

Diplomarbeit

**Motor- und Rollenprüfstandsentwicklung
eines Hochleistungs-Zweitaktmotors mit
Niederdruckdirekteinspritzung für die
Erfüllung der EURO IV
Abgasgesetzgebung**

Stefan Krimplstätter
Matrikelnummer: 0331097
Studienkennzahl: F 704



eingereicht am
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik
an der Technischen Universität Graz

Einreichdatum: 20.10.2011

Betreuender Prof.: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder

Betreuende Ass.: Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger
Dipl.-Ing. Roland Oswald

Geheimhaltung bis Oktober 2013

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am

.....
(Unterschrift)

Statutory Declaration

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

.....
date

.....
(signature)

Vorwort

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, Forschungsbereich Konstruktion und Auslegung, im Rahmen eines Industrieprojektes.

An dieser Stelle möchte ich mich für die Möglichkeit der Durchführung dieser Diplomarbeit, bei dem Institutsvorstand Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Eichlseder und dem Bereichsleiter für Konstruktion und Auslegung Herrn Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Roland Kirchberger, herzlich bedanken.

Weiters gebührt mein Dank meinem Diplomarbeitsbetreuer Herrn Dipl.-Ing. Roland Oswald, der mich immer mit fachlicher Kompetenz und viel Geduld unterstützte. Ebenso danke ich dem Projektleiter Herrn Dipl.-Ing. Dr. techn. Franz Winkler für die motivierende Führung.

Des Weiteren möchte ich allen Kollegen des Forschungsbereiches Konstruktion und Auslegung für ihre Unterstützung und die freundschaftliche Zusammenarbeit danken.

Besonderer Dank gilt meinen Freunden, die mich auf meinem bisherigen Weg begleitet haben und mit denen mich viele wertvolle Erinnerungen verbinden.

Meiner Familie, insbesondere meinen Eltern, gebührt der größte Dank. Danke für die Unterstützung und das Vertrauen, das ihr für mich aufgebracht habt. Meinen Eltern möchte ich diese Diplomarbeit widmen.

Stefan Krimplstätter, Graz, September 2011

Kurzfassung

Im Rahmen dieses Projektes wird ein für einen 50 cm³ 2-Takt Motor entwickeltes Niederdruck- Direkteinspritzverfahren in ein vorserientaugliches Prototypenkonzept für einen 300 cm³ Hochleistungsmotor übergeführt. Das Konzept reduziert die Kraftstoffpülverluste durch den Einsatz einer Niederdruckdirekteinspritzung. Die Diplomarbeit umfasst dabei sowohl die Beschreibung der Konstruktion von Motorbauteilen, des Motorkonzeptes sowie des Prüfstandsbaus am Motorenprüfstand als auch die Rollenprüfstandsentwicklung des Versuchsfahrzeuges. Die Motorprüfstandsentwicklung besteht im Wesentlichen aus der Erstellung der Basisbedatung (Zündzeitpunkt, Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt) der Motorelektronik für eine homologierbare und eine leistungsoffene Motorversion. Im Anschluss daran erfolgt die Kalibrierung von fahrzyklusabhängigen Parametern am Versuchsfahrzeug. Diese umfasst die Fahrbarkeit, das Kaltstartverhalten sowie das Katalysator Anspringverhalten.

All diese Tätigkeiten zielen einerseits darauf ab, die EURO IV Abgasgrenzwerte für Motorräder zu erfüllen, andererseits um eine höhere Motorleistung zu erzielen.

Abstract

Within this project an existing low-pressure direct injection system, originally developed for a 50 cm³ two-stroke engine, is to be converted into a preproduction-ready prototype-concept for a 300 cm³ high performance engine. By using a low-pressure direct injection system, this concept is able to significantly reducing circulation losses.

The diploma thesis comprises description the design of engine parts as well as the engine concept, the engine test bed and the engine development on the roller dynamometer test bench. The development work on the engine test bed basically consists of the creation of the basic calibration (ignition point, injection quantity, fuel injection timing) for the engine electronics, resulting in a homologatable version as well as an engine power wise open version of the engine. Subsequently the calibration of parameters for the specific driving cycle, such as is carried out on the complete test vehicle.

These consist of driveability, cold starting- and catalyser starting behaviour.

The aim of this project is to reach EURO IV emission thresholds on the one hand and on the other hand to up engine power.

