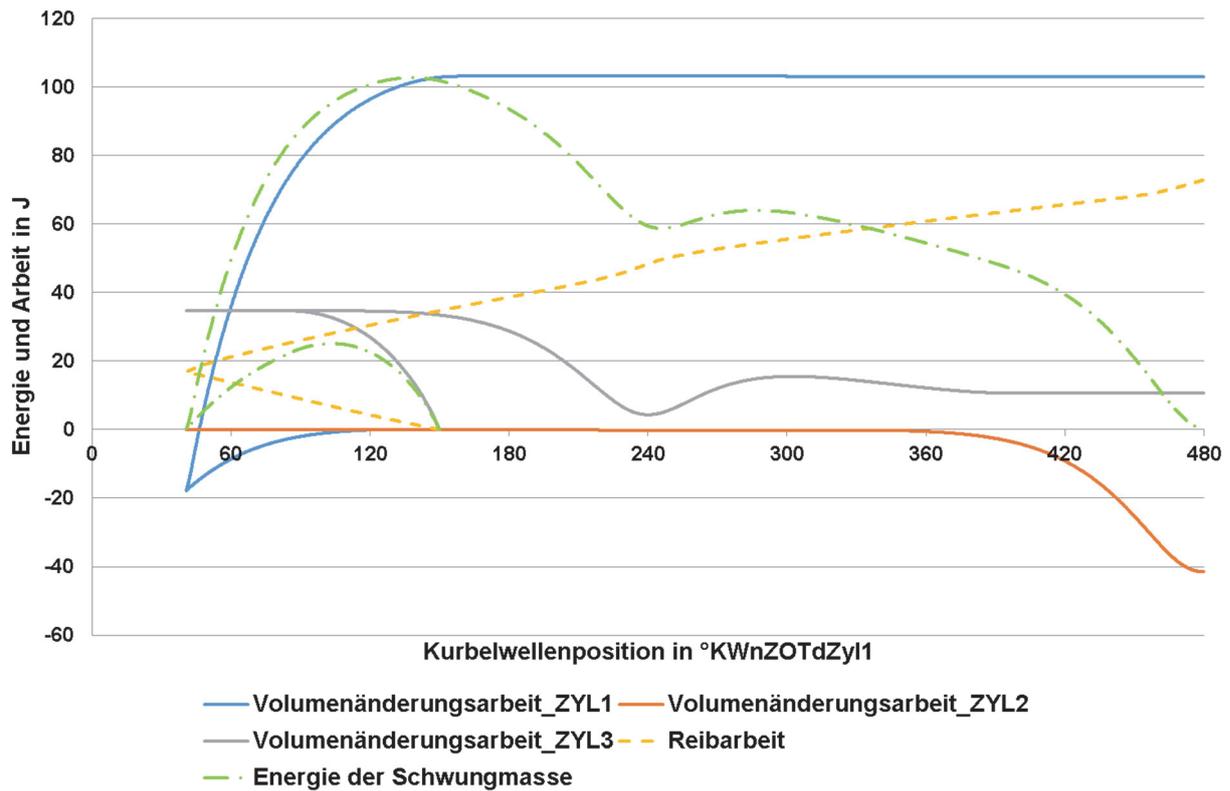


Abbildung 6.16: Arbeit und Energie über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3 (Mindestluftmasse, um den zweiten oberen Totpunkt ( $480^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ) zu erreichen): Startwinkel =  $150^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

## 6.3.2 Konventioneller Direktstart

### 6.3.2.1 Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses

Wie aus den Versuchsergebnissen hervorgeht, hat das Verdichtungsverhältnis aufgrund des daraus resultierenden Verdichtungsdrucks einen beträchtlichen Einfluss auf die Durchführbarkeit des konventionellen Direktstarts. Aus diesem Grund wurde eine Variation des Verdichtungsverhältnisses in ganzzahligen Schritten durchgeführt. Für den Versuchsträger müsste infolge des großen Zündabstands, wie aus der [Abbildung 6.17](#) ersichtlich ist, das geometrische Verdichtungsverhältnis  $\varepsilon$  bis auf 4 abgesenkt werden, um den Hochlauf bei einer Kühlmitteltemperatur von  $30^\circ\text{C}$  zu gewährleisten. Bei diesem Verdichtungsverhältnis ist der konventionelle Direktstart auch bei einer typischen Betriebstemperatur von  $90^\circ\text{C}$  möglich. Die Konfiguration des Motors entspricht hierbei der Ausgangssituation.

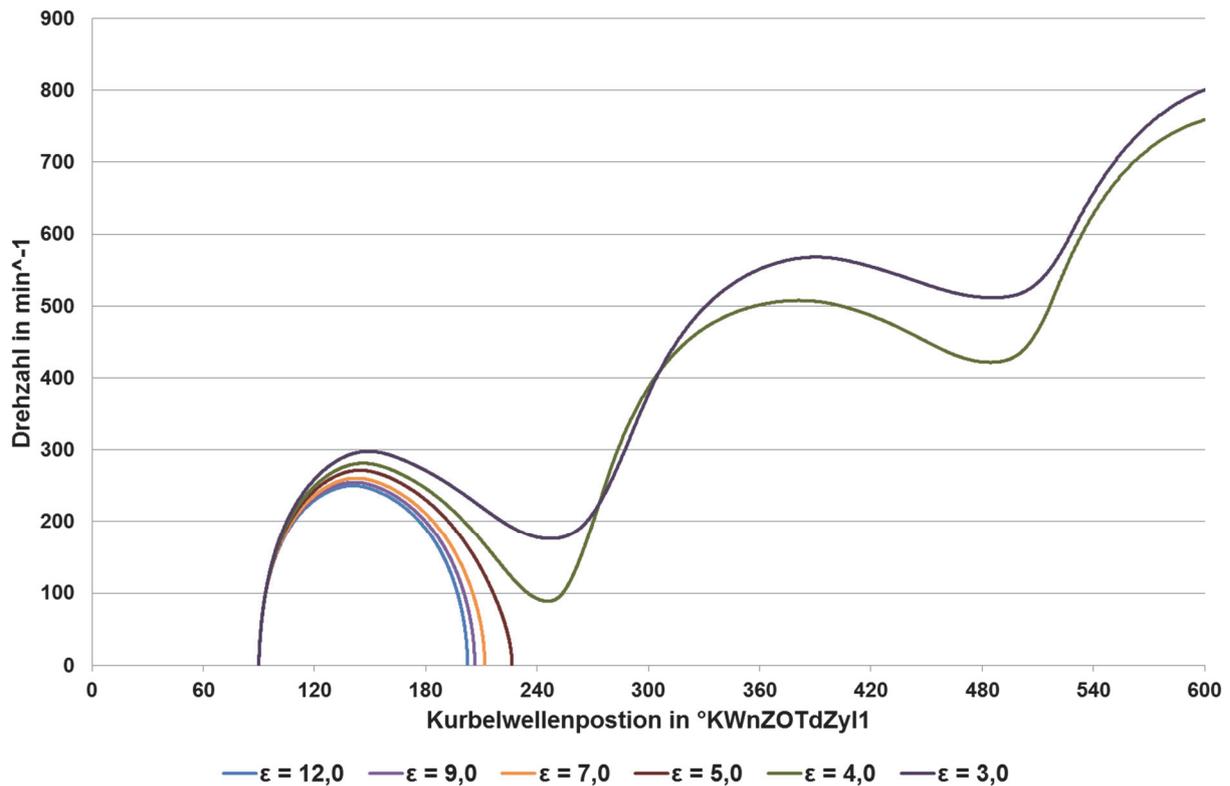


Abbildung 6.17: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ); Startwinkel =  $90^\circ$  KWnZOTdZyl1; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

### 6.3.2.2 Phasenverstellung der Ein- und Auslassventile

Die Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen zeigten, dass die Verstellgeschwindigkeit des hydraulischen Phasenstellers zu gering ist, um eine Verbesserung des Direktstarts zu erzielen. Zudem ist ein solcher nur auf der Einlassnockenwelle des Versuchsträgers verbaut. Ein großer Nachteil der hydraulischen Ansteuerung liegt darin, dass der erforderliche Öldruck nur während des Motorlaufs zur Verfügung steht und daher für die Verstellung während des Starts und des Hochlaufs der Öldruck über eine externe, nicht von der Kurbelwelle angetriebene Ölpumpe erfolgen muss. Der verbaute Phasensteller erreicht überdies, wie aus den Versuchen hervorgeht, nur eine Verstellgeschwindigkeit von maximal  $70^\circ\text{KW/s}$  und ist daher für die erforderlichen Verstellvorgänge innerhalb des Hochlaufs zu träge.

Da die Phasenverstellung der Ventilsteuerung für die Realisierung des Direktstarts aber sehr bedeutende Potenziale birgt, werden diese im Folgenden mittels der Motorprozesssimulation aufgezeigt.

Die Möglichkeit, die Phase der Nockenwelle bereits vor dem Start ohne Öldruck zu verstellen, bieten sogenannte elektromechanische Nockenwellenversteller. Diese sind auch hinsichtlich der Verstellgeschwindigkeit und -genauigkeit den hydraulischen Phasenstellern deutlich überlegen. Die Verstellgeschwindigkeiten der verschiedenen Systeme sind

in [Abbildung 6.18](#) dargestellt. Wie zu erkennen ist, können mit elektrischen Phasenstellern bereits bei sehr geringen Motordrehzahlen, welche denen während des Hochlaufs entsprechen, Verstellgeschwindigkeiten von über  $500^\circ\text{KW/s}$  erreicht werden. [100] [101] Dieser Werte werden im Weiteren als Referenz für die Phasenverstellung der Nockenwellen in der Simulation des Direktstarts herangezogen.

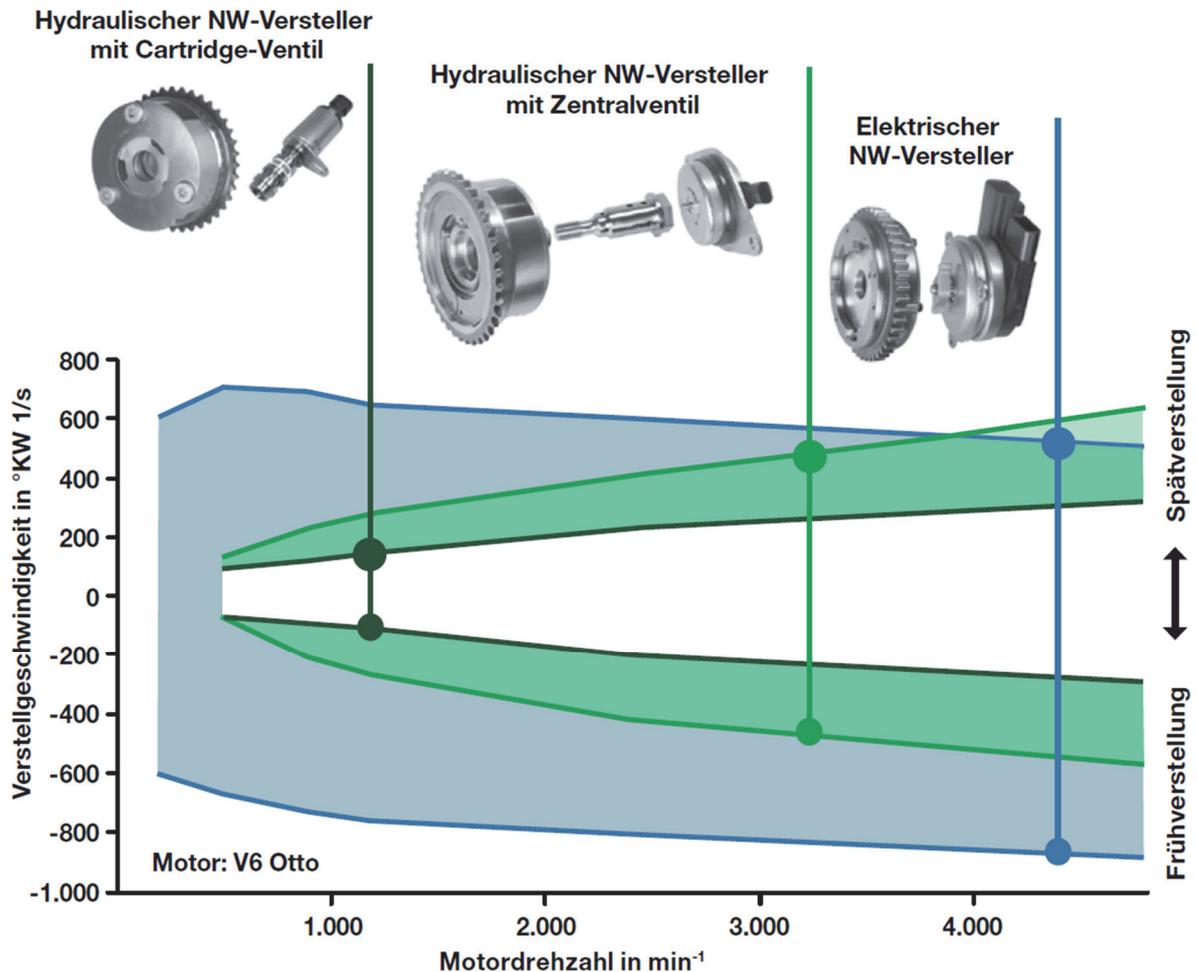


Abbildung 6.18: Verstellgeschwindigkeiten hydraulischer und elektrischer Nockenwellen-Phasensteller [101]

Der Einfluss der Phasenverstellung auf den konventionellen Direktstart bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6 und der  $60^\circ\text{KW}$  verschränkten Einlassnockenwelle ist in [Abbildung 6.19](#) dargestellt. Die Konfiguration Basis entspricht dabei der bei den Prüfstandsuntersuchungen ohne Phasenverstellung der Nockenwellen. Durch das Spätverstellen der Auslassventil-Phase um  $40^\circ\text{KW}$  trägt die Energie der ersten Verbrennung bis zum unteren Totpunkt zum Gaskraftdrehmoment bei. Das Verdrehen der Einlassnockenwelle um  $20^\circ\text{KW}$  in Richtung spät ergibt eine Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses, wodurch der erste OT überwunden und die Verbrennung eingeleitet werden kann. Ein Rückstellen und zusätzliches Frühverstellen der Auslassnockenwelle während des Hochlaufs verlängert zum einen den Energieeintrag der ersten

Verbrennung und zum anderen wird die Expansion verkürzt, wodurch die Ausbildung eines Unterdrucks unterbunden wird. Diese Maßnahmen erfordern eine Verstellgeschwindigkeit des Phasenstellers von  $700^\circ\text{KW/s}$ .

Das Absenken des effektiven Verdichtungsverhältnisses durch das Spätverstellen der Einlassnockenwelle verringert aber die Ladung im Brennraum so stark, dass die Energie für den Hochlauf nicht ausreicht.

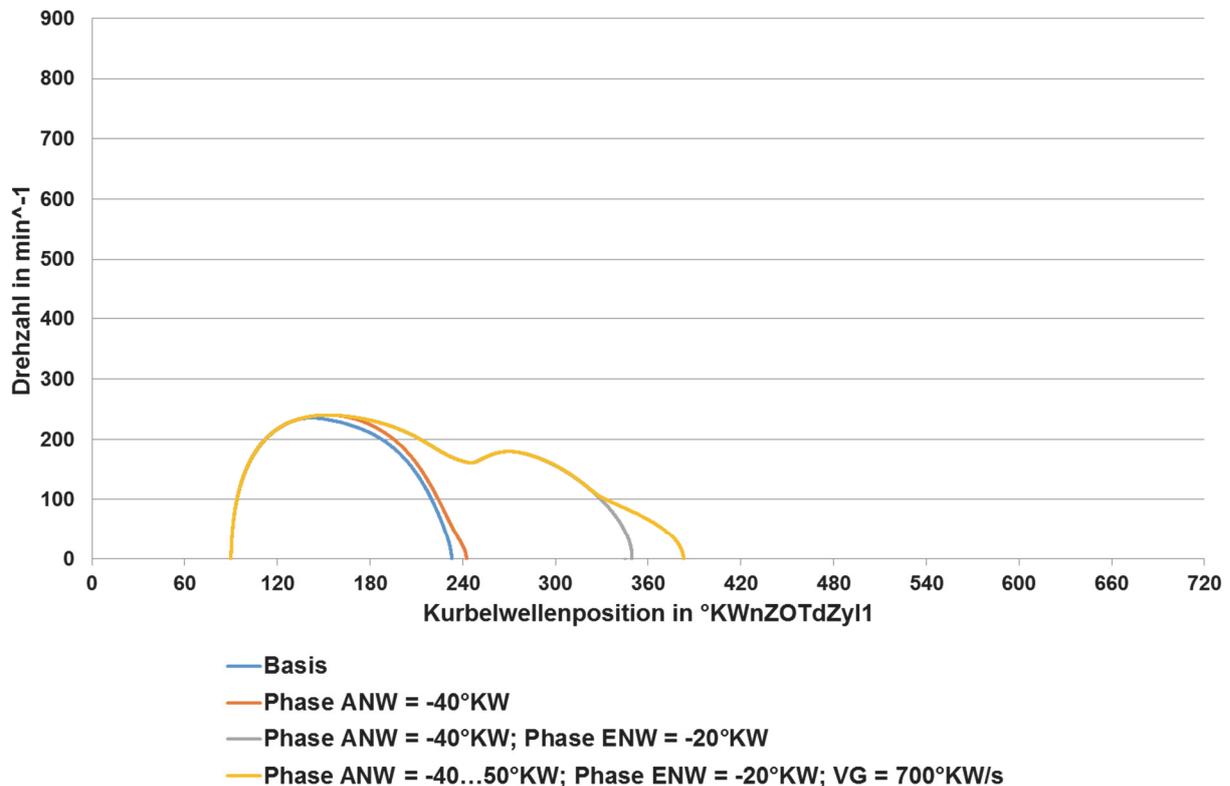


Abbildung 6.19: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Variation der Phasen der Aus- und Einlassnockenwelle während des Hochlaufs;  $60^\circ\text{KW}$  verschränkte Einlassnockenwelle; Verstellgeschwindigkeit (VG) =  $700^\circ\text{KW/s}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

Durch das Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 ergeben sich in Verbindung mit den zuvor gezeigten Phasenverstellungen der Ein- bzw. Auslassnockenwelle die in der [Abbildung 6.20](#) dargestellten Drehzahlverläufe.

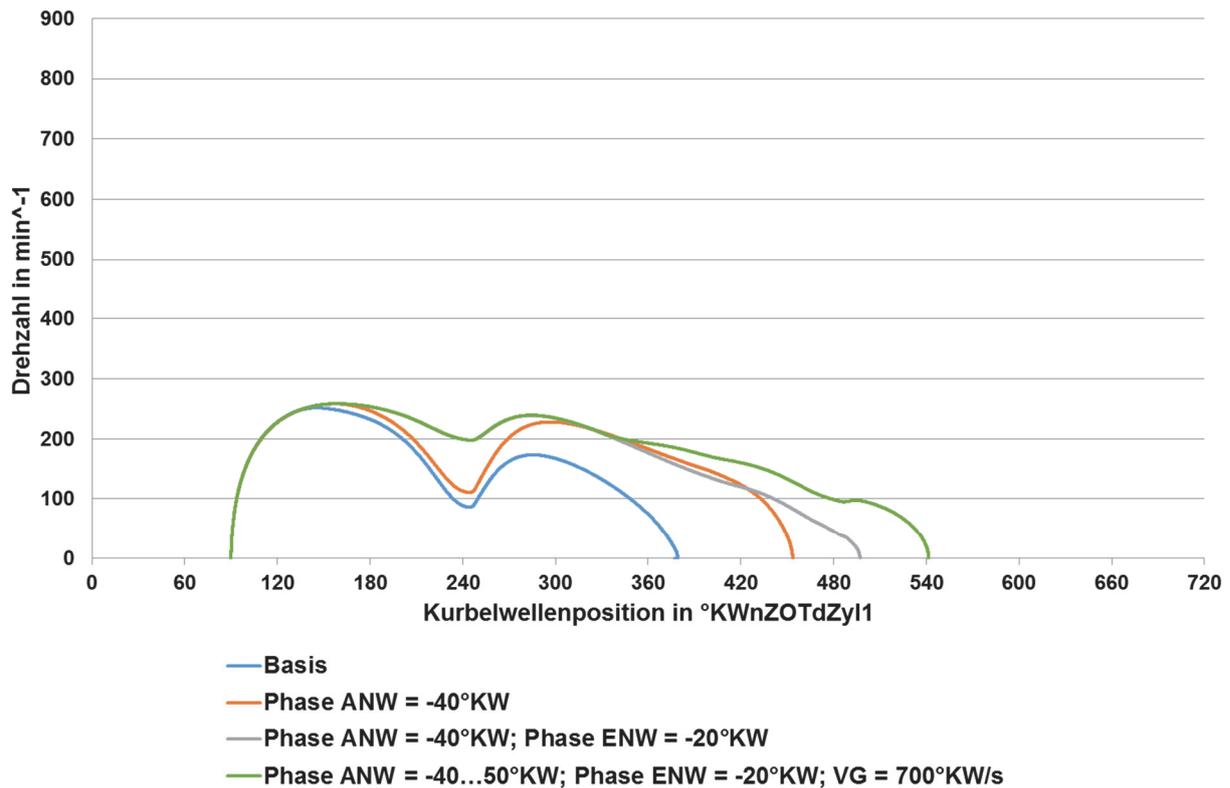


Abbildung 6.20: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Variation der Phasen der Aus- und Einlassnockenwelle während des Hochlaufs; 60°KW verschränkte Einlassnockenwelle; Verstellgeschwindigkeit (VG) = 700°KW/s; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Da der Start mit Phasenverstellung der Ein- und Auslassnockenwelle auch bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 12,0 nicht möglich ist, wurde simulativ dargestellt, mit welchem geringeren Verdichtungsverhältnis der Hochlauf realisierbar wäre. Es wurde hinsichtlich der Phasenverstellung der Auslassnockenwelle die gleiche Einstellung wie beim Verdichtungsverhältnis 12,0 gewählt.