Inhaltsverzeichnis

| | | |
|---------|--|----|
| 1 | Einleitung..... | 7 |
| 1.1 | Projektbeschreibung..... | 7 |
| 1.2 | Diplomarbeitskonzept..... | 8 |
| 1.3 | Emissionsgesetz..... | 9 |
| 1.4 | WMTC Testzyklus..... | 9 |
| 2 | Theorie..... | 11 |
| 2.1 | Der Zweitaktmotor (vgl. [2],[3],[10])..... | 11 |
| 2.1.1 | Spülverluste..... | 12 |
| 2.1.2 | Spülungsarten..... | 12 |
| 2.1.3 | Kenngrößen der Zweitaktspülung (vgl.[10])..... | 14 |
| 2.2 | Wichtige Kenngrößen (vgl. [2],[3])..... | 17 |
| 3 | Motorbeschreibung..... | 20 |
| 3.1 | Beschreibung Basismotor..... | 20 |
| 3.1.1 | Motordaten Basismotor..... | 21 |
| 3.1.2 | Leistung und Drehmoment des Basismotors..... | 21 |
| 3.2 | Beschreibung Motorkonzept für Voruntersuchung..... | 23 |
| 3.2.1 | Die Drosselklappe..... | 24 |
| 3.2.2 | Die Ölpumpe..... | 25 |
| 3.2.3 | Niederdruckdirekteinspritzung..... | 26 |
| 3.2.3.1 | Komponenten der Einspritzanlage..... | 29 |
| 3.3 | Beschreibung Motorkonzept Neukonstruktion..... | 33 |
| 3.4 | Gegenüberstellung der Motorkonzepte..... | 33 |
| 3.4.1 | Steuerzeiten..... | 33 |
| 3.4.2 | Der Zylinder..... | 36 |
| 3.4.3 | Der Zylinderkopf..... | 38 |
| 3.4.4 | Der Kolben..... | 39 |
| 3.4.5 | Die Auslasssteuerung..... | 41 |
| 4 | Motorprüfstands- und Messtechnikbeschreibung..... | 44 |
| 4.1 | Kurzbeschreibung..... | 44 |
| 4.1.1 | Motoraufhängung..... | 45 |
| 4.1.2 | Drehmomentmessung..... | 47 |
| 4.1.3 | Kraftstoffverbrauchsmessung..... | 48 |
| 4.1.4 | Luftmassenmessung..... | 49 |
| 4.1.5 | Abgasanalyse..... | 49 |
| 4.1.6 | Temperaturmessung..... | 51 |
| 4.1.7 | Indiziertchnik..... | 51 |
| 4.1.7.1 | Druckindizierung..... | 52 |
| 4.1.8 | Übersicht Sensoren..... | 53 |
| 5 | Motorenentwicklung am Motorprüfstand..... | 54 |
| 5.1 | Herausforderungen bei der Direkteinspritzung..... | 54 |
| 5.1.1 | Klopfen bei Direkteinspritzung..... | 54 |
| 5.2 | Voruntersuchungen..... | 55 |
| 5.2.1 | Einfluss der Motordrehrichtung..... | 55 |

| | | |
|---------|--|-----|
| 5.2.2 | Auspuffdüse zur Verringerung der Klopfneigung | 56 |
| 5.2.3 | Nebenauslass Untersuchung | 60 |
| 5.2.4 | Katalysator Ansprinddauer | 62 |
| 5.2.5 | Airbox Untersuchung..... | 69 |
| 5.2.6 | Vermessen des Benchmark-Motors | 72 |
| 5.3 | Motorprüfstandsentwicklung Prototypenmotor | 74 |
| 5.3.1 | Leistungsentwicklung | 75 |
| 5.3.1.1 | Erste Referenzmessung | 75 |
| 5.3.1.2 | Zylinderhemdbearbeitung | 76 |
| 5.3.1.3 | Auspuffentwicklung (vgl. [9]) | 77 |
| 5.3.1.4 | Brennraumgeometrie Versuche | 85 |
| 5.3.1.5 | Reduktion der Vorverdichtung | 89 |
| 5.3.1.6 | Anheben der Steuerzeiten | 91 |
| 5.3.1.7 | Kanalbearbeitung zur Leistungssteigerung..... | 91 |
| 5.3.1.8 | Abschließende Konfiguration | 93 |
| 5.3.2 | Spezifischer Kraftstoffverbrauch an der Volllast | 96 |
| 5.3.2.1 | Motorschäden (vgl. [11]) | 97 |
| 6 | Fahrzeugentwicklung..... | 101 |
| 6.1 | Aufbau des Versuchsfahrzeuges | 101 |
| 6.2 | Rollenprüfstandsbeschreibung..... | 103 |
| 6.2.1 | Abgasmessung am Rollenprüfstand..... | 103 |
| 6.2.2 | Abgaskomponenten (vgl. [10])..... | 104 |
| 6.2.3 | WMTC Testzyklus..... | 105 |
| 7 | Zusammenfassung | 110 |
| 8 | Verzeichnisse | 112 |
| 8.1 | Abbildungsverzeichnis..... | 112 |
| 8.2 | Tabellenverzeichnis | 114 |
| 9 | Anhang..... | 115 |
| 10 | Literaturverzeichnis | 119 |