Wie in [Abbildung 6.21](#) zu erkennen ist, kann aufgrund der geringeren Kompression die Phase der Einlassnockenwelle bei jedem Schritt etwas in Richtung früh gezogen werden, wodurch der Energieeintrag gesteigert wird und ab einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 9,0 der Hochlauf möglich ist. Dies ist auch bei einer Kühlmitteltemperatur von 90°C der Fall.

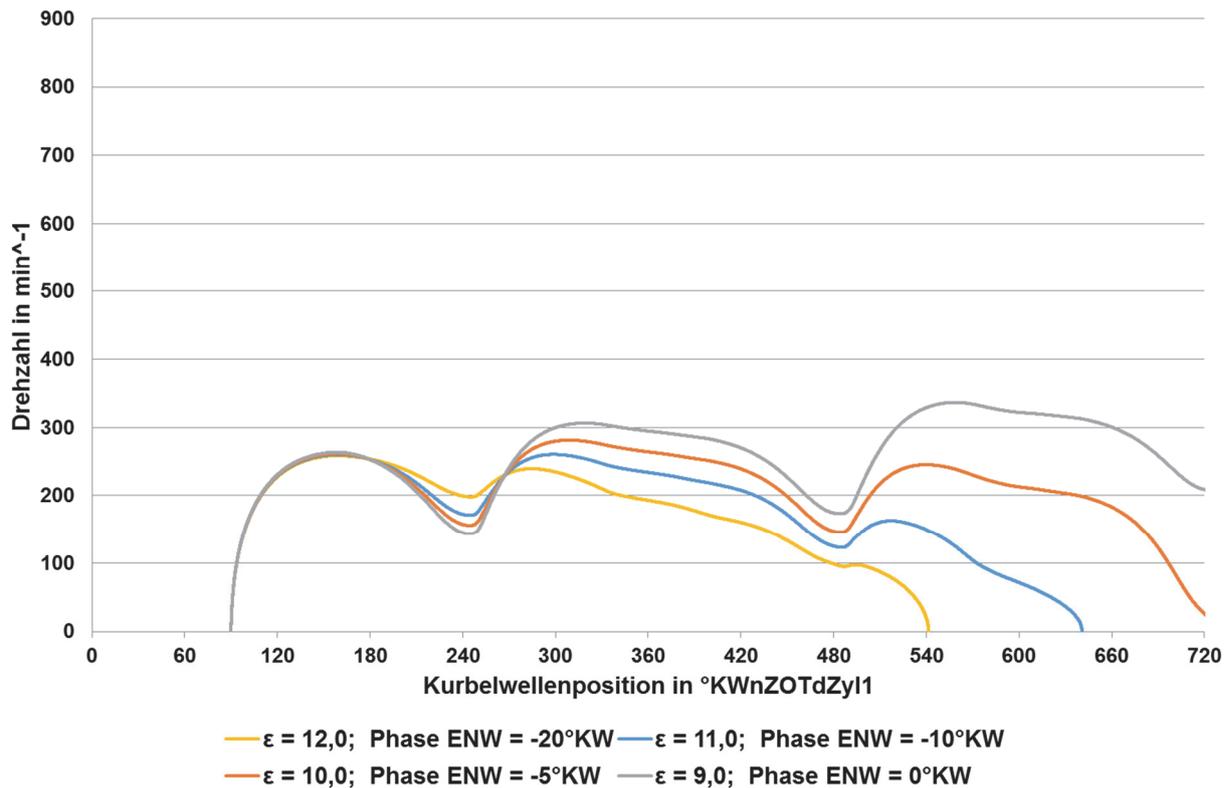


Abbildung 6.21: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ) und der Phase der Einlassnockenwelle; Auslassnockenwelle: Startphase von  $-40^\circ\text{KW}$  und Rückstellung der Phase auf  $50^\circ\text{KW}$  ab  $170^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$ ;  $60^\circ\text{KW}$  verschränkte Einlassnockenwelle; Verstellgeschwindigkeit =  $700^\circ\text{KW/s}$ ; Kühlmitteltemperatur =  $30^\circ\text{C}$

### 6.3.2.3 Unterdrücken des Ladungswechsels

Eine Möglichkeit den konventionellen Direktstart bei großen Verdichtungsverhältnissen und Zündabständen zu realisieren, ist das zusätzliche Einbringen von Energie zwischen der ersten und zweiten, „regulären“ Verbrennung. Dafür werden die Ladungswechselventile des sich im Kurbelstern folgenden und im Ladungswechsel befindenden Zylinders geschlossen gehalten und eine Verbrennung eingeleitet.

Um das Geschlossen Halten oder Schließen der Ventile während des eigentlichen Ladungswechsels am Motor darstellen zu können, sind Einrichtungen für die Ventil- bzw. Zylinderabschaltung, wie in [102] angeführt, erforderlich. Nockenwellenlose Ventilsteuerungen, wie zum Beispiel in [103] beschrieben oder beispielsweise eine in [104] dargestellte vollvariable Ventilsteuerung, würden hierfür das größte Potenzial bieten.

Bleiben die Ventile während des gesamten Ladungswechsels geschlossen und wird damit der Zylinder „abgeschaltet“, so ist es möglich, bei der Vorwärtsdrehbewegung in diesen Zylinder Erdgas einzublasen, das CNG-Luft-Gemisch zu verdichten, nach dem Überschreiten des oberen Totpunkts zu entzünden und dadurch einen zusätzlichen Energieeintrag zu erhalten.

In [Abbildung 6.22](#) ist diese Methode anhand eines simulierten Startversuchs dargestellt. Der „abgeschaltete“ Zylinder, in welchem die soeben beschriebene Verbrennung stattfindet, ist in diesem Fall der Zylinder 2.

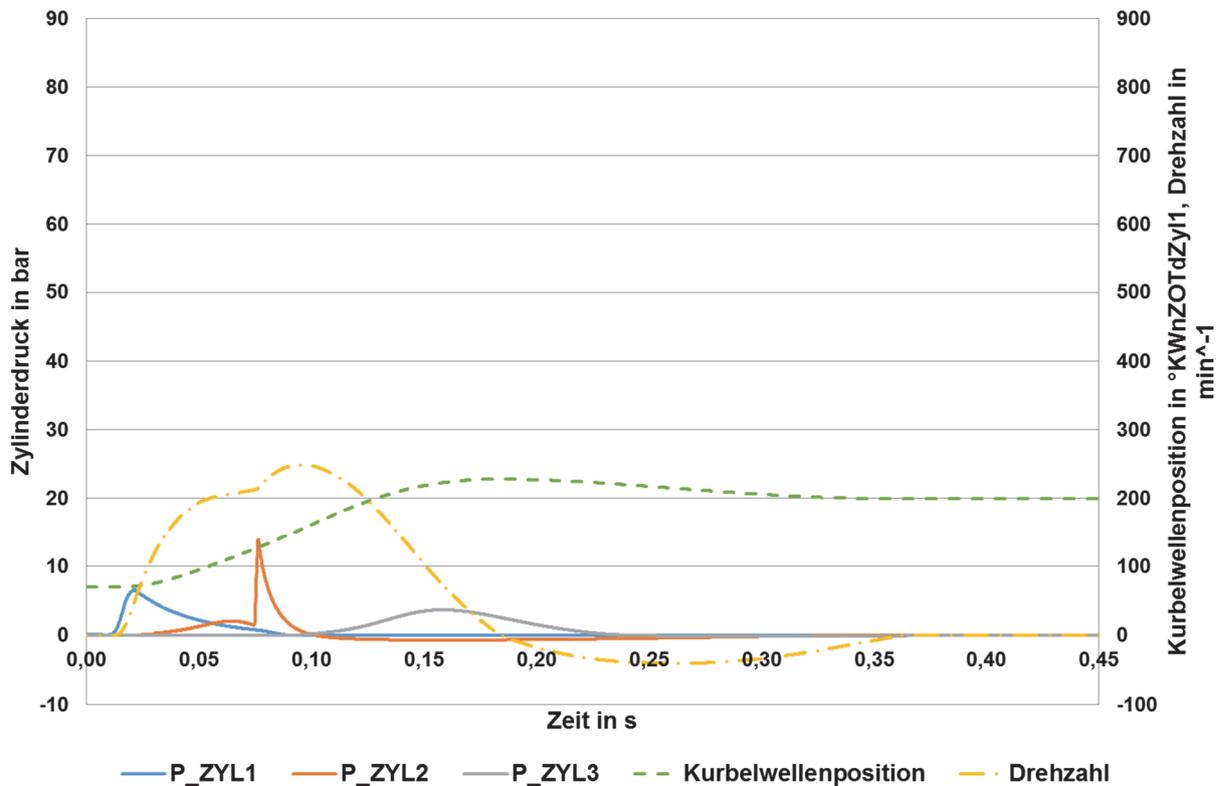


Abbildung 6.22: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Konventioneller Direktstart: Zylinderabschaltung; 60°KW verschränkte Einlassnockenwelle; Startwinkel = 70°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Um die zu verdichtende Luftmasse und damit die einzubringende Energie über die Gasmasse im abgeschalteten Zylinder möglichst groß zu gestalten, muss der Startwinkel möglichst weit vor dem oberen Totpunkt dieses Zylinders gewählt werden. Dieser Umstand bedingt aber eine kleiner werdende Füllung des Zylinders, indem die erste Verbrennung stattfindet. Da, wie in [Abbildung 6.22](#) zu sehen ist, der Zugewinn der Startenergie nur sehr gering ist und damit der Motor den oberen Totpunkt des Zylinders 3, indem sich normalerweise die zweite Verbrennung ereignet, trotz eines geometrischen Verdichtungsverhältnisses von 12,0 und dem Einsatz der 60°KW verschränkten Einlassnockenwelle nicht überwinden kann, ist dieses Startverfahren nicht zielführend.

Eine weitere Art den folgenden, sich ursprünglich im Ladungswechsel befindenden, Zylinder für den Hochlauf zu nutzen, ist das frühzeitige Beenden dessen Ladungswechsels und das Einleiten einer Verbrennung. Ein Startversuch mit diesem „unterdrückten Ladungswechsel“ auf Zylinder 2 wird in [Abbildung 6.23](#) gezeigt. Dabei läuft der Gasaustausch unverändert ab und wird, nachdem genügend Frischladung über die Einlassventile angesaugt wurde, abgebrochen. Unmittelbar darauffolgend oder bereits während des

Ansaugvorgangs wird CNG eingeblasen und nach einer kurzen Durchmischungsphase gezündet. Infolgedessen steht mehr Energie für die Überwindung des oberen Totpunkts des Zylinders, in welchem regulär die zweite Verbrennung stattfinden würde (Zylinder 3 in Abbildung 6.23), zur Verfügung. Der Verbrennungsdruck beschleunigt die Kurbelwelle weiter und muss ein so hohes Drehzahlniveau generieren, dass die nächsten beiden oberen Totpunkte überschritten werden können. Grund hierfür sind die im Brennraum des unmittelbar folgenden Zylinders befindlichen Abgase, welche keine Verbrennung zulassen. Wie in Abbildung 6.23 zu sehen ist, wird in dem Zylinder, in welchem die zusätzliche Verbrennung stattfindet, die Ladungswechselunterdrückung ab dem Überschreiten des unteren Totpunkts beendet. Damit wird erreicht, dass der Überdruck aus der Verbrennung abgebaut und damit der Druck infolge der Verdichtung der Verbrennungsgase abgesenkt wird. Das hat zur Folge, dass kleine Mengen an Abgasen wie beim erweiterten Direktstart in die Einlasskanäle geschoben werden. Der Einfluss der Abgase auf den Hochlauf ist aber nur von untergeordneter Bedeutung, da die nächste Verbrennung in diesem Zylinder erst bei hohen Drehzahlen stattfindet.

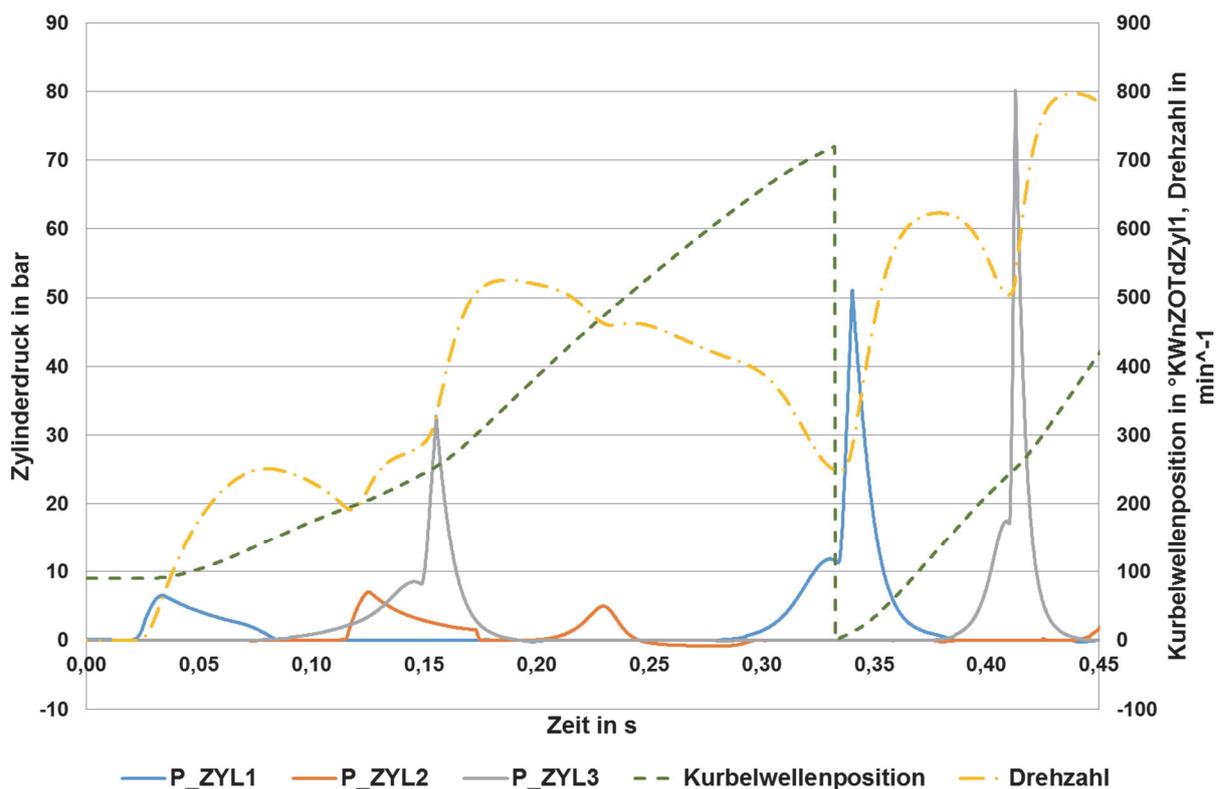


Abbildung 6.23: Zylinderdruck, Kurbelwellenposition und Drehzahl über der Zeit; Konventioneller Direktstart: Unterdrücken eines Ladungswechsels; 45°KW verschränkte Einlassnockenwelle; Startwinkel = 90°KWnZOTdZyl1; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Durch den zusätzlichen Energieeintrag zwischen den ersten beiden regulären Verbrennungen zeigt die Motorprozessrechnung eine signifikant gesteigerte Startbarkeit des Ver-

suchsträgers beim Einsatz des konventionellen Direktstarts. Wie an den Drehzahlverläufen in [Abbildung 6.24](#) deutlich zu erkennen ist, kann aber trotz dieser Maßnahme der Motor in der Ausgangskonfiguration, mit einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6 und der originalen Einlassnockenwelle, nicht gestartet werden. Infolge einer Absenkung der Verdichtungsarbeit durch die 45°KW verschränkte Einlassnockenwelle oder einem vergrößerten Kompressionsvolumen ( $\epsilon = 12,0$ ) ist der Start möglich.

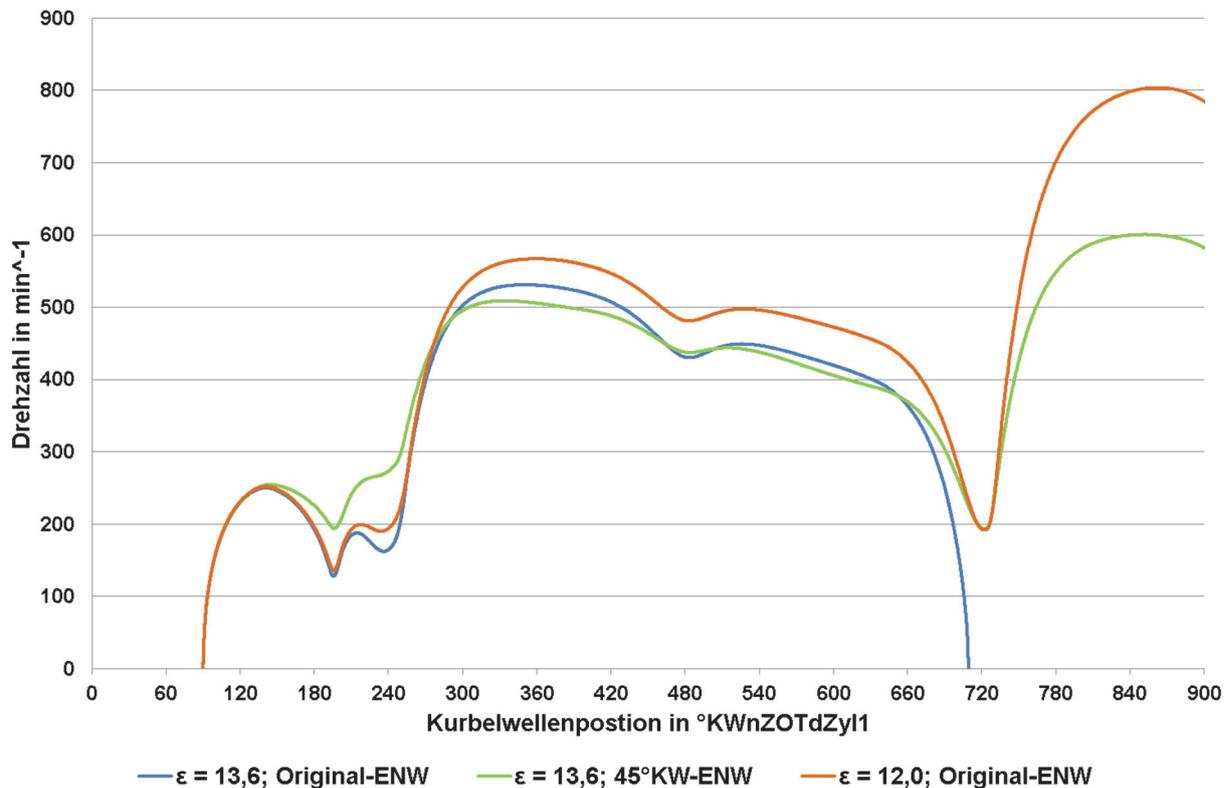


Abbildung 6.24: Drehzahl über der Kurbelwellenposition (ohne Rücklauf); Konventioneller Direktstart: Unterdrücken eines Ladungswechsels; Variation des geometrischen Verdichtungsverhältnisses ( $\epsilon$ ) und der Einlassnockenwelle; Startwinkel = 90°KWnZOTdZyl1; Kühlmitteltemperatur = 30°C

Die Variation der Kühlmitteltemperatur und des Startwinkels zeigt auf, unter welchen Bedingungen der konventionelle Direktstart, mit der teilweisen Unterdrückung des Ladungswechsels in einem Zylinder, erfolgreich ist. Das Startwinkel- / Temperaturkennfeld für das geometrische Verdichtungsverhältnis von 13,6 in Verbindung mit der 45°KW verschränkten Einlassnockenwelle ist in [Abbildung 6.25](#) links und mit der 60°KW verschränkten rechts gezeigt. Es ist zu erkennen, dass der Start nur bis zu einer Kühlmitteltemperatur von 50°C bzw. 60°C erfolgreich und daher bei betriebswarmem Motor nicht einsetzbar ist.