1 Einleitung

Die Erfüllung der bevorstehenden Abgasgesetzgebung EURO IV für Zweiräder mit einem Hubvolumen von mehr als 50 cm³ ist mit herkömmlichen Zweitaktmotoren mit äußerer Gemischbildung mittels Vergaser nicht möglich. Es ergeben sich aufgrund der Kraftstoffpülverluste erhebliche Nachteile im Bezug auf die Schadstoffemissionen.

Im Rahmen dieses Projektes wird ein für einen 50 cm³ 2-Takt Motor entwickeltes Niederdruck-Direkteinspritzverfahren in ein vorserientaugliches Prototypenkonzept für einen 300 cm³ Hochleistungsmotor übergeführt. Das Konzept reduziert die Kraftstoffpülverluste durch den Einsatz einer Niederdruckdirekteinspritzung.

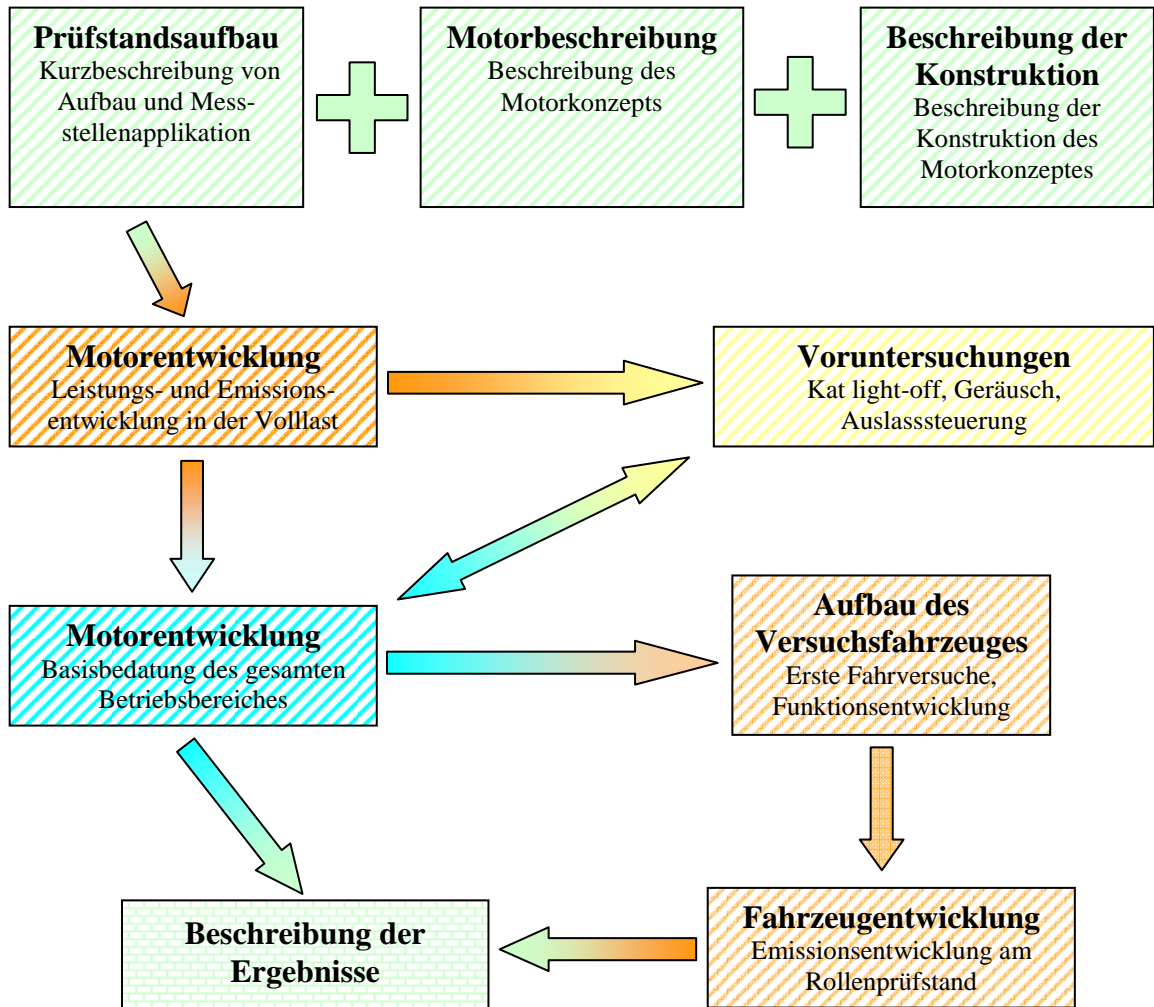
Dabei wird der gesamte Entwicklungsprozess – Konstruktion, Motorenprüfstandsapplikation, Fahrzeugapplikation – durchlaufen.