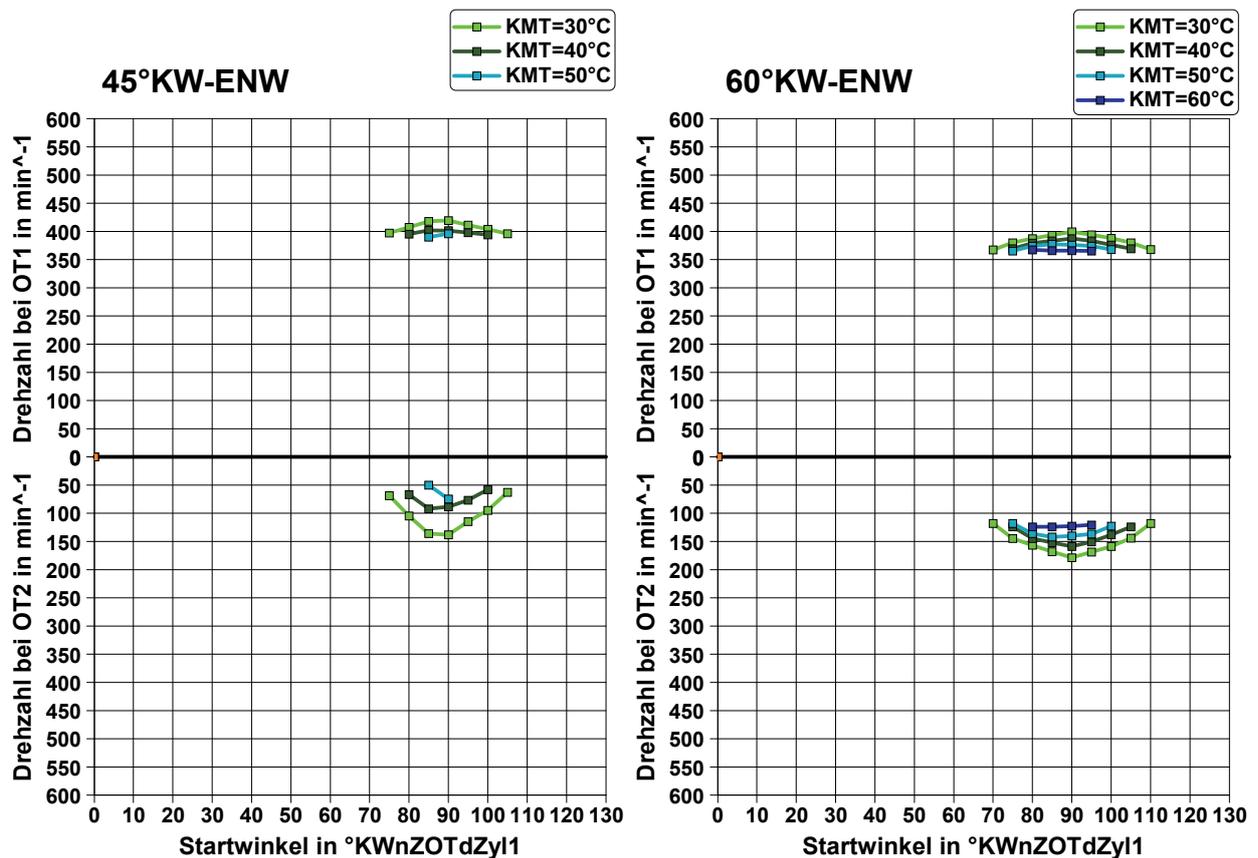


Abbildung 6.25: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart: Ladungswechsel des Zylinders 2 teilweise unterdrückt; Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; verschiedene Einlassnockenwellen:  $45^{\circ}\text{KW}$  verschränkt (links),  $60^{\circ}\text{KW}$  verschränkt (rechts); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Durch das Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,0 verbessert sich die Startbarkeit signifikant. Wie in [Abbildung 6.26](#) gezeigt, ist in Kombination mit der originalen Einlassnockenwelle (links oben) der Start nur in einem sehr kleinen Winkelbereich und bis zu einer Kühlmitteltemperatur von  $40^{\circ}\text{C}$  möglich. Durch den Einsatz der  $45^{\circ}\text{KW}$  (rechts oben) oder  $60^{\circ}\text{KW}$  (links unten) verschränkten Einlassnockenwellen ist der Hochlauf auch noch bei einer Betriebs-Kühlmitteltemperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  problemlos möglich. Bei der  $60^{\circ}\text{KW}$  verschränkten Nockenwelle ergibt sich zudem ein größerer Startwinkelbereich.

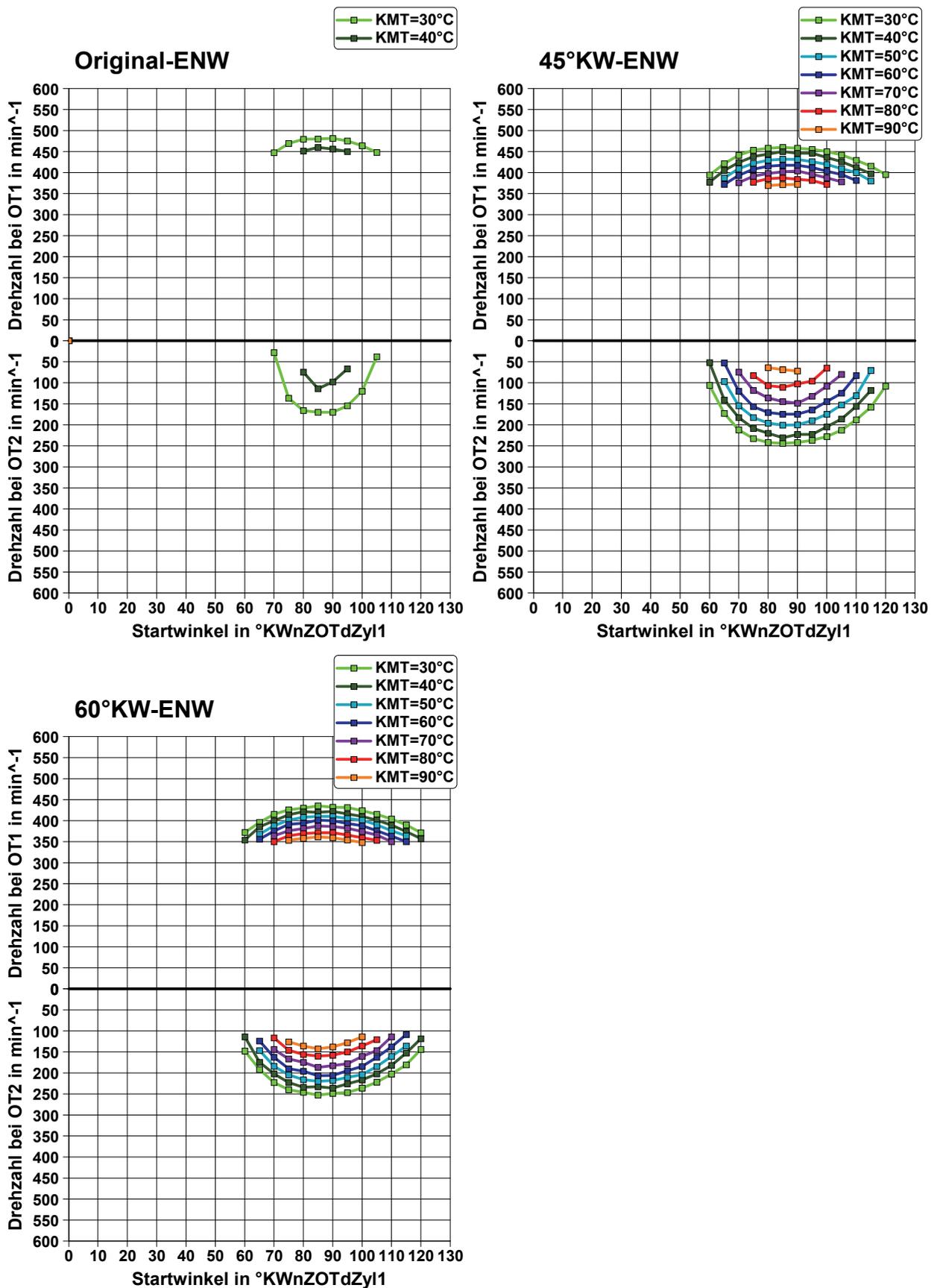


Abbildung 6.26: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart: Ladungswechsel des Zylinders 2 teilweise unterdrückt; Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Einlassnockenwellen: original (links oben), 45°KW verschränkt (rechts oben), 60°KW verschränkt (links unten); Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 12,0

Das, in diesem Kapitel gezeigte, Unterdrücken des Ladungswechsels erfolgt durch Beeinflussen der Ventil-Steuerzeiten von ausschließlich dem Zylinder, in welchem die zusätzliche Verbrennung stattfindet. Der Grund hierfür ist, dass bei der Phasenverstellung aller Einlassventile, die Verdichtung des Zylinders, in welchem die dritte Verbrennung stattfindet (beispielsweise Zylinder 3 in [Abbildung 6.23](#)), ab dem unteren Totpunkt erfolgt und damit das effektive Verdichtungsverhältnis angehoben wird. Dies würde dazu führen, dass das Überwinden des oberen Totpunkts nicht mehr möglich wäre.

Da ein zylinderselektives Verstellen der Einlass-Ventilsteuerzeiten erforderlich ist, lässt sich das teilweise Unterdrücken des Ladungswechsels ausschließlich durch vollvariable Ventilsteuerungen realisieren. Soll diese Funktion bei Motoren mitnockenwellengesteuerten Einlassventilen in Kombination mit elektrischen Phasenstellern umgesetzt werden, so ist dies nur mit geringeren geometrischen Verdichtungsverhältnissen, bei welchen trotz der Verdichtung ab dem unteren Totpunkt der obere Totpunkt überwunden werden kann, möglich.

#### 6.3.2.4 Lufteinblasung

Da die erforderliche Luftmasse bei den Direktstart-Untersuchungen mit Lufteinblasung in den Brennraum der ersten Verbrennung nicht genau ermittelt werden konnte, soll diese, wie in [Abbildung 6.27](#) und [Abbildung 6.28](#) dargestellt, mittels der Motorprozesssimulation für den konventionellen Direktstart bestimmt werden. Um die Luftmasse zu ermitteln, ab welcher der Start erfolgreich ist, wurde diese in 10mg-Schritten erhöht. Durch die Variation der Luftmasse wird der Einfluss der Ladungserhöhung auf das Startwinkelfenster bei verschiedenen Kühlmitteltemperaturen und die zugehörigen Drehzahlen bei den ersten beiden oberen Totpunkten analysiert. Es ist zu erkennen, dass die Kühlmitteltemperatur auf die Drehzahl am ersten oberen Totpunkt nur wenig Einfluss hat. Am zweiten oberen Totpunkt ist der Temperatureinfluss etwas größer, nimmt aber mit zunehmender Ladungserhöhung ab.

Eine eingeblasene Luftmasse von 150mg, stellt, wie das Bild in [Abbildung 6.27](#) links oben zeigt, die untere Grenze dar, bei welcher noch ein Hochlauf erfolgt. Der Start ist bei betriebswarmem Motor bei Startwinkeln von 50 bis 70°KWnZOTdZyl1 möglich und benötigt bis zum Erreichen einer Drehzahl von 700min<sup>-1</sup> zwischen 370 und 380ms.

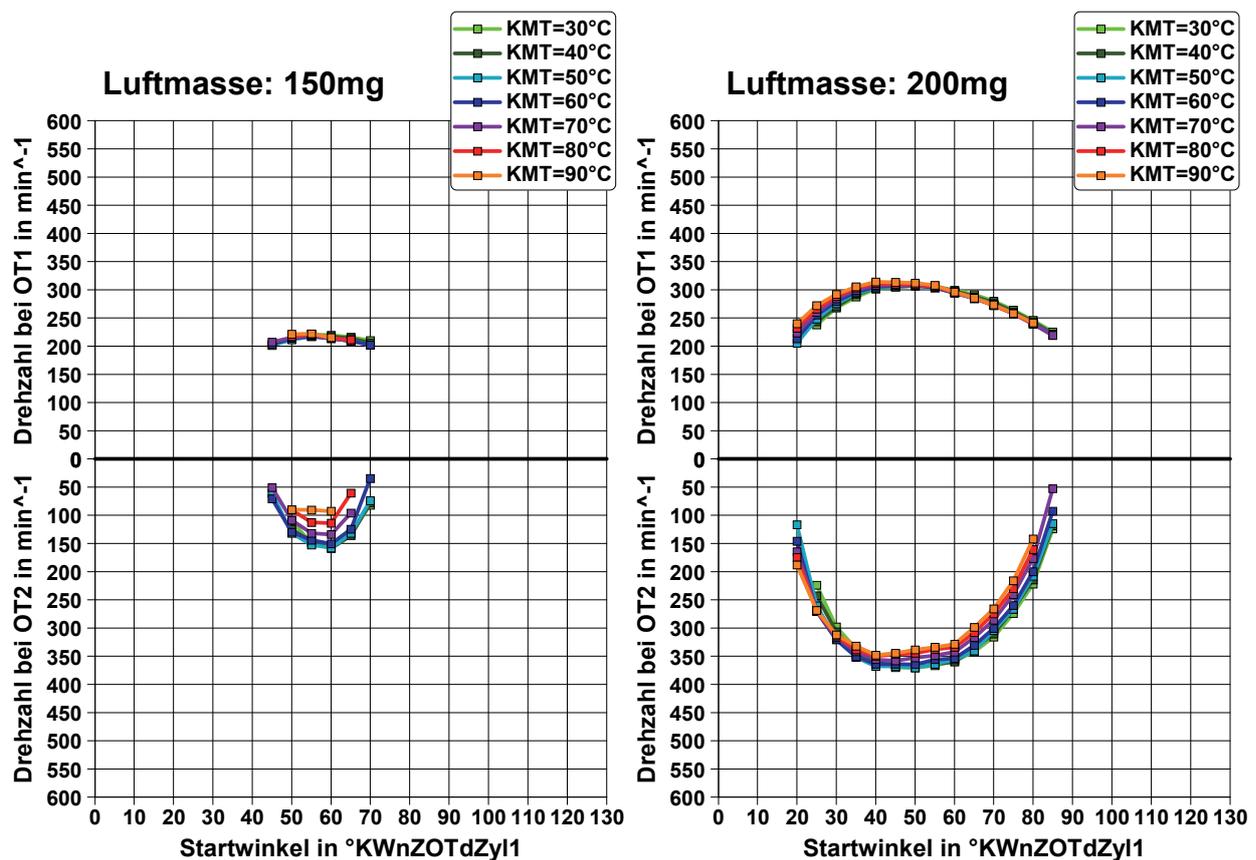


Abbildung 6.27: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1: Eingeblassene Luftmasse: 150mg (links) und 200mg (rechts); Variation der Kühltitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Durch das Steigern der Luftmasse auf 250mg bzw. 300mg ergeben sich die in Abbildung 6.28 dargestellten Startwinkelbereiche. Es zeigt sich, dass die gesteigerten Luftmassen jeweils eine weitere Vergrößerung des Startwinkelbereichs bewirken, wobei für den betriebswarmen Motor das Maximum bereits bei 250mg (linkes Bild) erreicht ist und ab dieser Luftmasse nur noch die Drehzahlen sowohl am ersten als auch zweiten oberen Totpunkt ansteigen. Die Hochlaufdauern können bei einer Kühltitteltemperatur von 90°C und einem Startwinkel von 45°KWnZOTdZyl1 durch das Einblasen von 250mg Luft bis auf 220ms und bei 300mg auf bis zu 210ms abgesenkt werden. Die Luftmasse und infolgedessen die Energie der ersten Verbrennung werden in diesem Punkt durch die Lufteinblasung auf das Vier- bzw. Fünffache angehoben.

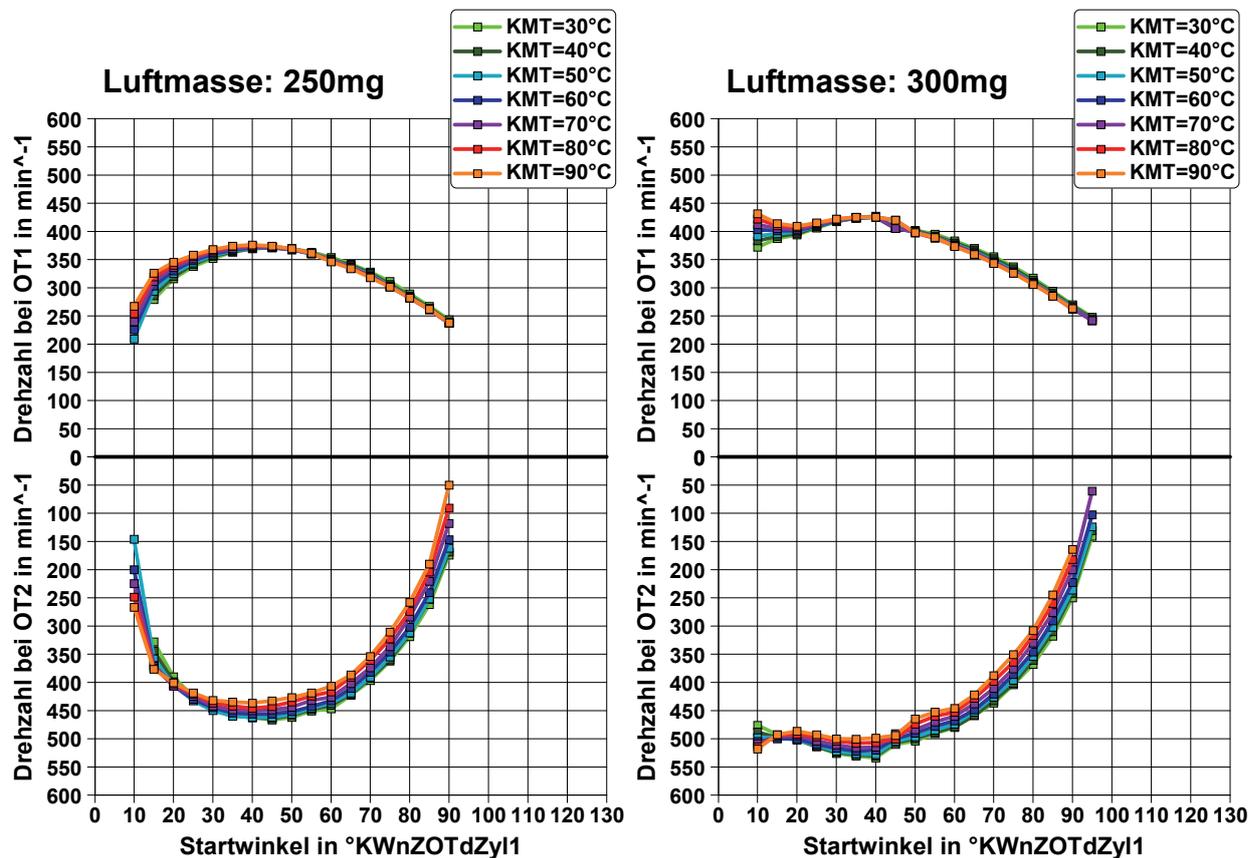


Abbildung 6.28: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart mit Luftereinblasung in den Zylinder 1: Eingeblassene Luftmasse: 250mg (links) und 300mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Wie bereits durch die Untersuchungen am Prüfstand gezeigt wurde, erfolgt bis zu einem Startwinkel von maximal  $95^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$  der Hochlauf. Dadurch ergeben sich, wie in Abbildung 5.33 gezeigt, in Richtung des unteren Totpunkts Bereiche, an welchen der Einsatz des Direktstarts nicht möglich ist. Aus diesem Grund wurde mittels der Spätverstellung der Auslassnockenwelle um  $40^{\circ}\text{KW}$  versucht, den Druckabbau der ersten Verbrennung durch die Auslassventile zu verschieben und das Startwinkelfenster in Richtung unteren Totpunkt zu erweitern. Um einen Vergleich herstellen zu können, sind in [Abbildung 6.29](#) und [Abbildung 6.30](#) die Ergebnisse für Luftmassen dargestellt, die jenen in [Abbildung 6.27](#) und [Abbildung 6.28](#) entsprechen.

Bei einer eingeblassenen Luftmasse von 150mg ([Abbildung 6.29](#), links) bewirkt die Spätverstellung der Auslassnockenwelle, dass das Startwinkelfenster bei betriebswarmem Motor sowohl in Richtung unteren als auch oberen Totpunkt um jeweils  $5^{\circ}\text{KW}$  vergrößert werden kann. Zudem verkürzt sich die Dauer des Hochlaufs um bis zu 10%. Bei einer Luftmasse von 200mg (rechtes Bild) lässt sich der Startwinkelbereich bei einer Kühlmitteltemperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  nur noch in Richtung unteren Totpunkt um  $5^{\circ}\text{KW}$  vergrößern.

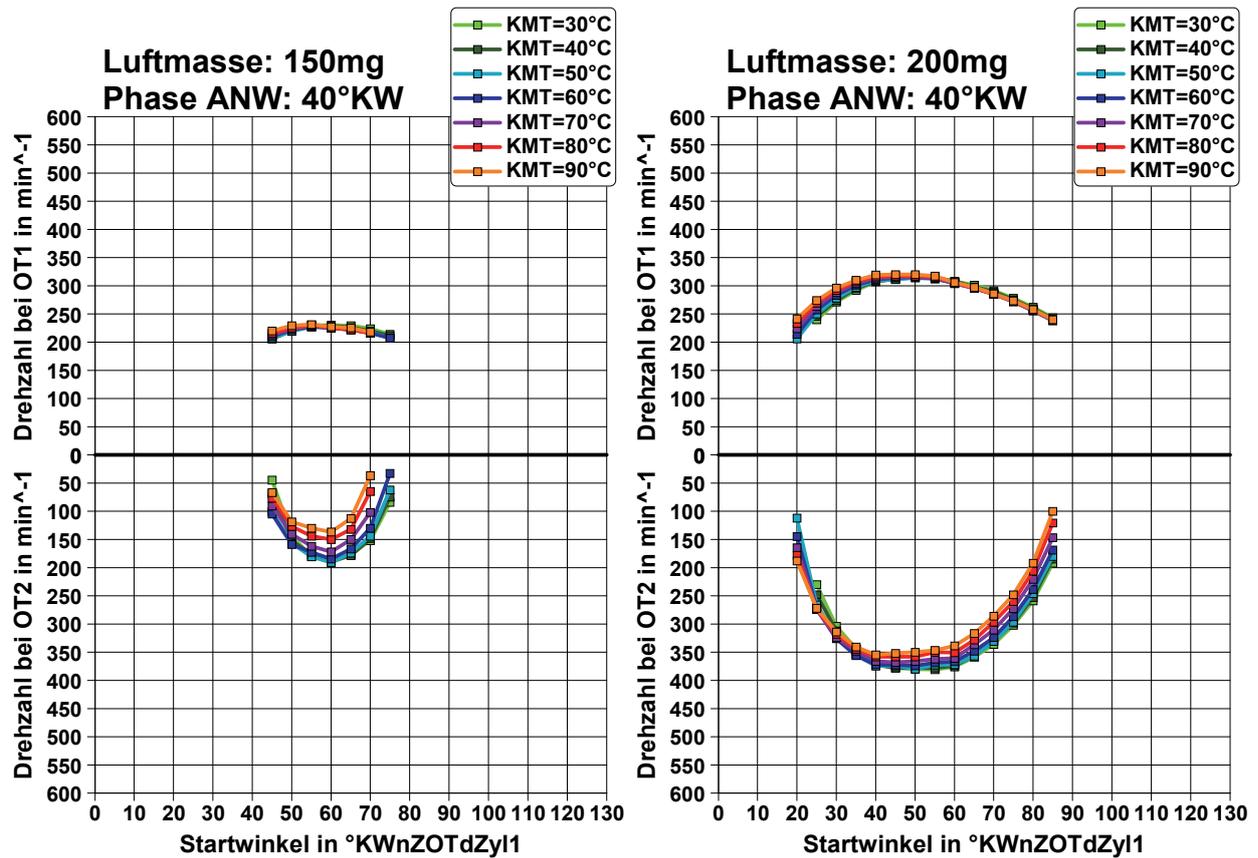


Abbildung 6.29: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1 und Phasenwinkel der Auslassnockenwelle von  $40^{\circ}\text{KW}$ ; Eingeblassene Luftmasse: 150mg (links) und 200mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Betrachtet man den Einfluss auf die Startwinkelfenster, welche sich bei Luftmassen von 250mg (Abbildung 6.30, links) und 300mg (rechts) ergeben, so ist dieser relativ gering. In beiden Fällen ist zu sehen, dass bei größeren Startwinkeln der Bereich um  $5^{\circ}\text{KW}$  vergrößert werden kann. Die Hochlaufzeiten lassen sich bei derart großen Luftmassen durch die Phasenverstellung der Auslassnockenwelle kaum mehr beeinflussen.

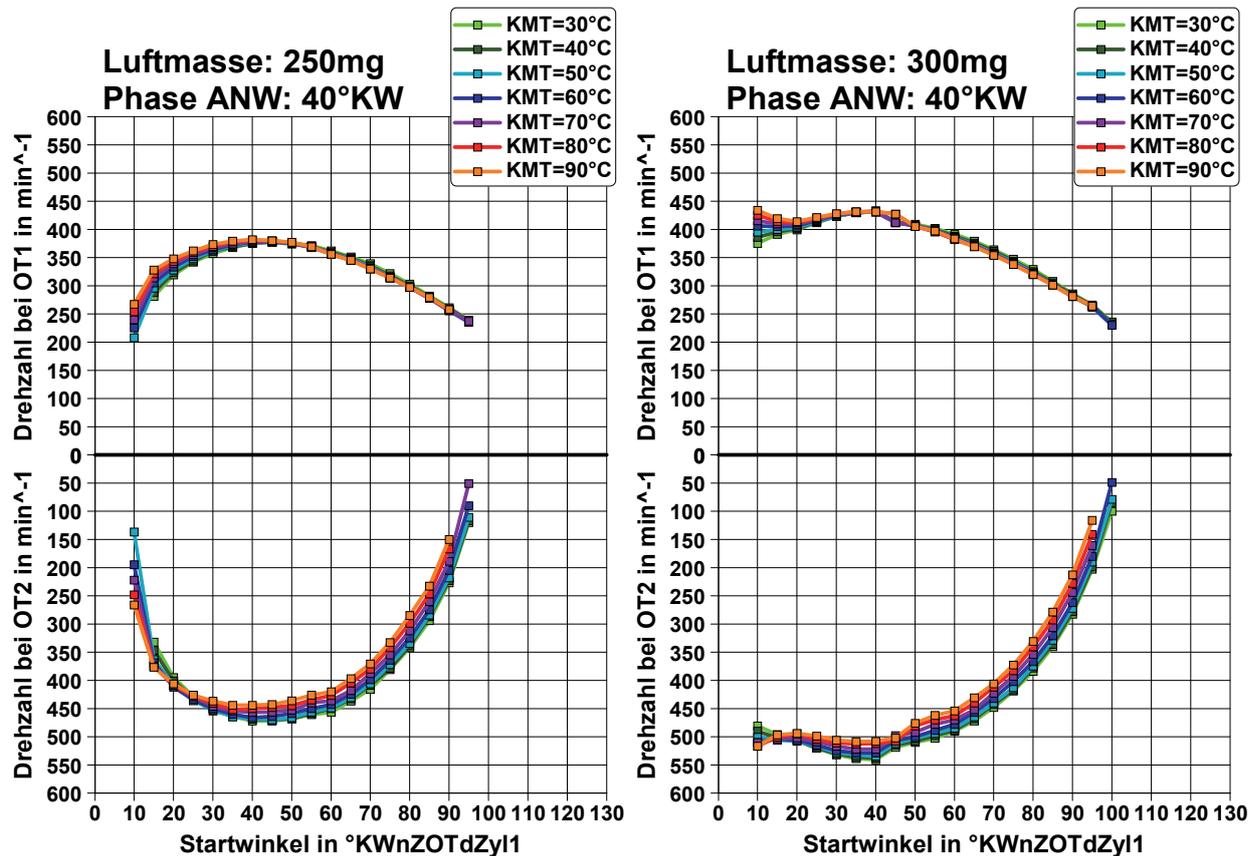


Abbildung 6.30: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1 und Phasenwinkel der Auslassnockenwelle von  $40^{\circ}\text{KW}$ ; Eingeblasene Luftmasse: 250mg (links) und 300mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Die Lufteinblasung mittels der Einblasventile nimmt eine, der Luftmasse proportionale Zeit in Anspruch. Da während dessen keine Verbrennung stattfindet und die Kurbelwelle bereits in eine Drehbewegung versetzt wird, die den Winkelbereich, in welchem der Verbrennungsdruck ein Drehmoment erzeugen kann, verkleinert, soll dieser Zeitraum verkürzt werden. Weil diesbezüglich der Ventildurchfluss der bestimmende Faktor ist, soll das Potenzial von Einblasventilen mit größeren Massenströmen aufgezeigt werden. Dazu wurde, wie in [Abbildung 6.31](#) dargestellt, eine Variation der Ventildurchflussrate bei einer Luftmasse von 300mg für den betriebswarmen Motor durchgeführt.

Das linke Bild zeigt das Startwinkelfenster bei originaler Motorkonfiguration. Bereits eine Steigerung des Massenstroms um 33% bewirkt eine Erweiterung des Startwinkelbereichs um  $5^{\circ}\text{KW}$  und ein weiteres Anheben um diesen Wert eine nochmalige Vergrößerung des Fensters um  $5^{\circ}\text{KW}$ . Ab diesem Ventildurchsatz ist keine weitere Verbesserung erzielbar. Im rechten Bild ist die Variation des Ventildurchflusses für eine Phasenverstellung der Auslassnockenwelle von  $40^{\circ}\text{KW}$  in Richtung spät dargestellt. Es zeigt sich, dass die Startwinkelbereiche bezüglich des unteren Totpunkts um  $5^{\circ}\text{KW}$  erweitert sind, wobei die Grenze von  $105^{\circ}\text{KW}$  erst ab einem Ventildurchsatz von 233% des ursprünglichen Werts erreicht wird.

Das schnellere Einblasen der Luftmasse wirkt sich auf zwei Arten positiv auf den konventionellen Direktstart aus. Zum einen erzeugt, wie oben bereits erwähnt, der Verbrennungsdruck länger ein Moment auf der Kurbelwelle und zum anderen geht während des Einblasens weniger Luftmasse über das Blowby verloren, wodurch ein größerer Energieeintrag der ersten Verbrennung erzielt wird. Infolgedessen ergeben sich mit zunehmenden Luftmassenströmen höhere Drehzahlen an den ersten beiden oberen Totpunkten und die Drehzahlschwelle von  $700\text{min}^{-1}$  wird bereits vor dem zweiten oberen Totpunkt überschritten. Dadurch können Hochlaufdauern von unter 150ms erreicht werden.

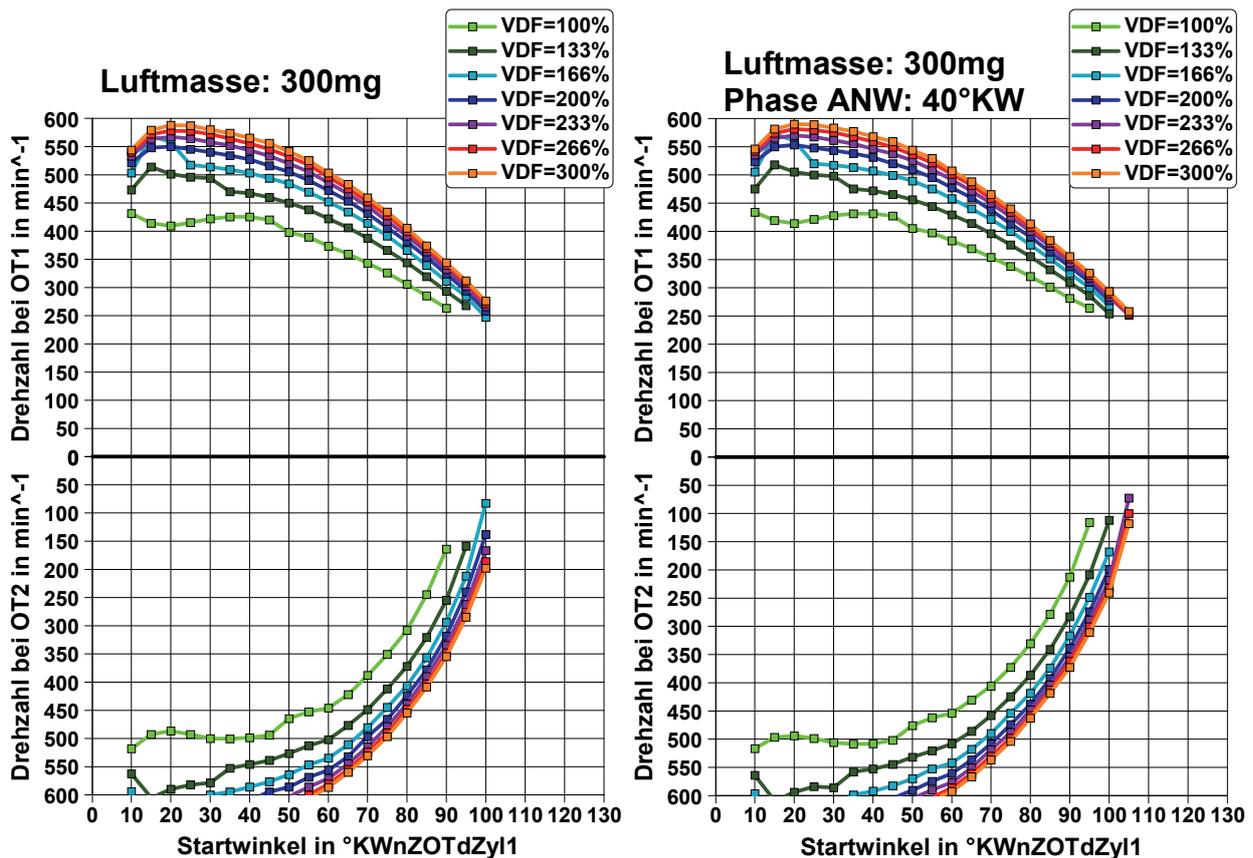


Abbildung 6.31: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Konventioneller Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 1: Eingeblassene Luftmasse:  $300\text{mg}$ ; Phasenwinkel der Auslassnockenwelle:  $0^{\circ}\text{KW}$  (links) und  $40^{\circ}\text{KW}$  (rechts); Variation des Startwinkels und des Ventildurchflusses (VDF); Kühlmitteltemperatur =  $90^{\circ}\text{C}$ ; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

### 6.3.3 Erweiterter Direktstart

Falls nicht anders angegeben, wurde bei den folgenden Untersuchungen in der Rückwärtsdrehbewegung die Verbrennung eingeleitet, sobald die Drehzahl der Kurbelwelle unmittelbar vor der Drehrichtungsumkehr einen Wert von  $-30\text{min}^{-1}$  überschritt.

### 6.3.3.1 Phasenverstellung der Ein- und Auslassnockenwelle

Wie die in Kapitel 5.2.4 dargestellten Ergebnisse der Prüfstandsuntersuchungen zeigten, ist die Verstellgeschwindigkeit des hydraulischen Phasenstellers der Einlassnockenwelle zu gering. Es wurde dabei durch eine maximale Frühverstellung der 60°KW verschränkten Nockenwelle versucht, die Energie der ersten Verbrennung größtmöglich auszunutzen. Um zusätzlich den Verdichtungsdruck in der Vorwärtsdrehrichtung abzusenken und damit das Überwinden der oberen Totpunkte zu ermöglichen, erfolgte das Rückstellen ab dem Startsignal. Da dafür die maximale Verstellgeschwindigkeit von rund 70°KW/s nicht ausreichte, soll in diesem Kapitel das Potenzial des erweiterten Direktstarts unter Verwendung eines elektrischen Phasenstellers, welcher die Nockenwelle mit 500°KW/s verstellt, aufgezeigt werden. Für den maximalen Verstellbereich wurde, basierend auf dem hydraulischen Phasensteller des Versuchsträgers, ein Winkel von 60°KW gewählt, wobei dieser relativ zu den ursprünglichen Steuerzeiten des Versuchsträgers versetzt sein kann. Zusätzlich zur Phase der Einlassnockenwelle erfolgte während des Hochlaufs auch eine Verstellung der Auslassnockenwelle. Am Beginn der nachfolgend gezeigten Ergebnisse, für ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von 13,6, beträgt der Phasenwinkel der Auslassnockenwelle 40°KW und wird während des Hochlaufs auf -20°KW verstellt. Der Grund hierfür ist das Erzielen einer möglichst großen Füllung und das Verhindern eines frühzeitigen Druckabbaus in dem Zylinder, welcher die Drehrichtungsumkehr bewirkt und nachfolgend das Vermeiden eines Unterdrucks infolge der großen Expansion (vgl. Abbildung 5.17). Das Rückstellen der Auslassnockenwelle erfolgt nach der Expansion des Zylinders, in dem die zweite Verbrennung stattfindet.

Der Phasenwinkel der Einlassnockenwelle wird nach der Expansion des Zylinders, in dem sich die erste Verbrennung ereignet, in Richtung spät verstellt, da die Steuerzeit der Einlassventile auf die zweite Verbrennung keinen Einfluss hat und die Füllung der dritten Verbrennung bereits abgesenkt sein muss, um einen Hochlauf gewährleisten zu können.

In den folgenden Abbildungen sind die möglichen Startwinkel dargestellt, bei welchen der erweiterte Direktstart erfolgreich ist. Im linken Bild der [Abbildung 6.32](#) beträgt der Phasenwinkel der Einlassnockenwelle zu Beginn -65°KW und wird während des Hochlaufs auf -5°KW verstellt. Durch das Verschieben dieses Verstellbereichs um 5°KW in Richtung früh (rechtes Bild), vergrößert sich das Fenster der möglichen Startwinkel bei betriebswarmem Motor in Richtung oberen Totpunkt. Für den Hochlauf, bis zu einer Drehzahl von 700min<sup>-1</sup>, ergibt sich in beiden Fällen bei einer Kühlmitteltemperatur von 90°C eine Dauer von 730ms bis 780ms.

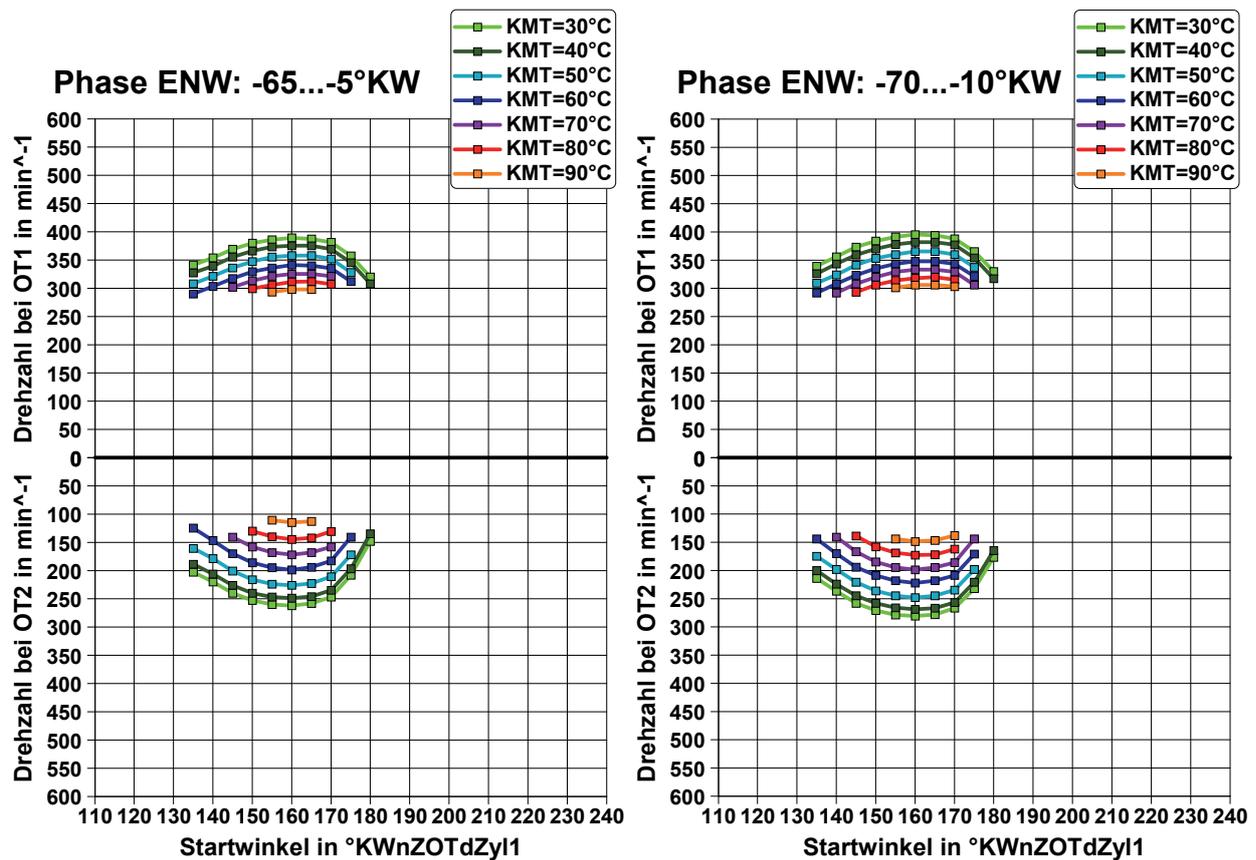


Abbildung 6.32: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart: Phasenverstellung der Auslassnockenwelle: 40 °KW bis -20°KW; Phasenverstellung der Einlassnockenwelle: -65 °KW bis -5°KW (links), -70 °KW bis -10°KW (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Durch ein weiteres Verschieben des Verstellbereichs der Einlassnockenwelle um 5°KW in Richtung früh auf -75°KW bis -15°KW, ergibt sich das im linken Bild in [Abbildung 6.33](#) gezeigte Startwinkelfenster. Bezogen auf die in [Abbildung 6.32](#) dargestellten Kurbelwellenpositionen, vergrößert sich in diesem Fall der Bereich bei hohen Kühlmitteltemperaturen bzw. betriebswarmem Motor. Zudem sind etwas höhere Drehzahlen bei den ersten beiden oberen Totpunkten zu erkennen. Das Absenken der Brennraumladung schlägt sich aber in höheren Hochlaufzeiten von 750ms bis 960ms nieder.

Das weitere Versetzen des Spätanschlags des Phasenstellers auf -20°KW bewirkt keine größeren sondern kleinere Felder an möglichen Startpositionen, wie sie im rechten Bild dargestellt sind, und zudem einen Anstieg der Hochlaufdauer auf über eine Sekunde.

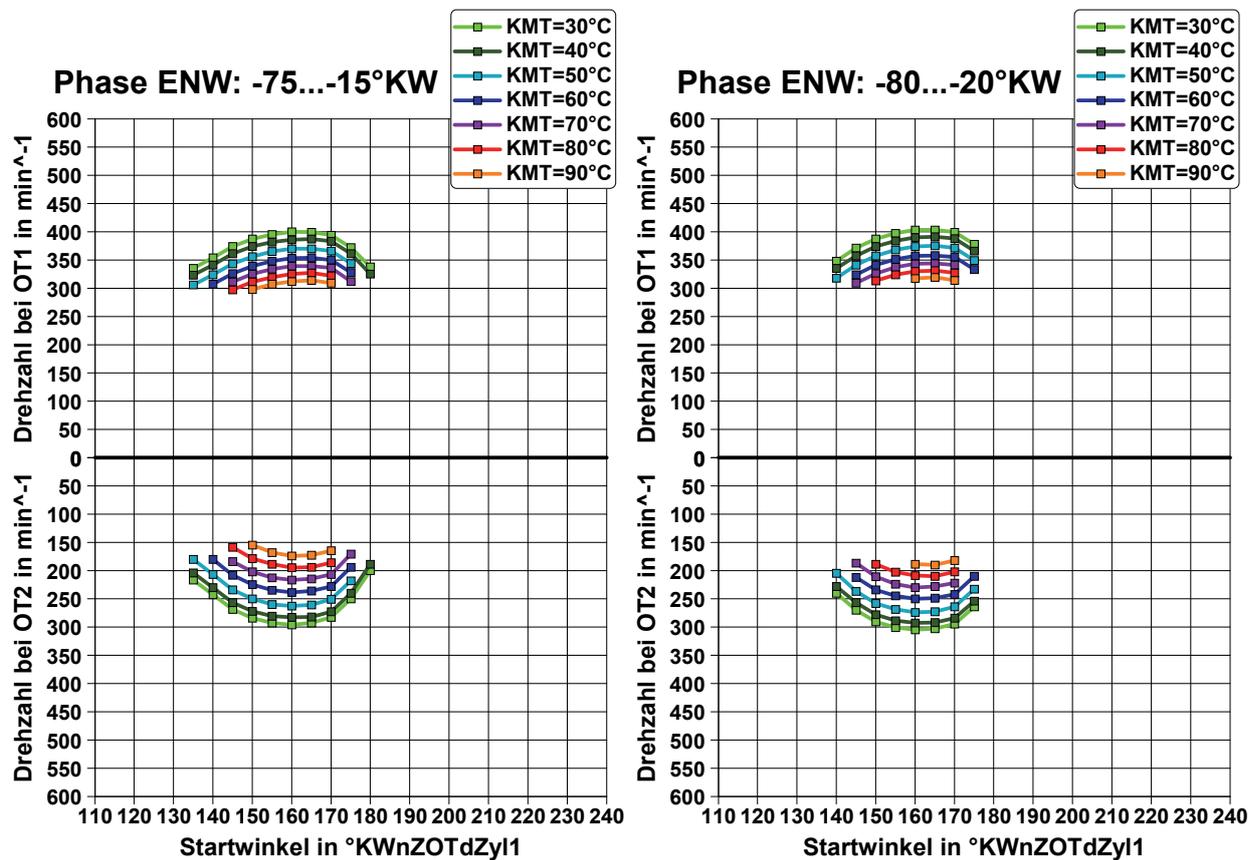


Abbildung 6.33: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart: Phasenverstellung der Auslassnockenwelle: 40 °KW bis -20°KW; Phasenverstellung der Einlassnockenwelle: -75 °KW bis -15°KW (links), -80 °KW bis -20°KW (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

### 6.3.3.2 Lufteinblasung

Wie für den konventionellen Direktstart, soll auch bezüglich des erweiterten Direktstarts mittels der Simulationsrechnung, zusätzlich zu den Prüfstandsuntersuchungen, das Potenzial der Lufteinblasung in den Brennraum, in welchem die erste Verbrennung stattfindet, aufgezeigt werden. In [Abbildung 6.34](#) sind die Startwinkelbereiche bzw. die Drehzahlen an den ersten beiden oberen Totpunkten für Luftmassen von 50mg (links) und 100mg (rechts) dargestellt. Das Ermitteln der Mindestluftmasse, ab welcher die Starts erfolgreich sind, erfolgte wie beim konventionellen Direktstart in 10mg-Schritten. Dabei zeigte sich, dass eine Luftmasse von 50mg die untere Grenze darstellt und diesbezüglich Hochläufe nur bis zu einer Kühlmitteltemperatur von 50°C und in einem sehr kleinen Startwinkelfenster möglich sind. Eine eingeblasene Luftmasse von 50mg bedeutet für den gezeigten Bereich eine Erhöhung der Zylinderladung um 40 bis 50%.

Bei einer Luftmasse von 100mg ergibt sich bereits ein deutlich größeres Feld an möglichen Startwinkeln, vor allem bei betriebswarmem Motor.

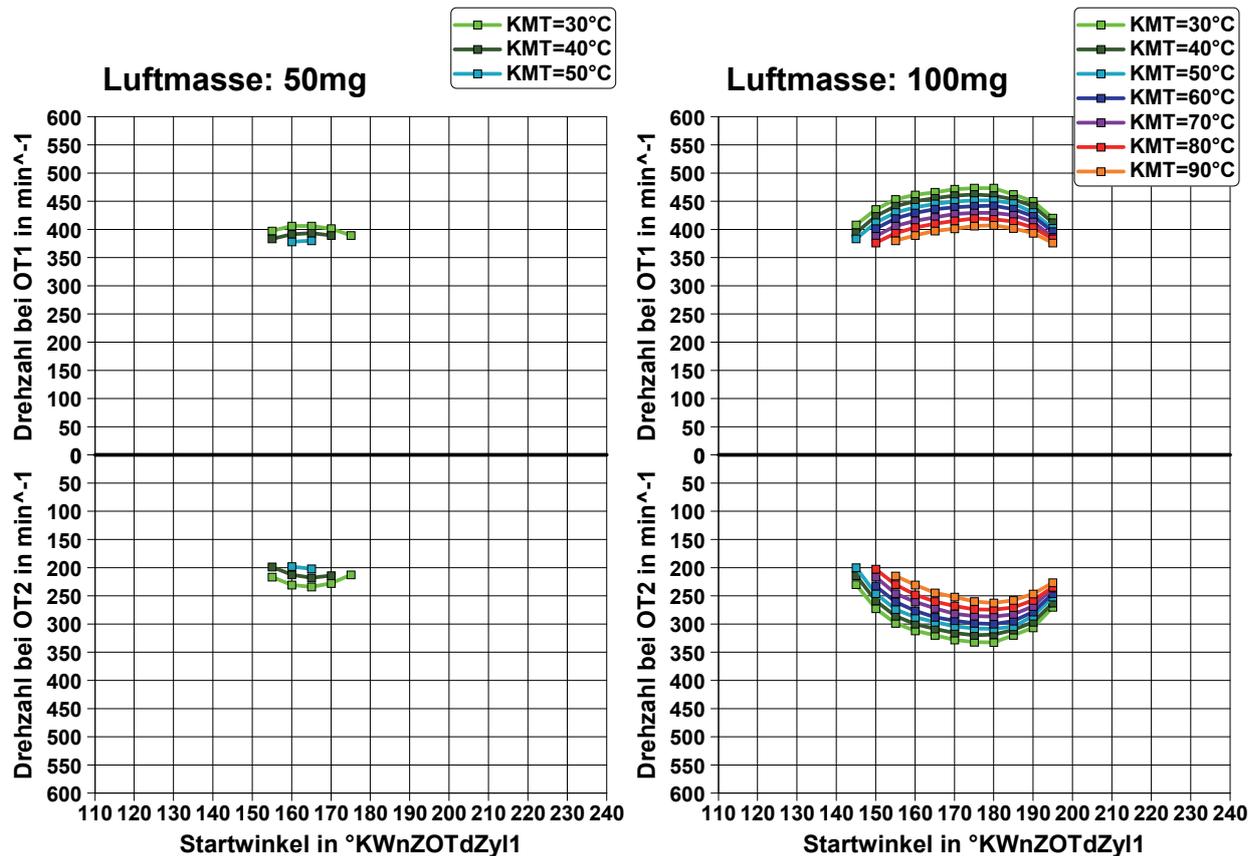


Abbildung 6.34: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Luftereinblasung in den Zylinder 3: Eingeblassene Luftmasse: 50mg (links) und 100mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

In [Abbildung 6.35](#) ist zu erkennen, dass bei höheren Luftmassen die Drehzahlen im mittleren Startwinkelbereich zwischen oberem und unterem Totpunkt wieder geringer werden. Aufgrund des höheren Energieeintrags der ersten Verbrennung treten bei der Rückwärtsdrehbewegung größere Drehzahlen auf, weshalb sich die Kurbelwelle weiter in Richtung des oberen Totpunkts und damit in einen Bereich, in welchem der Verbrennungsdruck ein geringeres Drehmoment generiert, bewegt. Eine weitere Steigerung der Brennraumfüllung führt dazu, dass der obere Totpunkt überschritten wird und keine Drehrichtungsumkehr mehr stattfinden kann. Dieser Zusammenhang ist im rechten Bild der [Abbildung 6.35](#) am Bereich zwischen  $155$  und  $210^{\circ}\text{KWnZOTdZyl1}$  zu erkennen.

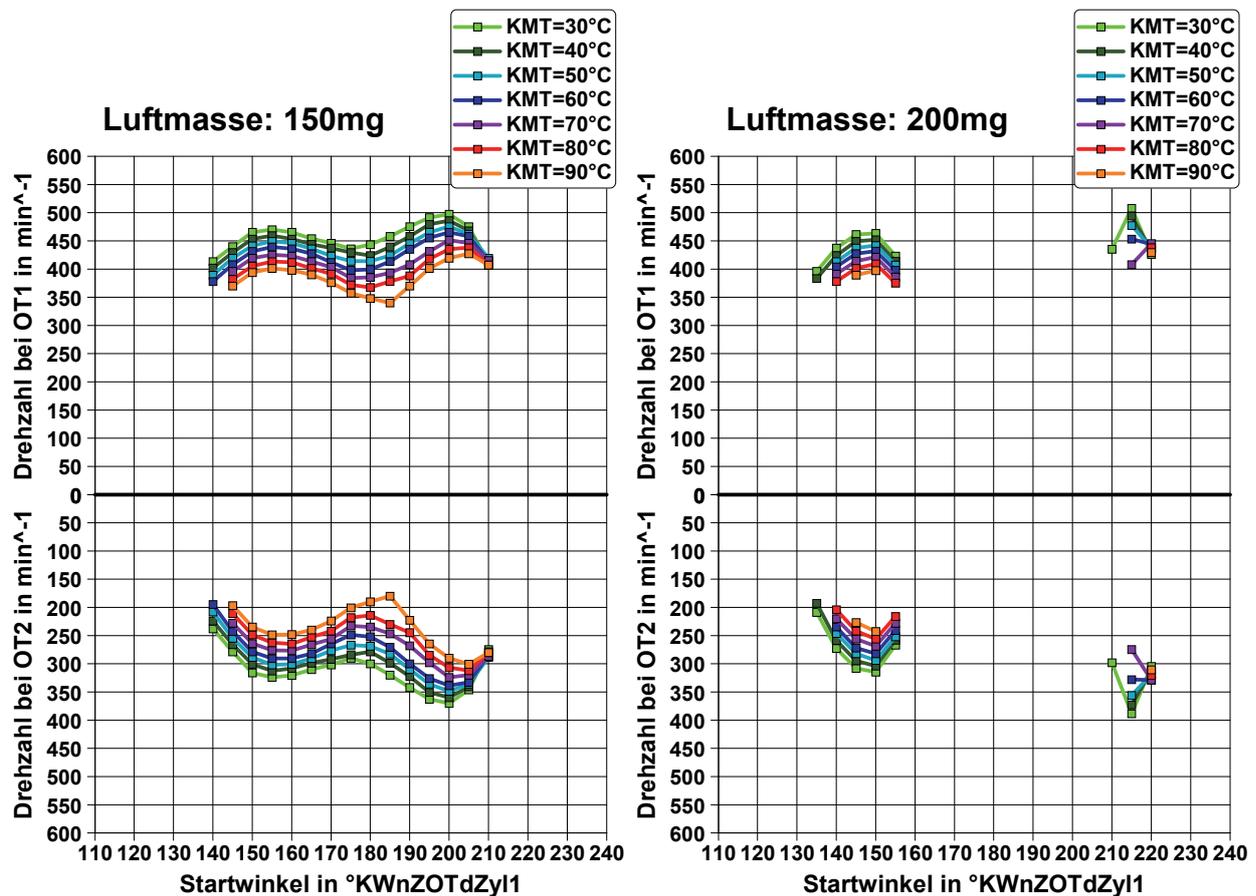


Abbildung 6.35: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufterblasung in den Zylinder 3: Eingeblassene Luftmasse: 150mg (links) und 200mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Um das Überschreiten des oberen Totpunkts und damit das Scheitern des Starts zu vermeiden, ist es möglich, die Verbrennung in der Rückwärtsbewegung früher einzuleiten. Zu diesem Zweck wurde bei einer eingeblassenen Luftmasse von 200mg versucht, das Gemisch nicht erst unmittelbar vor der Drehrichtungsumkehr zu entflammen, sondern bereits bei einer Drehzahl von  $-300\text{min}^{-1}$  (nach dem Scheitelpunkt im negativen Drehzahlverlauf). Diese Maßnahme führt dazu, dass die Drehrichtungsumkehr der Kurbelwelle deutlich früher erfolgt und sich dadurch der Bereich an Startwinkeln, an welchen der obere Totpunkt überschritten wird, verkleinert. Gleichzeitig liegen dadurch aber, wie [Abbildung 6.36](#) zeigt, die möglichen Startwinkel weiter entfernt von den Totpunkten.

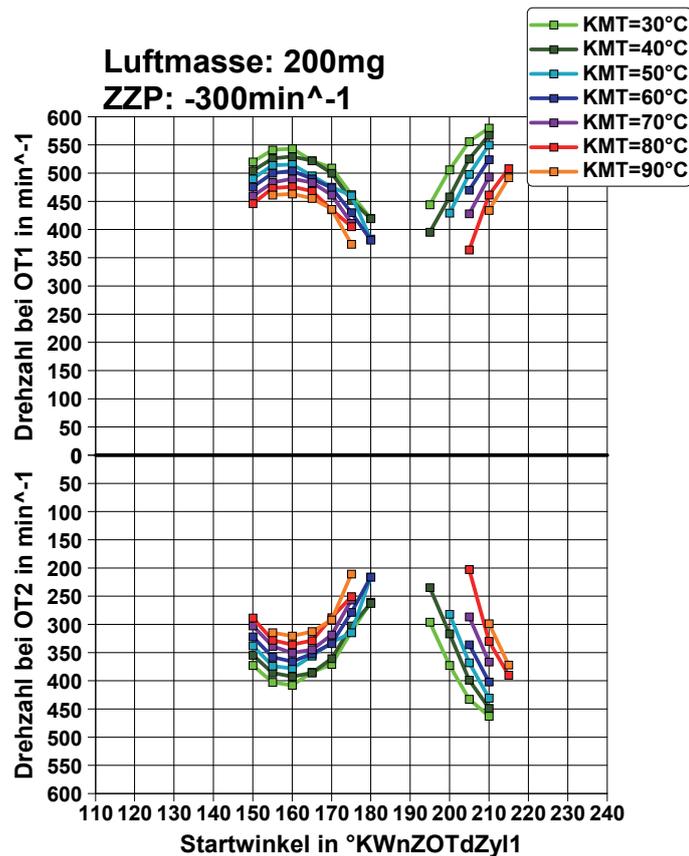


Abbildung 6.36: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Eingeblassene Luftmasse: 200mg; Zündzeitpunkt (ZZP) der zweiten Verbrennung bei  $-300\text{min}^{-1}$ ; Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Um den Bereich möglicher Startwinkel auf 225 und 230°KWnZOTdZyl1 erweitern zu können ist es nötig, die eingeblassene Luftmasse bis auf 250 bzw. 300mg zu erhöhen. Dabei muss aber, um das Überschreiten des oberen Totpunkts bei der Rückwärtsdrehbewegung zu verhindern, die Zündung auch wie oben gezeigt bei  $-300\text{min}^{-1}$  oder bereits bei  $-450\text{min}^{-1}$  erfolgen. Würde das Gemisch wie bei den kleineren Luftmassen erst bei  $-30\text{min}^{-1}$  gezündet, so wäre, wie die Simulationsrechnung zeigt, bei betriebswarmem Motor für große Startwinkel der Hochlauf nicht umsetzbar (diese Startwinkelbereiche sind zum Vergleich in Kapitel 6.4.2 dargestellt). Durch das Erhöhen der Luftmasse von 200 auf 250mg ist es möglich, wie das linke Bild in [Abbildung 6.37](#) im Vergleich zu [Abbildung 6.36](#) zeigt, den Bereich möglicher Startwinkel sowohl in Richtung des oberen als auch des unteren Totpunkts zu vergrößern. Wird die Ladung im Brennraum, in dem die erste Verbrennung stattfindet, um 300mg gesteigert (rechtes Bild), so ist der Start auch bei einem Startwinkel von 230°KWnZOTdZyl1 noch umsetzbar, jedoch nur bei warmem Motor ab einer Kühlmitteltemperatur von 60°C.

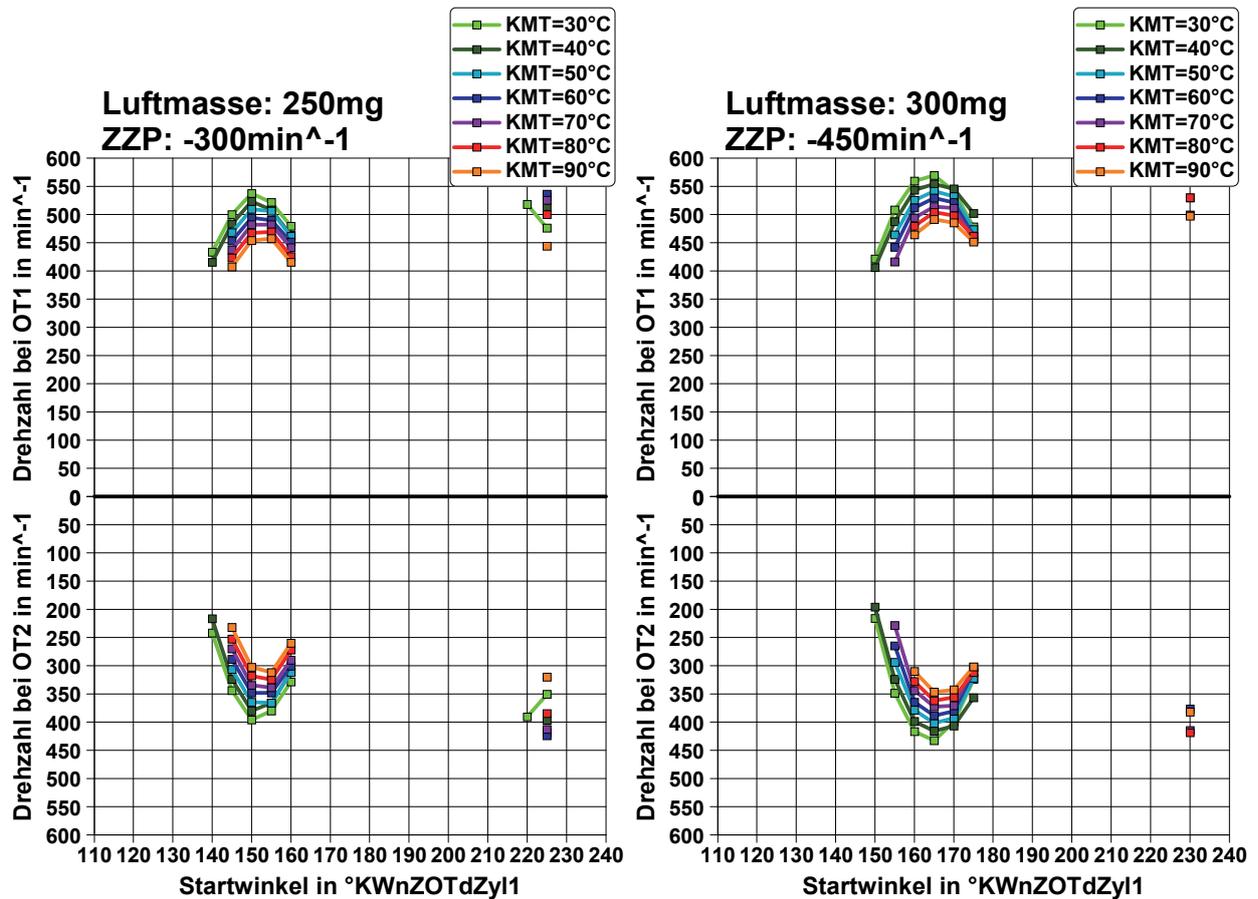


Abbildung 6.37: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Eingeblassene Luftmasse: 250mg (links) und 300mg (rechts); Zündzeitpunkt (ZPP) der zweiten Verbrennung bei  $-300\text{min}^{-1}$  (links) und  $-450\text{min}^{-1}$  (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Das dynamische Verstellen der Einlassnockenwelle, wie es bereits in Kapitel 6.3.3.1 in Verbindung mit einer Verstellung der Phase der Auslassnockenwelle für den erweiterten Direktstart ohne Ladungserhöhung dargestellt wurde, bewirkt eine Vergrößerung des Startwinkelfensters. Wie [Abbildung 6.38](#) im Vergleich zu [Abbildung 6.34](#) zeigt, kann eine Verstellung der Einlassnockenwelle von  $-60^{\circ}\text{KW}$  bis  $0^{\circ}\text{KW}$  bereits bei einer eingeblassenen Luftmasse von 50mg das Feld an möglichen Startwinkeln vergrößern und der Start bei höheren Kühlmitteltemperaturen umgesetzt werden. Infolge der längeren Aufrechterhaltung des Brennraumdrucks der ersten Verbrennung, verschiebt sich die untere Grenze der Startwinkel bei einer Luftmasse von 100mg und betriebswarmem Motor um  $20^{\circ}\text{KW}$  in Richtung unteren Totpunkt.

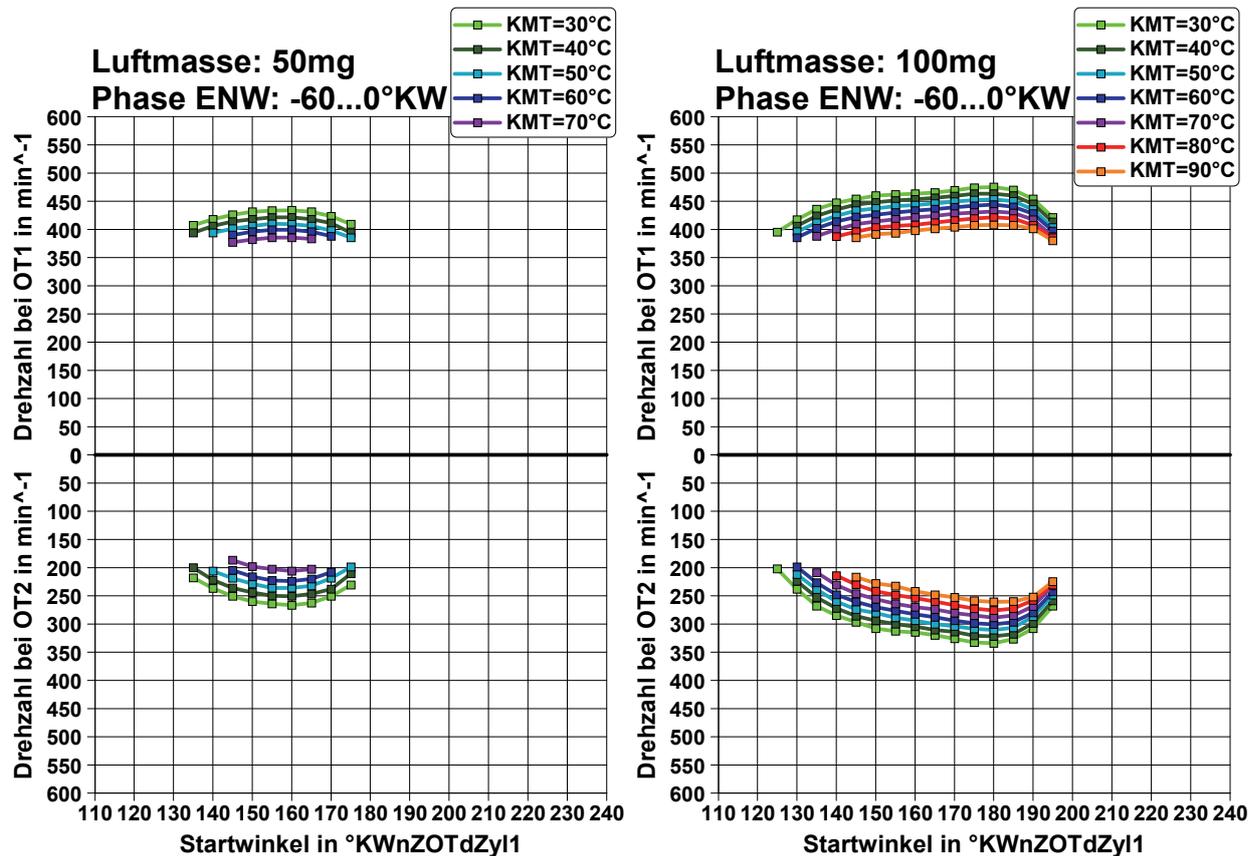


Abbildung 6.38: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Phasenverstellung der Einlassnockenwelle:  $-60^{\circ}\text{KW}$  bis  $0^{\circ}\text{KW}$ ; Eingeblassene Luftmasse: 50mg (links) und 100mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Bei einer eingeblasenen Luftmasse von 150mg stellt sich eine Verbesserung der Startbarkeit infolge der dynamischen Phasenverstellung der Einlassnockenwelle nicht mehr so deutlich dar wie bei 100mg. Der Vergleich zwischen [Abbildung 6.39](#) und [Abbildung 6.35](#) zeigt, dass die Steuerzeit der Einlassnockenwelle sowohl bei 150mg als auch bei 200mg auf die obere Grenze des Startwinkelfensters keinen Einfluss hat. Die Grenze bezüglich des unteren Totpunkts wird in beiden Fällen zu kleineren Startwinkeln verschoben, wobei der Bereich in welchem der Start erfolgreich ist, vor allem bei einer Kühlmitteltemperatur von  $90^{\circ}\text{C}$  signifikant kleiner wird. Für eine eingeblasene Luftmasse von 200mg zeigt sich bei dieser Temperatur, dass der Energieeintrag der ersten Verbrennung bei kleinen Startwinkeln zu groß ist und in der Rückwärtsdrehbewegung der obere Totpunkt überschritten wird bzw. die Energie der zweiten Verbrennung zu gering ist, um in der Vorwärtsdrehbewegung für einen erfolgreichen Hochlauf eine ausreichend hohe Drehzahl zu erzielen.

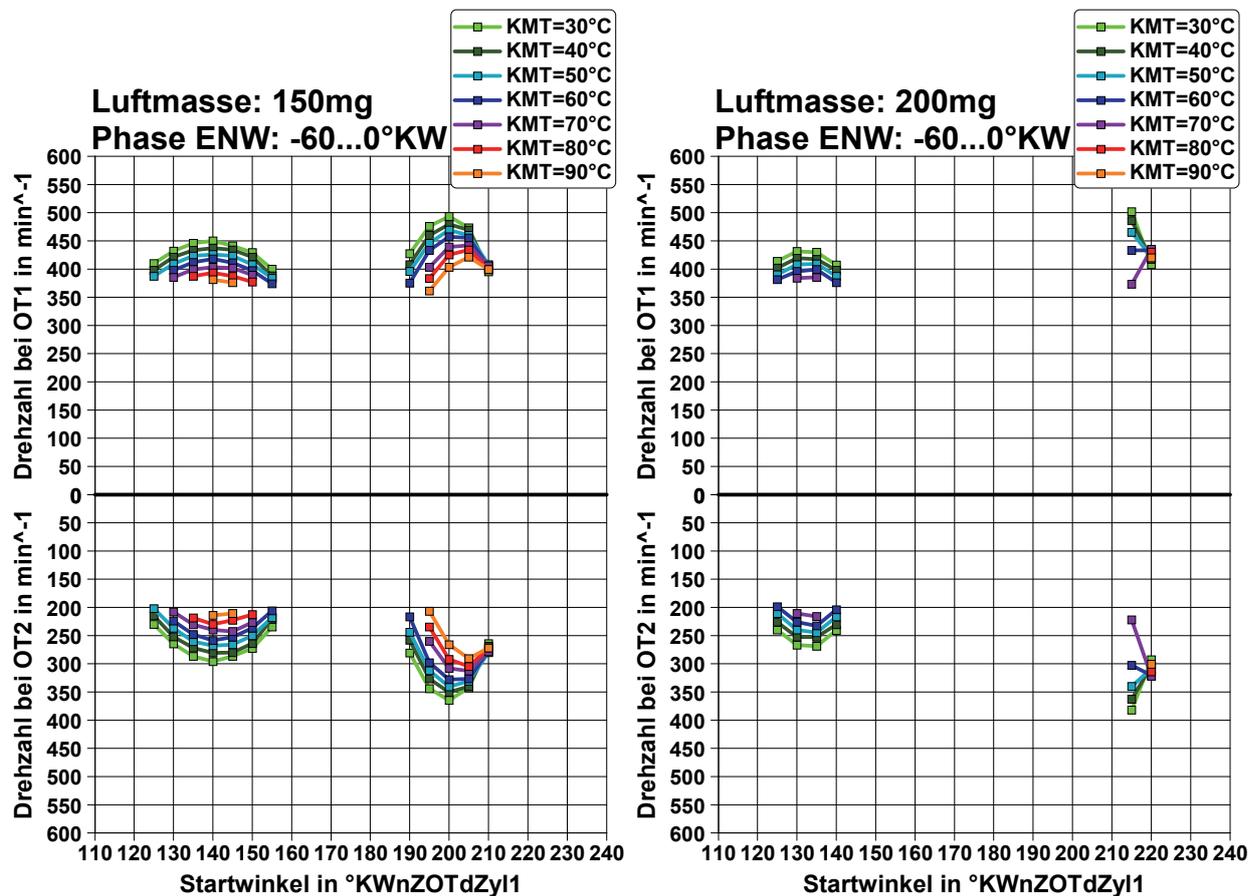


Abbildung 6.39: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Phasenverstellung der Einlassnockenwelle: -60°KW bis 0°KW; Eingeblassene Luftmasse: 150mg (links) und 200mg (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

Für eine weitere Vergrößerung des Startwinkelfensters bezüglich des oberen Totpunkts ist es notwendig, die eingeblassene Luftmasse weiter zu steigern. Es zeigt sich dabei aber, dass Luftmassen von 250 bzw. 300mg bei der Rückwärtsdrehbewegung ein Überschreiten des oberen Totpunkts bewirken. Dies geschieht vor allem bei hohen Kühlmitteltemperaturen und großen Startwinkeln (diese Startwinkelbereiche sind zum Vergleich in Kapitel 6.4.2 angeführt). Um diesem Umstand zu begegnen muss, wie es bei den Ergebnissen ohne Phasenverstellung der Einlassnockenwelle dargestellt wurde, die Zündung bereits bei  $-300\text{min}^{-1}$  oder  $-450\text{min}^{-1}$  erfolgen. Wie [Abbildung 6.40](#) zeigt, kann infolge der großen Zylinderladungen bei der ersten Verbrennung vor allem bei geringen Kühlmitteltemperaturen das Startwinkelfenster bis auf  $120^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  erweitert werden. Hinsichtlich großer Startwinkel lässt sich durch die eingeblassene Luftmassen von 250 (linkes Bild) und 300mg (rechtes Bild) das Startwinkelfenster bis auf  $225^\circ$  bzw.  $230^\circ\text{KWnZOTdZyl1}$  erweitern. Letzteres aber nur bei warmem Motor ab einer Kühlmitteltemperatur von  $50^\circ\text{C}$ .

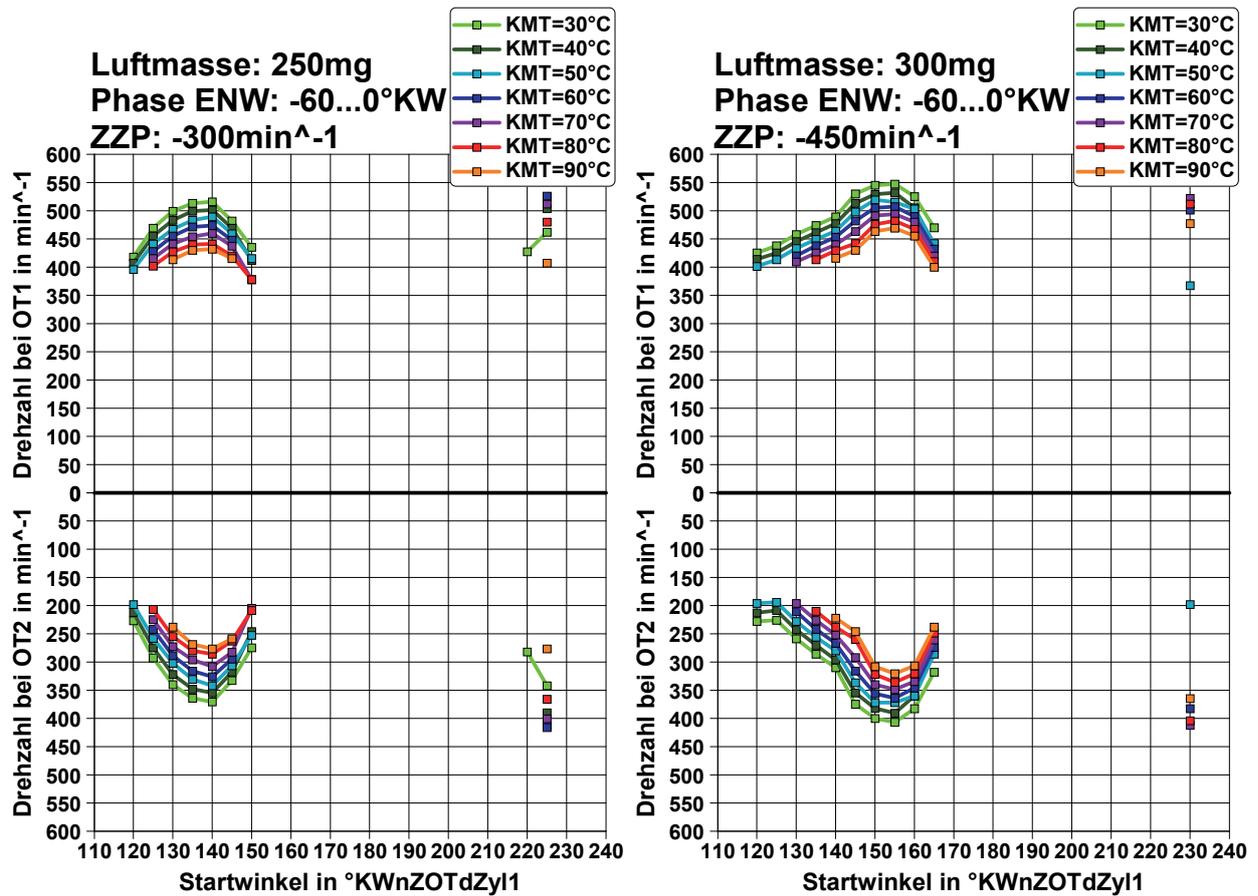


Abbildung 6.40: Drehzahl am ersten und zweiten oberen Totpunkt über dem Startwinkel; Erweiterter Direktstart mit Lufteinblasung in den Zylinder 3: Phasenverstellung der Einlassnockenwelle:  $-60^{\circ}\text{KW}$  bis  $0^{\circ}\text{KW}$ ; Eingeblassene Luftmasse: 250mg (links) und 300mg (rechts); Zündzeitpunkt (ZPP) der zweiten Verbrennung bei  $-300\text{min}^{-1}$  (links) und  $-450\text{min}^{-1}$  (rechts); Variation der Kühlmitteltemperatur (KMT) und des Startwinkels; Geometrisches Verdichtungsverhältnis = 13,6

## 6.4 Gegenüberstellung der untersuchten Maßnahmen

Um alle erfolgreichen Maßnahmen zur Umsetzung des Direktstarts bei geometrischen Verdichtungsverhältnissen von 13,6 und 12,0, welche am Prüfstand untersucht und/oder in der Motorprozesssimulation behandelt wurden, vergleichen zu können, sind diese in den folgenden Abbildungen gegenübergestellt. Dabei sind jeweils die möglichen Startwinkelbereiche für eine bestimmte Kühlmitteltemperatur zusammengefasst ( $30^{\circ}\text{C}$  – blau und  $90^{\circ}\text{C}$  – rot). Die Darstellung der Prüfstandsergebnisse erfolgt mit schraffierten Balken und der Simulationsergebnisse mit vollen Balken. Um eine bessere Übersichtlichkeit zu gewährleisten, sind nur die Startwinkel für den Expansionstakt des Zylinders 1 (konventioneller Direktstart) und für den Kompressionstakt des Zylinders 3 (erweiterter Direktstart) angeführt.

### 6.4.1 Konventioneller Direktstart

Abbildung 6.41 zeigt die Startwinkelbereiche für den konventionellen Direktstart bei einer Kühlmitteltemperatur von 30°C. In Richtung oberen Totpunkt (0°KWnZOTdZyl1) ist keine Maßnahme bei kleineren Startwinkeln als 10°KWnZOTdZyl1, welcher bereits bei den Prüfstandsuntersuchungen die untere Grenze darstellte, erfolgreich. In Richtung des unteren Totpunkts des Zylinders 1 (180°KWnZOTdZyl1), würde eine Phasenverstellung der Auslassnockenwelle bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6 eine Vergrößerung des Startwinkelfensters von 95°KWnZOTdZyl1 auf 100°KWnZOTdZyl1 bewirken. Mit dem Unterdrücken des Ladungswechsels lassen sich Startwinkel erreichen, welche, wie in Kapitel 5.5 gezeigt, den wahrscheinlichsten Auslaufpositionen entsprechen.

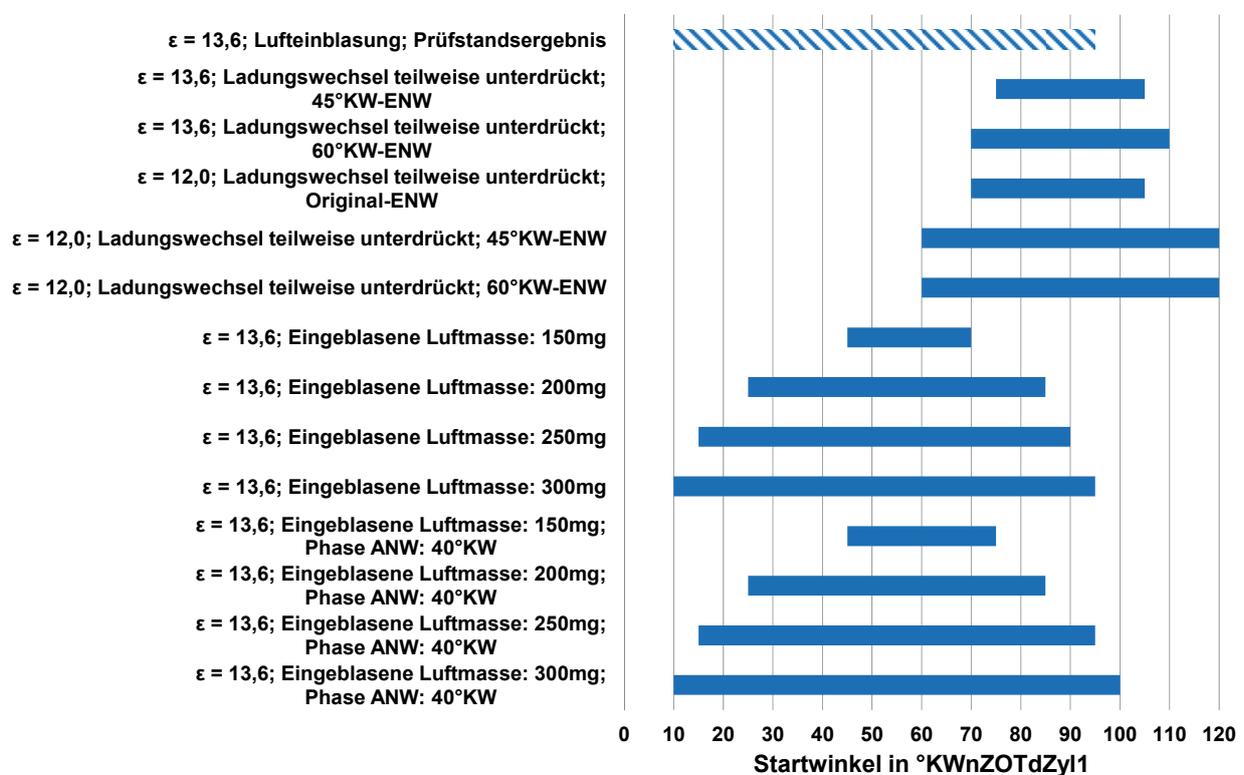


Abbildung 6.41: Startwinkelbereiche: Konventioneller Direktstart: Vergleich der Prüfstandsergebnisse (schraffierter Balken) mit den simulierten Maßnahmen (volle Balken); Kühlmitteltemperatur = 30°C

Der konventionelle Direktstart mit teilweise unterdrücktem Ladungswechsel ist stark von der Kühlmitteltemperatur abhängig und, wie [Abbildung 6.42](#) zeigt, bei betriebswarmem Motor nur noch bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 12,0 erfolgreich. Aber selbst in diesem Fall ist das Startwinkelfenster nur mehr sehr klein. Da der konventionelle Direktstart mit Lufteinblasung in den ersten Zylinder nur geringfügig von der Kühlmitteltemperatur abhängig ist, lassen sich mit dieser Methode sowohl bei kaltem als auch bei warmem Motor die größten Startwinkelfenster erzielen. Durch eine Steigerung der

Durchflussrate der Einblasventile ließe sich bei betriebswarmem Motor der Bereich an möglichen Startwinkeln um bis zu 10°KW in Richtung oberen Totpunkt vergrößern.

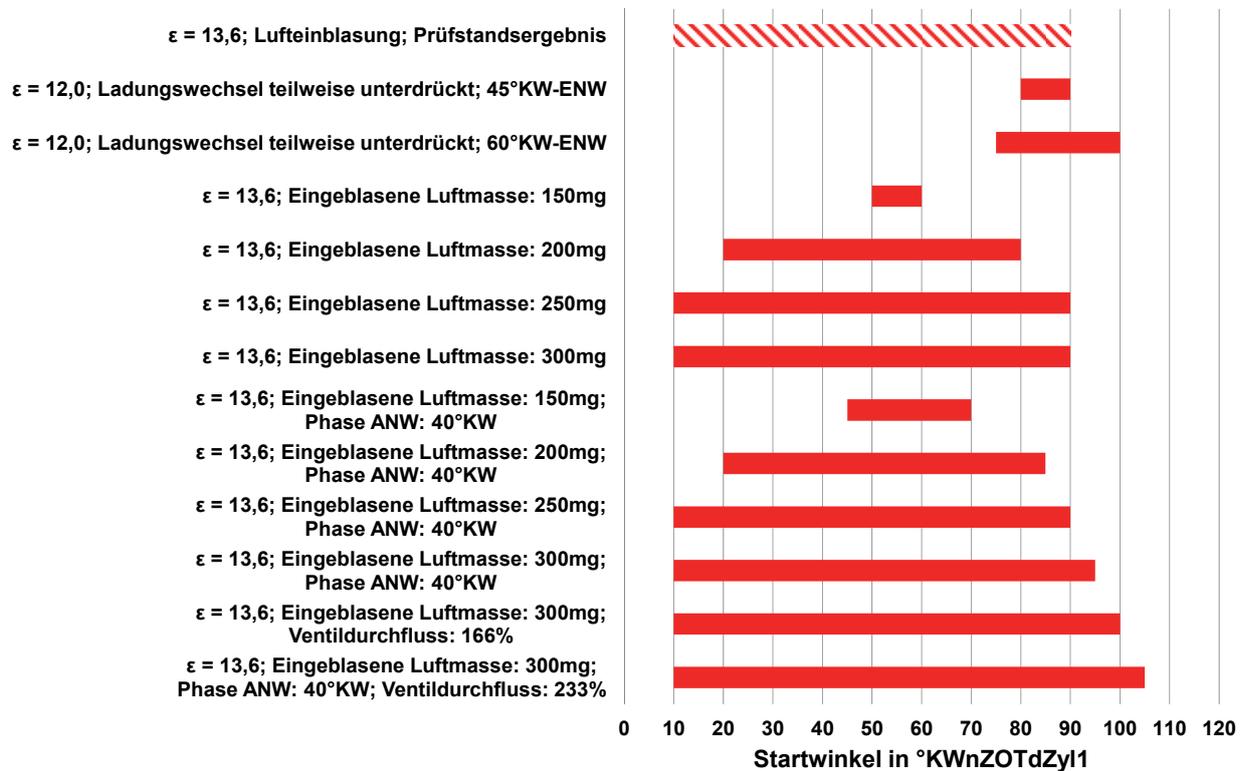


Abbildung 6.42: Startwinkelbereiche: Konventioneller Direktstart: Vergleich der Prüfstandsergebnisse (schraffierter Balken) mit den simulierten Maßnahmen (volle Balken); Kühlmitteltemperatur = 90°C

### 6.4.2 Erweiterter Direktstart

In [Abbildung 6.43](#) sind die Startwinkelbereiche für den erweiterten Direktstart bei einer Kühlmitteltemperatur von 30°C dargestellt. Bei dieser Temperatur konnte der Start bereits durch Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses von 13,6 auf 12,0 ohne Ladungserhöhung umgesetzt werden. Die Simulationsergebnisse zeigen, dass sich mit der Lufteinblasung in den Brennraum der ersten Verbrennung, in Verbindung mit einer Verstellung der Phase der Einlassnockenwelle, ein Startwinkelbereich von 120°KWnZOTdZyl1 bis 230°KWnZOTdZyl1 erzielen lässt. Je nach Startwinkel muss dabei jedoch die eingeblassene Luftmasse bzw. die Drehzahlschwelle, bei der die Zündung erfolgt, angepasst werden, um das Überschreiten des oberen Totpunkts in der Rückwärtsdrehbewegung der Kurbelwelle auszuschließen.

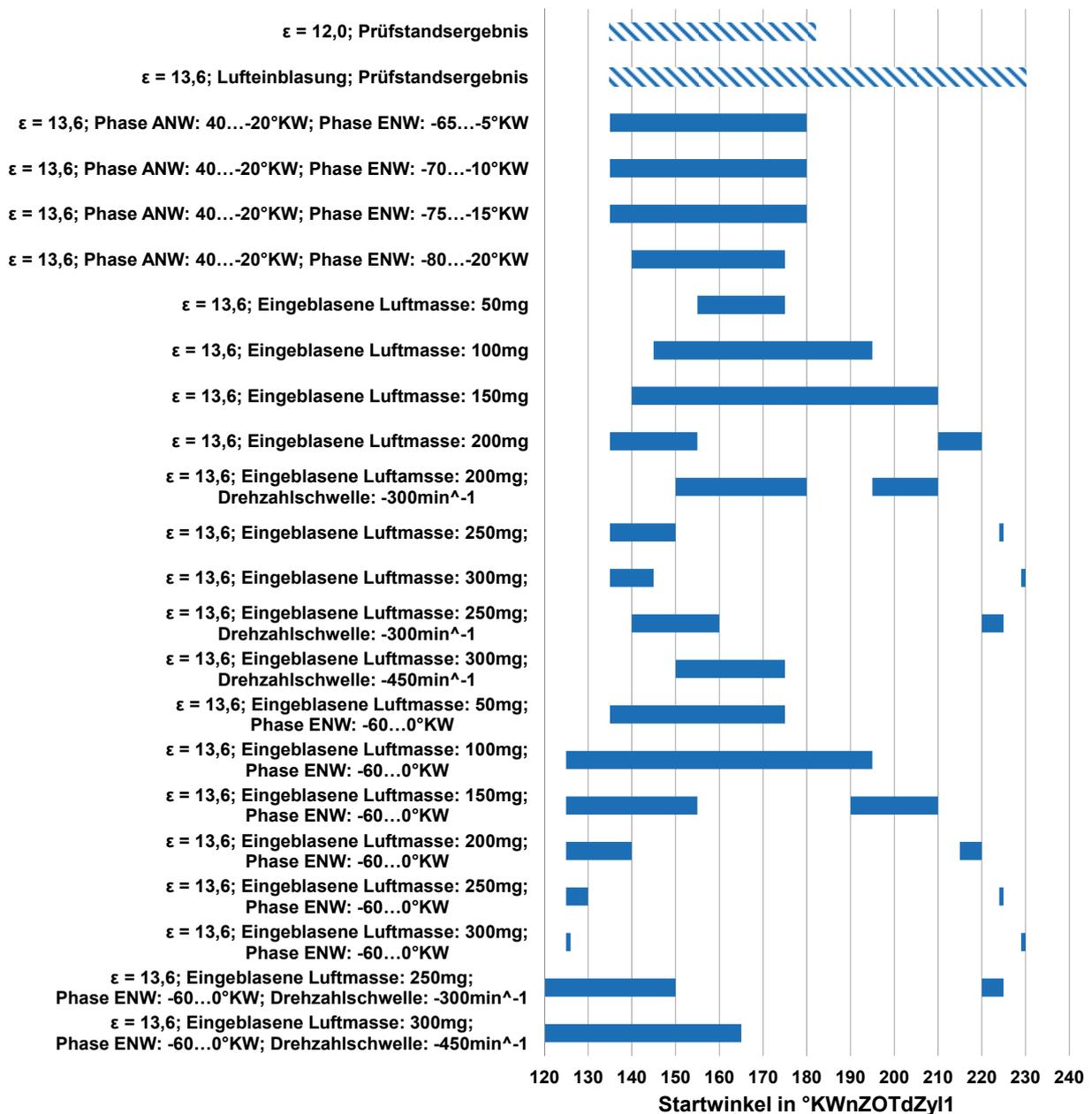


Abbildung 6.43: Startwinkelbereiche: Erweiterter Direktstart: Vergleich der Prüfstandsergebnisse (schraffierter Balken) mit den simulierten Maßnahmen (volle Balken); Kühlmitteltemperatur = 30°C

Bei einer Kühlmitteltemperatur von 90°C konnte, wie in [Abbildung 6.44](#) zu sehen ist, trotz geringerem Verdichtungsverhältnis der erweiterte Direktstart ohne Lufteinblasung nicht mehr umgesetzt werden. Weiters ist zu erkennen, dass in Richtung des oberen Totpunkts des Zylinders 3 (240°KWnZOTdZyl1), mittels Lufteinblasung der Hochlauf des Motors bis zu einem Startwinkel von 230°KWnZOTdZyl1 darstellbar ist. Dabei ist für die eingeblasene Luftmassen von 250mg und 300mg die Drehzahlschwelle nicht mit -30min<sup>-1</sup> sondern mit -300min<sup>-1</sup> bzw. -450min<sup>-1</sup> zu wählen, um das Überschreiten des oberen Totpunkts bei der Rückwärtsdrehbewegung zu unterbinden. Die untere Grenze des Startwinkelbereichs verschiebt sich in Folge der Anhebung der Kühlmitteltemperatur auf 130°KWnZOTdZyl1.

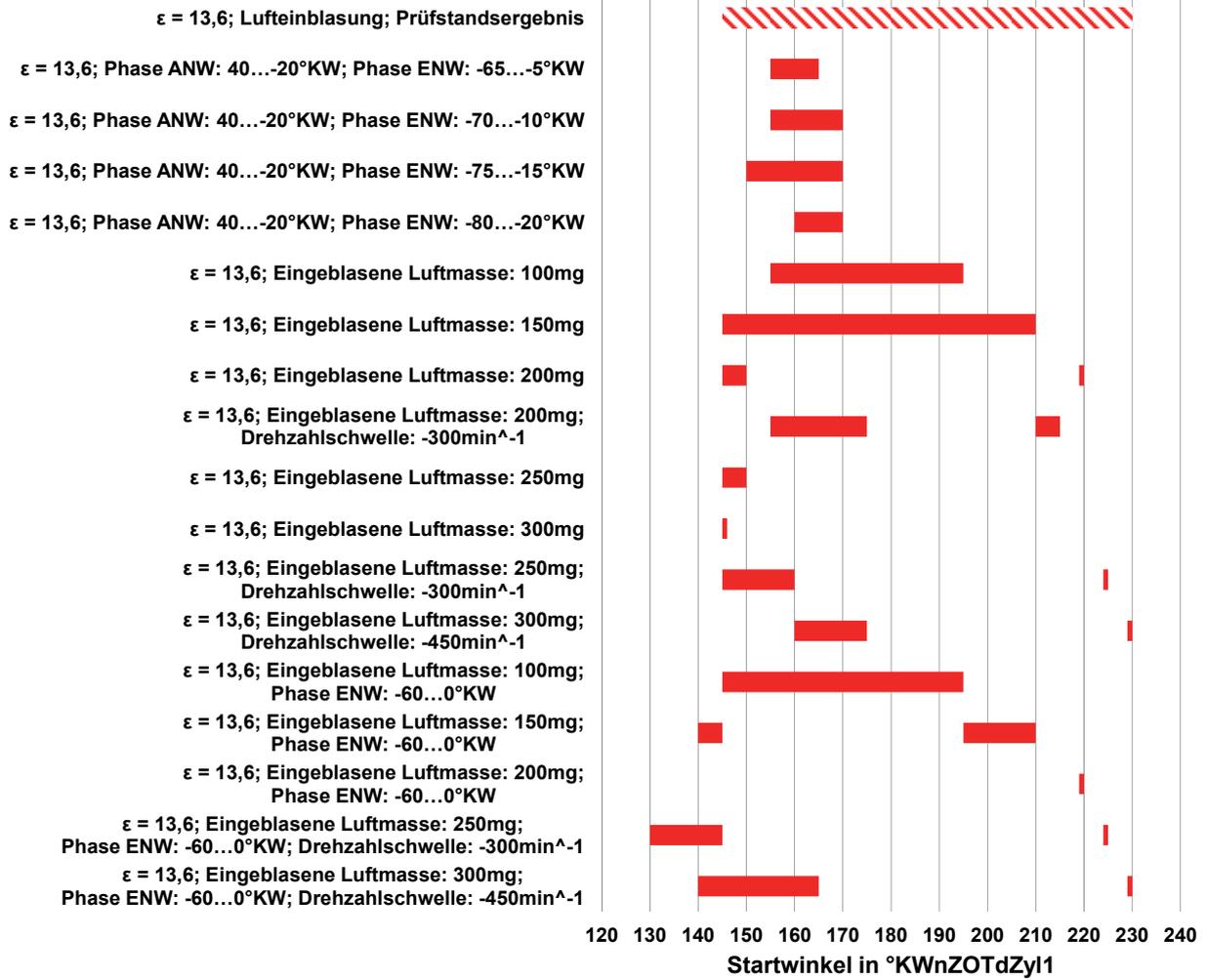


Abbildung 6.44: Startwinkelbereiche: Erweiterter Direktstart: Vergleich der Prüfstandsergebnisse (schraffierter Balken) mit den simulierten Maßnahmen (volle Balken); Kühlmitteltemperatur = 90°C

## 7 Zusammenfassung und Ausblick

Aufgrund der CO<sub>2</sub>-Grenzwerte zukünftiger Abgasgesetzgebungen sind die Automobilhersteller gefordert, immer effizientere Antriebskonzepte zu entwickeln. Aus diesem Grund wurde im Rahmen des Entwicklungsprojekts CULT (Cars UltraLight Technologies) ein innovatives Fahrzeugkonzept entwickelt, welches infolge des geringen Gewichts und CO<sub>2</sub>-Ausstoßes neue Maßstäbe im Kleinwagen-Segment setzen soll. Zur Minimierung der CO<sub>2</sub>-Emissionen kamen die beiden Schlüsseltechnologien Downsizing in Verbindung mit Aufladung und Erdgas als Kraftstoff anstelle von Benzin (günstigeres Verhältnis von Kohlenstoff zu Wasserstoff) zur Anwendung. Daraus ergab sich ein Dreizylinder-Turbo-Motor mit Erdgas-Direkteinblasung, welcher in Kombination mit einer Mild-Hybridisierung, umgesetzt mittels eines mit der Getriebeeingangswelle verbundenen Riemen-Starter-Generators (P2-Hybrid), einen sehr effizienten Antriebsstrang darstellt. Da motorseitig kein Starter verbaut ist, bedingen die Hybridfunktionen Start-Stopp und Segeln, welche nach dem Abstellen einen schnellen Wiederstart des Motors erfordern, eine Startmethode, bei welcher das Hochschleppen auf eine Startdrehzahl nicht nötig ist.

Eine derartige Methode stellt der sogenannte Direktstart dar, bei dem der Hochlauf des Motors nur infolge des Drehmomentes, welches mittels Verbrennungen aus gezielten Einspritzungen und Zündungen generiert wird, erfolgt. Dabei wird zwischen konventionellem, bei dem die erste Verbrennung eine Vorwärtsdrehbewegung bewirkt, und erweitertem Direktstart, bei welchem die Kurbelwelle anfangs in eine Rückwärtsdrehbewegung versetzt wird und erst nach einer Drehrichtungsumkehr der Hochlauf stattfindet, unterschieden.

Bisher erfolgte eine genauere Betrachtung des Direktstarts nur an Vierzylinder-Motoren mit Benzin-Direkteinspritzung, wobei aus diesen Untersuchungen hervor geht, dass der Direktstart bei Motoren mit weniger als vier Zylindern nicht oder nur mit großem Aufwand anwendbar ist. Deshalb zeigt die vorliegende Arbeit die Umsetzbarkeit beider Arten des Direktstarts am Dreizylinder-Motor sowohl mittels Untersuchungen am Motorprüfstand als auch einer Motorprozesssimulation auf. Dabei wird auf die Besonderheiten und Potenziale, welche sich durch den Einsatz der Erdgas-Direkteinblasung ergeben, detailliert eingegangen. Aus dem großen Zündabstand des Dreizylinder-Motors folgt im Gegensatz zum Vierzylinder-Motor, dass bei keinem Startwinkel beide Direktstartvarianten zum Einsatz kommen können und dass deshalb beide Startvarianten umsetzbar sein müssen.

### **Prüfstandsergebnisse**

Für ein geometrisches Verdichtungsverhältnis von 13,6 zeigen die Prüfstandsuntersuchungen, dass infolge des hohen Verdichtungsdrucks beim konventionellen Direktstart

das Überwinden des ersten oberen Totpunkts und beim erweiterten Direktstart des zweiten oberen Totpunkts auch bei einer Kühlmitteltemperatur von 30°C nicht möglich und damit der Direktstart nicht anwendbar ist.

### Verschränkte Einlassnockenwellen

Zur Absenkung des effektiven Verdichtungsverhältnisses und damit der Verdichtungsarbeit, kamen Einlassnockenwellen zum Einsatz, bei welchen für jeden Zylinder die zweite Nocke um 22,5° (entspricht 45°KW) und 30° (entspricht 60°KW) in Richtung spät verdreht (verschränkt) war und damit die Gesamtöffnungsdauer der Einlassventile verlängerte. Trotz der Dekompression infolge der veränderten Ventilsteuerzeiten ist der Verdichtungsdruck zu groß, um den oberen Totpunkt zu überwinden. Durch das zusätzliche Spätverstellen der 60°KW verschränkten Einlassnockenwelle wird das effektive Verdichtungsverhältnis weiter abgesenkt, wodurch das Überwinden des oberen Totpunkts und das Umsetzen einer zweiten Verbrennung möglich sind. Die Ladung im Brennraum ist infolge der Dekompression aber so gering, dass der Energieeintrag durch die zweite Verbrennung für den Hochlauf nicht ausreicht.

Bezüglich des erweiterten Direktstarts lassen sich durch den Einsatz der verschränkten Einlassnockenwellen auch nur geringe Verbesserungen erzielen. Da das frühe Öffnen der Einlassventile in der Rückwärtsdrehbewegung einen raschen Druckabbau der ersten Verbrennung zur Folge hat, kann der zweite obere Totpunkt in der Vorwärtsdrehbewegung trotz Dekompression nicht überschritten werden. Daher ist es erforderlich, einen möglichst großen Energieeintrag der ersten Verbrennung und gleichzeitig während des Hochlaufs eine Dekompression zu gewährleisten. Dies wurde mittels einer dynamischen Phasenverstellung der Einlassnockenwelle versucht. Da die Verstellgeschwindigkeit des hydraulischen Phasenstellers aber zu gering ist, kann auch mit dieser Maßnahme der Hochlauf nicht realisiert werden.

### Geometrisches Verdichtungsverhältnis 12,0

Durch das Absenken des geometrischen Verdichtungsverhältnisses auf 12,0 kann der konventionelle Direktstart nicht wesentlich verbessert werden. Erst in Verbindung mit der 60°KW verschränkten Einlassnockenwelle lässt sich der erste obere Totpunkt überwinden. Dabei ist aber die Ladung infolge der Dekompression soweit abgesenkt, dass die Energie der Verbrennung für den Hochlauf nicht ausreicht.

Diese Verdichtungsabsenkung ermöglicht es aber, den erweiterten Direktstart bis zu einer Kühlmitteltemperatur von 65°C umzusetzen.

### Lufteinblasung

Um die Anwendbarkeit des erweiterten Direktstarts zu verbessern bzw. den Einsatz des konventionellen Direktstarts zu ermöglichen, wurde mittels einer Einblasung von Druckluft in den Brennraum der ersten Verbrennung versucht, die Ladung bzw. die Energie zu

erhöhen. Infolge dieser Maßnahme sind sowohl der konventionelle als auch der erweiterte Direktstart in einem sehr großen Startwinkelbereich anwendbar.

Wie aber die durchgeführten Auslaufuntersuchungen bei verschiedenen Drosselklappenstellungen zeigen, kommt die Kurbelwelle vor allem an Positionen zum Stillstand, an welchen der Wiederstart mittels Direktstart trotz der Ladungserhöhung nicht möglich ist.

Der Druckgradient der ersten Verbrennung zeigt eine starke Abhängigkeit vom zeitlichen Abstand zwischen der Gaseinblasung und der Zündung. Dieser Zusammenhang lässt darauf schließen, dass durch die Einblasung eine Turbulenz im Brennraum erzeugt wird, welche aufgrund von Dissipation abklingt.

### **Simulationsergebnisse**

Mittels eines, für den Versuchsträger erstellten, Simulationsmodells wurden weitere Potenziale und mögliche Maßnahmen zur Verbesserung der Anwendbarkeit des Direktstarts aufgezeigt. Die Energiebilanz veranschaulicht, welcher Anteil der über das Erdgas eingebrachten Energie als Volumenänderungsarbeit nutzbar ist und welcher in Form von Verlusten verloren geht.

### **Konventioneller Direktstart**

Bezüglich des konventionellen Direktstarts stellt sich heraus, dass bei der Ausgangskonfiguration das geometrische Verdichtungsverhältnis bis auf einen Wert von 4 reduziert werden müsste, um einen Hochlauf darstellen zu können. Weiters zeigen die Simulationsergebnisse, dass bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6, trotz einer schnellen Phasenverstellung sowohl der Ein- als auch der Auslassnockenwelle, der Hochlauf nicht realisierbar ist. Erst durch ein sogenanntes teilweises Unterdrücken des Ladungswechsels und eine zusätzliche Verbrennung zwischen der ersten und zweiten regulären Verbrennung, ist dieser bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 12,0 umsetzbar. Dafür wäre jedoch der Einsatz einer vollvariablen Ventilsteuerung erforderlich. Die Betrachtung der Lufteinblasung zeigt auf, dass sich der Startwinkelbereich durch die Verstellung der Auslassnockwelle in Richtung spät nur geringfügig vergrößert. Wird aber zusätzlich die Durchflussrate der Einblasventile erhöht, lässt sich für eine Kühlmitteltemperatur von 90°C ein Startwinkelfenster von 10 bis 105°KWnZOTdZyl1 realisieren.

### **Erweiterter Direktstart**

Der erweiterte Direktstart ist durch den Einsatz ausreichend schneller Phasensteller auf beiden Nockenwellen auch bei einem geometrischen Verdichtungsverhältnis von 13,6 umsetzbar. Hinsichtlich der Lufteinblasung zeigt sich bei dieser Startmethode im Gegensatz zum konventionellen Direktstart, dass um einen größtmöglichen Startwinkelbereich

abzudecken, die Luftmassen an die Startposition anzupassen sind. Durch eine zusätzliche dynamische Phasenverstellung der Einlassnockenwelle lässt sich vor allem bei geringeren Kühlmitteltemperaturen eine Vergrößerung des Startwinkelbereichs erzielen.

Die Simulationsrechnung zeigt, dass der Direktstart durch den Einsatz schneller Phasensteuerer bzw. einer vollvariablen Ventilsteuerung beim Dreizylinder-Motor auch ohne Ladungserhöhung der ersten Verbrennung umsetzbar ist. Da sich aber ein kleineres Startwinkelfenster als bei der Lufteinblasung ergibt, ist hierbei eine genaue Auslaufsteuerung notwendig.

Mittels der Luftzumessung lässt sich der Direktstart bei kaltem Motor und bei einer Kühlmitteltemperatur von 90°C in einem sehr großen Startwinkelfenster darstellen. In der Nähe des Startwinkels von 120°KWnZOTdZyl1 sind aber sowohl der konventionelle als auch der erweiterte Direktstart nicht anwendbar, weshalb mittels einer Auslaufsteuerung dieser Startwinkelbereich vermieden werden muss.

Wird der Direktstart mit Hilfe der Lufteinblasung realisiert, so ist für die gezeigte maximale Luftmasse von 300mg unter einem Druck von 10bar und einer Temperatur von 30°C nur ein Speichervolumen von 26ml erforderlich.

## 8 Literaturverzeichnis

- [1] N. Akca: Auktionen zur nationalen Reallokation von Treibhausgas-Emissionsrechten und Treibhausgas-Emissionsgutschriften auf Unternehmensebene, Wiesbaden: Gabler | GWV Fachverlage GmbH, ISBN 978-3-8349-1159-9, 2008.
- [2] R. van Busshuysen und F. Schäfer: Handbuch Verbrennungsmotor, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-04677-4, 2015.
- [3] J. Liebl, M. Lederer, K. Rohde-Brandenburger, J.-W. Biedermann, M. Roth und H. Schäfer: Energiemanagement im Kraftfahrzeug, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-04450-3, 2014.
- [4] „VERORDNUNG (EU) Nr. 333/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 11. März 2014 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 443/2009 hinsichtlich der Festlegung der Modalitäten für das Erreichen des Ziels für 2020 zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen...“, *Amtsblatt der Europäischen Union*, 05 04 2014.
- [5] „VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen...“, *Amtsblatt der Europäischen Union*, 05 06 2009.
- [6] R. Golloch: Downsizing bei Verbrennungsmotoren, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 3-540-23883-2, 2005.
- [7] R. Herynek, H. Kaiser, W. Langer und F. Miller, „Zukünftige Motorsteuerungen für CNG-Ottomotoren“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, 73. Jahrgang, pp. 493 - 497, 06 2012.
- [8] A. Burkert, „Schafft es der Erdgasantrieb aus der Nische?“, *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, 117. Jahrgang, pp. 8 - 13, 02 2015.
- [9] K. Kirsten, J. Hadler, P. Schmidt und W. Weindorf, „Alternative Kraftstoffe im Well-to-Wheel-Wettbewerb“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift extra: Kraft- und Schmierstoffe der Zukunft*, pp. 38 - 44, 02 2016.
- [10] S. Schütz und P. Härtel, „Klimaschutz und regenerativ erzeugte chemische Energieträger - Infrastruktur und Systemanpassung zur Versorgung mit chemischen Energieträgern aus in- und ausländischen regenerativen

- Energien“, in *CLIMATE CHANGE*, Dessau-Roßau, Umweltbundesamt, ISSN 1862-4359, 08 2016.
- [11] M. Westerhoff, „Erdgas - Die greifbare Chance“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, 77. Jahrgang, pp. 8 - 13, 02 2016.
- [12] R. Backhaus, „Neue aufgeladene Motoren für den Erdgasbetrieb“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, pp. 536 - 539, 07 - 08 2009.
- [13] K. Reif: *Ottomotor-Management*, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-8348-2102-7, 2014.
- [14] S. H.-J. Müller: *Der Startvorgang von hybridisierten Ottomotoren - Untersuchung, Bewertung, Optimierung*, Technische Universität Darmstadt, Dissertation: Fachbereich Maschinenbau, 2010.
- [15] W. Fritz, D. Hofer und B. Götzinger, „Leichtbaukonzept für ein CO<sub>2</sub>-armes Fahrzeug“, *ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift*, pp. 704 - 707, 09 2013.
- [16] P. Hofmann, T. Hofherr, M. Damböck, W. Fritz und F. Kampelmühler, „Der CULT Antrieb: Hocheffizienter CNG Motor mit Direkteinblasung“, in *34. Internationales Wiener Motorensymposium*, Düsseldorf, VDI Fortschritts-Bericht; VDI Verlag GmbH, ISBN 978-3-18-376412-9, 2013.
- [17] F. Forsthuber, T. Hofherr, M. Damböck und P. Hofmann, „Potential der Direkteinblasung zur Anhebung des Low-End-Torque von aufgeladenen Erdgasmotoren“, in *8. Tagung Gasfahrzeuge 22. - 23. Oktober*, Stuttgart, 2013.
- [18] T. Hofherr: *Potenzialbetrachtung effizienzsteigernder Maßnahmen sowie Abgasnachbehandlungsmöglichkeiten eines direkteinblasenden Erdgasmotors für die PKW-Anwendung*, Technische Universität Wien, Dissertation 2015.
- [19] R. Steffan: *Entwicklung eines 48 Volt Full-Hybrid Antriebsstrangs für ein Ultraleicht-Fahrzeug*, Technische Universität Wien, Dissertation, 2015.
- [20] R. Steffan und P. Hofmann, „Die 12 Volt Bordnetz-Topologie, Betriebsstrategien und Potenziale für Ultraleichtfahrzeuge“, in *35. Internationales Wiener Motorensymposium*, Düsseldorf, VDI Fortschritts-Berichte; VDI Verlag GmbH, ISBN 978-3-18-377712-9, 2014.
- [21] M. Ackermann, „Startverfahren und Startvorrichtung für Brennkraftmaschinen“, Deutschland Patent DE 100 24 438 A 1, 19 05 2000.
- [22] U. Bender, „Anlassvorrichtung für einen mehrzylindrigen Otto-Motor“, Deutschland Patent DE 31 17 144 A1, 30 04 1981.

- [23] N. Frisch, „Verfahren zur Auslaufsteuerung einer automatisch abschaltbaren Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 10 2009 047 981 A1, 01 10 2009.
- [24] C. D. Zülch: Konzepte für einen sicheren Direktstart von Ottomotoren, Aachen: Shaker Verlag, ISBN 978-3-8322-6782-7, 2007.
- [25] A. C. Kulzer: BDE-Direktstart - Startoptimierung eines Ottomotors mit Direkteinspritzung mittels eines thermodynamischen Motorsimulationsmodells, Dissertation Universität Stuttgart: Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen, 2004.
- [26] U. Kramer: Potentialanalyse des Direktstarts für den Einsatz in einem Stopp-Start-System an einem Ottomotor mit strahlgeführter Benzin-Direkteinspritzung unter besonderer Berücksichtigung des Motorauslaufvorgangs, Universität Duisburg - Essen, Dissertation, 2005.
- [27] M. Alt, „Untersuchungen zum Direktstart eines Ottomotors“, in *10. Tagung "DER ABREITSPROZESS DES VERBRENNUNGSMOTORS"*, 22. / 23. September, Graz, 2005.
- [28] J. Gerhardt, U. Kassner, A. C. Kulzer und U. Sieber, „Der Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direktstart - Möglichkeiten und Grenzen“, in *24. Internationales Wiener Motorensymposium*, 15. - 16. Mai, Düsseldorf, Fortschritts-Berichte VDI; VDI Verlag GmbH, ISBN 3-18-353912-8, 2003.
- [29] H. Schäfer, „Innovative Start- / Stopp-Systeme für Verbrennungsmotoren“, in *Internationaler Motorenkongress 2014 - Antriebstechnik im Fahrzeug*, Wiesbaden, Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-05015-3, 2014.
- [30] D. D. Brehob und T. A. Kappauf, „Mehrzylinder-Viertakt-Verbrennungsmotor mit Direkteinspritzung und Fremdzündung“, Deutschland Patent DE 198 35 045, 04 08 1998.
- [31] A. Kulzer, W. Laubender, U. Lauff, D. Mößner und U. Sieber, „Der Direktstart - Vom Modell zum Demonstrator“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift, Jahrgang 67*, pp. 636 - 645, 09 2006.
- [32] U. Sieber, „Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine“, Deutschland / Stuttgart Patent DE 100 20 325 A 1, 26 04 2000.
- [33] U. Sieber, „Verfahren zur Auslaufsteuerung einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 199 60 984 A 1, 17 12 1999.
- [34] F. Grob, G. Kölle, P. Ahner, K. Harms und M. Ackermann, „Antrieb eines Kraftfahrzeugs“, Deutschland Patent DE 197 41 294 A 1, 19 09 1997.

- [35] J. Laubender, U. Kassner, S. Hartmann, K. Heyers, K. Benninger und J. Gerhardt, „Vom Direktstart zum marktattraktiven Start-Stopp-System“, in *14. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentchnik 04. - 06. Oktober*, Aachen, 2005.
- [36] K. Ueda, K. Kaihara, H. Ando und J. Takemura, „Starting device and control method thereof for direct-injection internal combustion engine“, Japan Patent EP 1 036 928 A2, 14 03 2000.
- [37] P. Waldherr: Direktstart - Anwendbarkeit und technische Entwicklung, Technische Universität Wien, Bachelorarbeit, 2015.
- [38] D. S. Giardini, „Startereinrichtung für eine mehrzylindrige Verbrennungskraftmaschine“, Deutschland Patent DE 32 29 961 A1, 12 08 1982.
- [39] F. Allmeier, S. Kulig und M. Teiner, „Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 100 39 948 A 1, 16 08 2000.
- [40] U. Brenner, „Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 199 47 784 A 1, 05 10 1999.
- [41] H. Rembold, G. Haag und W.-K. Marquardt, „Verfahren und Vorrichtung zum Starten einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 44 39 849 A 1, 08 11 1994.
- [42] U. Sieber und K. Ries-Müller, „Verfahren, Steuergerät und Brennkraftmaschine mit Zylinderabschaltung für einen Start-Stopp-Betrieb mit Direktstart“, Deutschland Patent DE 10 2009 045 686 A1, 12 10 2009.
- [43] G. Brueggen, N. Benninger und U. Sieber, „Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 100 20 104 A 1, 22 04 2000.
- [44] M. Ackermann und U. Sieber, „Verfahren zum anlasserfreien Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 101 11 928 A 1, 13 03 2001.
- [45] M. Kessler, U. Sieber, J. Laubender und A.-F. C. Kulzer, „Verfahren zum Starten einer mehrzylindrigen Brennkraftmaschine sowie Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 103 42 703 A1, 16 09 2003.
- [46] K. I. Yapici, „In ihrem Verdichtungsverhältnis einstellbare Kolbenbrennkraftmaschine mit integriertem Verstellaktuator“, Deutschland Patent DE 100 51 271 A 1, 16 10 2000.

- [47] A.-F. C. Kulzer, J. Laubender und U. Sieber, „Verfahren und Vorrichtung zum Betrieb eines mehrzylindrigen Verbrennungsmotors mit variablem Verdichtungsverhältnis“, Deutschland Patent DE 102 588 72 A1, 17 12 2002.
- [48] A.-F. C. Kulzer, J. Laubender und U. Sieber, „Verfahren und Vorrichtung zum Starten einer direkteinspritzenden Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 102 582 29 A1, 13 12 2002.
- [49] A. Kufferath, J. Laubender und A.-F. C. Kulzer, „Verfahren zum Starten einer Brennkraftmaschine, insbesondere eines Kraftfahrzeugs“, Deutschland Patent DE 103 22 014 A1, 16 05 2003.
- [50] P. Schenk und J. Kümpel, „Verfahren zur Steuerung einer Brennkraftmaschine mit einem Hochdruckspeicher“, Deutschland Patent DE 10 2007 058 530 A1, 05 12 2007.
- [51] S. Tatiyosyan und H. Friedmann, „Vorrichtung und Verfahren zum kontrollierten Abstellen einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 100 30 001 A 1, 17 06 2000.
- [52] K. Badke, U. Kramer, K. Grieser und H. Stoffels, „Verfahren zur Abstellung einer Brennkraftmaschine und Vorbereitung ihres Anlassens“, Deutschland Patent EP 1 367 246 A1, 13 05 2003.
- [53] A. R. Schamel, U. Kramer und R. Engel, „Brennkraftmaschine und Verfahren zum kontrollierten Abstellen einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent EP 1 522 722 A1, 06 10 2003.
- [54] T. Ziegler, „Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors“, Deutschland Patent DE 10 2011 090 095 A1, 29 12 2011.
- [55] W. Boll, „Verfahren zum Reduzieren von Abgasemissionen beim Abstellen einer Brennkraftmaschine“, Deutschland Patent DE 197 35 455 C 1, 16 08 1997.
- [56] K. Rößler, F. Otto, J.-F. Preuß und P. Farah, „Direct Injection of Natural Gas for Passenger Cars - Prospects and Challenges“, in *7. Gasfahrzeugekonferenz*, Potsdam, 2012.
- [57] R. van Basshuysen: *Ottomotor mit Direkteinspritzung*, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-01407-0, 2013.
- [58] M. Simon, „Development of Eddy-Current Rotor Positioning Sensor“, in *EVTec and APE Japan, May 22 - May 24*, Pacifico Yokohama, 2014.

- [59] Deutsche Norm DIN 51624, Kraftstoffe für Kraftfahrzeuge - Erdgas - Anforderungen und Prüfverfahren, Februar 2008.
- [60] R. Flierl, A. Temp, A. Wegmann, A. Barrois und S. Schmitt, „Simultane Verbrennung - Methan-Benzin- und Methan-Diesel-Mischbetrieb“, *MTZ - Motorentchnische Zeitschrift*, 72. Jahrgang, pp. 806 - 814, 10 2011.
- [61] M. Lackner: Zündung, Skriptum zur Vorlesung 166.146, Technische Universität Wien: Institut für Verfahrenstechnik, Umwelttechnik & Technische Biowissenschaften, Februar 2014.
- [62] R. van Basshuysen: Erdgas und erneuerbares Methan für den Fahrzeugbetrieb, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-07158-5, 2015.
- [63] H. Eichlseder und M. Klell: Wasserstoff in der Fahrzeugtechnik, Wiesbaden: Vieweg + Teubner Verlag, ISBN 978-3-8348-1027-4, 2010.
- [64] J. Tauer, H. Kofler und E. Wintner, „Laser-initiated ignition“, *Laser & Photonics Reviews*, Number 1, pp. 99 - 122, 5 June 2009.
- [65] J. Warnatz, U. Maas und R. W. Dibble: Verbrennung, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 978-3-642-62658-6, 2001.
- [66] F. Joos: Technische Verbrennung, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 3-540-34333-4, 2006.
- [67] T. Hofherr, F. Forsthuber und P. Hofmann, „Atkinson with CNG Direct Injection“, in *9. Tagung Gasfahrzeuge*, 29. - 30. September, Potsdam, 2014.
- [68] F. Forsthuber: Methodenentwicklung in der eindimensionalen Simulation am Beispiel eines Nutzfahrzeugantriebes und eines direkteinblasenden Ergasantriebes unter besonderer Berücksichtigung phänomenologischer Verbrennungsmodelle, TU Wien, Dissertation, (in Vorbereitung).
- [69] J. Ahrendts und S. Kabelac: Das Ingenieurwissen: Technische Thermodynamik, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-41119-9, 2014.
- [70] R. Pischinger, M. Klell und T. Sams: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer-Verlag, ISBN 978-3211-99276-0, 2009.
- [71] VDI (Hrsg.): VDI-Wärmeatlas, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN: 978-3-642-19980-6, 2013.

- [72] S. Kabelac, M. Siemer und J. Ahrendts, „Thermodynamische Stoffdaten für Biogase“, *Forschung im Ingenieurwesen*, pp. 46 - 55, 02 2005.
- [73] VDI (Hrsg.), „Thermodynamische Stoffwerte von feuchter Luft und Verbrennungsgasen“, *Richtlinie 4670 Blatt 1*, Februar 2003.
- [74] G. P. Merker und R. Teichmann: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Tettnang, Deutschland: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-03194-7, 2014.
- [75] E. Truckenbrodt: Fluidmechanik, Bd. 2, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 978-540-79023-5, 2008.
- [76] H. Schlichting und K. Gersten: Grenzschicht-Theorie, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 3-540-23004-1, 2006.
- [77] P. Soltic, R. Egil, D. Mauke, Y. M. Wright und C. Bach, „Strömung, Gemischbildung und Verbrennung bei Methandirekteinblasung im homogenen  $\Lambda=1$  Betrieb: Simulationen und Versuchsergebnisse“, in 6. *Gasfahrzeugekonferenz*, Stuttgart, 2011.
- [78] T. Morel und M. Keribar, „A Model for Redicting Spatially and Time Resolved Convective Heat Transfer in Bowl-in-Piston Combustion Chambers“, *SAE Technical Paper Series*, Nr. 850204, p. 20, 1985.
- [79] T. Morel und N. N. Mansour, „Modeling of Turbulence in Internal Combustion Engines“, *SAE Technical Papers*, Nr. 820040, p. 14, 1982.
- [80] A. Wimmer, R. Pivec, M. Klell, T. Sams und I. Allmer, „Quasidimensionale Modellierung der Ladungsbewegung zur Simulation von Verbrennung und Wärmeübergang“, in 4. *Internationales Stuttgarter Symposium - Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren*, Stuttgart, 2001.
- [81] C. Schubert, A. Wimmer, G. Regener und T. Sams, „Ein quasidimensionaler Ansatz zur Modellierung des gaseitigen Wandwärmeübergangs in Verbrennungsmotoren“, in 9. *Tagung - Der Arbeitsprozess des Verbrennungsmotors*, Technische Universität Graz, 2003.
- [82] A. Wimmer: *Skriptum zur Vorlesung "Thermodynamik des Verbrennungsmotors"*, Technische Universität Graz: Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Sommersemester 2012.
- [83] D. Surek und S. Stempin: Angewandte Strömungsmechanik, Wiesbaden: Teubner Verlag, ISBN 978-38351-0118-0, 2007.

- [84] H. Oertel: Prandtl - Führer durch die Strömungslehre, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-8348-1918-5, 2012.
- [85] W. Kümmel: Technische Strömungsmechanik, Wiesbaden: Teubner Verlag / GWV Fachverlage GmbH, ISBN 978-3-8351-0141-8, 2007.
- [86] D. Rist: Dynamik realer Gase, Berlin Heidelberg: Springer-Verlag, ISBN 3-540-58638-5, 1996.
- [87] W. Pflaum und K. Mollenhauer: Wärmeübergang in der Verbrennungskraftmaschine, Wien: Springer-Verlag, ISBN: 3-211-81387-X, 1977.
- [88] D. Lejsek, A. Kulzer, A. Kufferath, G. Hohenberg und M. Bargende, „Berechnung des Wandwärmeübergangs im Motorhochlauf von DI-Ottomotoren“, *MTZ -Motortechnische Zeitschrift*, 71. Jahrgang, pp. 250 - 257, 04 2010.
- [89] M. Lackner, Á. B. Palotás und F. Winter: Combustion, Weinheim: Wiley-VCH Verlag GmbH & Co. KGaA, ISBN: 978-3-527-33351-6, 2013.
- [90] U. C. Müller, M. Bollig und N. Peters, „Approximations for Burning Velocities and Markstein Numbers for Lean Hydrocarbon and Methanol Flames“, *COMBUSTION AND FLAME*, pp. 349 - 356, 1997.
- [91] M. Elia, M. Ulinski und M. Metgahalchi, „Laminar Burning Velocity of Methane-Air-Diluted Mixtures“, *Transactions of the ASME*, pp. 190 - 196, Januar 2001.
- [92] M. Auer und G. Wachtmeister, „Phänomenologische Modelle zur Vorausberechnung des Brennverlaufs von Gasmotoren“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, Jahrgang 70, pp. 498 - 505, 06 2009.
- [93] J. B. Heywood: Internal Combustion Engine Fundamentals, United States of America: McGraw-Hill, Inc., ISBN 0-07-028637-X, 1988.
- [94] V. Küntscher und W. Hoffmann: KRAFTFAHRZEUGMOTOREN - Auslegung und Konstruktion, Würzburg: Vogel Business Media, ISBN 978-3-8343-3206-6, 2014.
- [95] W. Eifler, W. Schlücker, U. Spicher und G. Will: Küttner Kolbenmaschinen, Wiesbaden: Vieweg + Teubner | GWV Fachverlage GmbH, ISBN 978-3-8351-0062-6, 2009.
- [96] K.-H. Grote und J. Feldhusen: Dubbel Taschenbuch für den Maschinenbau, Berlin Heidelberg: Springer Verlag, ISBN 978-3-540-49714-1, 2007.

- [97] H. Grohe: Otto- und Dieselmotoren, Würzburg: Vogel Verlag, ISBN 3-8023-1826-9, 2000.
- [98] H. Pucher und K. Zinner: Aufladung von Verbrennungsmotoren, Berlin Heidelberg: Springer Vieweg, ISBN 978-3-642-28989-7, 2012.
- [99] MAHLE GmbH, Kolben und motorische Erprobung, Wiesbaden: Springer Vieweg, ISBN 978-3-658-09557-4, 2015.
- [100] J. M. Geißinger, „Der Antriebsstrang im Spannungsfeld von Verbrennungsmotor und Elektromobilität“, in *33. Internationales Wiener Motorensymposium 26. / 27. April*, Wien, 2012.
- [101] M. Scheidt und M. Lang, „Effizienz pur - Die Weiterentwicklung des Verbrennungsmotors aus Sicht eines Zulieferers“, in *10. Schaeffler Kolloquium 03. / 04. April 2014*, Baden-Baden, 2014.
- [102] MAHLE GmbH, Ventiltrieb - Systeme und Komponenten, Wiesbaden: Springer Fachmedien, ISBN 978-3-8348-2490-5, 2013.
- [103] W. Salber, H. Kemper, F. van der Staay und T. Esch, „Der elektromechanische Ventiltrieb - Systembaustein für zukünftige Antriebskonzepte“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, *61. Jahrgang*, pp. 826 - 836, 12 2000.
- [104] M. Haas und M. Rauch, „Elektrohydraulischer vollvariabler Ventiltrieb“, *MTZ - Motorentechnische Zeitschrift*, *71. Jahrgang*, pp. 160 - 165, 03 2010.
- [105] K. Reif: Konventioneller Antriebsstrang und Hybridantriebe, Wiesbaden: Vieweg + Teubner | Springer Fachmedien Wiesbaden GmbH, ISBN 978-3-8348-1303-9, 2010.

# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Vor- und Nachname: Marko Damböck  
Geburtsdatum: 06. Mai 1983  
Geburtsort: Lilienfeld  
Staatsbürgerschaft: Österreich

## Beruflicher Werdegang

September 2016 – heute      Entwicklungsingenieur für Dieselmotoren bei der BMW Motoren GmbH in Steyr

Februar 2011 – Mai 2016      Projektassistent am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

Februar 2010 – Jänner 2011  
Februar 2008 – Mai 2009      Projektmitarbeiter am Institut für Fahrzeugantriebe und Automobiltechnik der Technischen Universität Wien

Juli 2002 – August 2003      Grundwehrdiener und Zeitsoldat bei der Militärmusik des Militärkommandos Niederösterreich

## Ausbildung

Oktober 2011 – Oktober 2016      Doktoratsstudium der technischen Wissenschaften – Maschinenbau an der Technischen Universität Wien

Oktober 2003 – Juli 2011      Diplomstudium – Maschinenbau an der Technischen Universität Wien

September 1997 – Juni 2002      Höhere Technische Bundes-Lehr- und Versuchsanstalt St. Pölten, Fachrichtung: Maschineningenieurwesen, Ausbildungsschwerpunkt: Automatisierungstechnik

September 1993 – Juni 1997      Hauptschule St. Veit an der Gölsen

September 1989 – Juni 1993      Volksschule St. Veit an der Gölsen