All diese Tätigkeiten zielen einerseits darauf ab, die EURO IV Abgasgrenzwerte für Motorräder zu erfüllen, andererseits um eine höhere Motorleistung zu erzielen.

1.1 Projektbeschreibung

Ein bereits bestehender 300 cm³ Zweitakt-Vergasermotor wird zur Erfüllung der EURO IV Abgasgesetzgebung mit einer Niederdruckdirekteinspritzung ausgerüstet. Die Diplomarbeit umfasst dabei sowohl die Beschreibung der Konstruktion von Motorbauteilen, des Motorkonzeptes sowie des Prüfsandaufbaus am Motorenprüfstand als auch die Rollenprüfstandsentwicklung des Versuchsfahrzeuges. Die Motorprüfstandsentwicklung besteht im Wesentlichen aus der Erstellung der Basisbedatung (Zündzeitpunkt, Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt) der Motorelektronik für eine homologierbare und eine leistungsoffene Motorversion. Im Anschluss daran erfolgt die Kalibrierung von fahrzyklusabhängigen Parametern am Versuchsfahrzeug. Diese umfasst die Fahrbarkeit, das Kaltstartverhalten sowie das Katalysator-Anspringverhalten. Parallel zur Leistungs- und Emissionsentwicklung sollen Geräusch-Untersuchungen durchgeführt werden.

1.2 Diplomarbeitskonzept



1.3 Emissionsgesetz

Da eines der Hauptziele der Entwicklung das Erreichen der Abgasgesetzgebung EURO IV ist, soll diese veranschaulicht werden. Zurzeit wird in Europa für Motorräder der ECE-R 40 Testzyklus angewandt. In Zukunft wird dieser Zyklus durch den WMTC (World Motorcycle Testing Cycle) ersetzt werden. Aus diesem Grund wurde für dieses Projekt der WMTC als Testzyklus festgelegt. Die Grenzwerte im WMTC sind von Hubraum und Höchstgeschwindigkeit des Fahrzeuges abhängig. Das Motorrad wird in Klassen und Unterklassen eingeteilt. In Tabelle 1-1 sind die Grenzwerte der EURO IV für Motorräder im WMTC dargestellt. Die rot markierten Werte sind für den Versuchsträger relevant, da er in die Klasse 2.2 (mehr als 150 cm³ und Höchstgeschwindigkeit unter 130 Km/h) eingeteilt werden kann.

Tabelle 1-1: WMTC Grenzwerte und Klassen für EURO IV [1]

| Klasse | Unterklasse | Hubraum / Geschwindigkeit | CO (g/km) | HC (g/km) | Nox (g/km) |
|--------|-------------|---|-----------|-----------|------------|
| 1 | 1.1 | $V_h \leq 50 / 50 < v_{max} \leq 60$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| | 1.2 | $50 < V_h < 150 / v_{max} < 50$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| | 1.3 | $V_h < 150 / 50 \leq v_{max} < 100$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| 2 | 2.1 | $V_h < 150 / 100 \leq v_{max} < 115$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| | | $V_h \geq 150 / v_{max} < 115$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| | 2.2 | $V_h \geq 150 / 115 \leq v_{max} < 130$ | 1,97 | 0,56 | 0,13 |
| 3 | 3.1 | $V_h \geq 150 / 130 \leq v_{max} < 140$ | 1,97 | 0,25 | 0,17 |
| | 3.2 | $V_h \geq 150 / v_{max} \geq 140$ | 1,97 | 0,25 | 0,17 |

1.4 WMTC Testzyklus

Um die in Tabelle 1-1 festgelegten Grenzwerte überprüfen zu können, gibt es verschiedene Testzyklen. Hier soll der angewandte Testzyklus (WMTC) näher beschrieben werden. Der verwendete WMTC Testzyklus ist wiederum von der Klasse bzw. Unterklasse, in die das Fahrzeug eingeteilt wird, abhängig. Der Test wird in mehrere Teile untergliedert. Die für Klasse 2.2 anzuwendende Teile sind in Abbildung 1-1 und Abbildung 1-2 dargestellt.

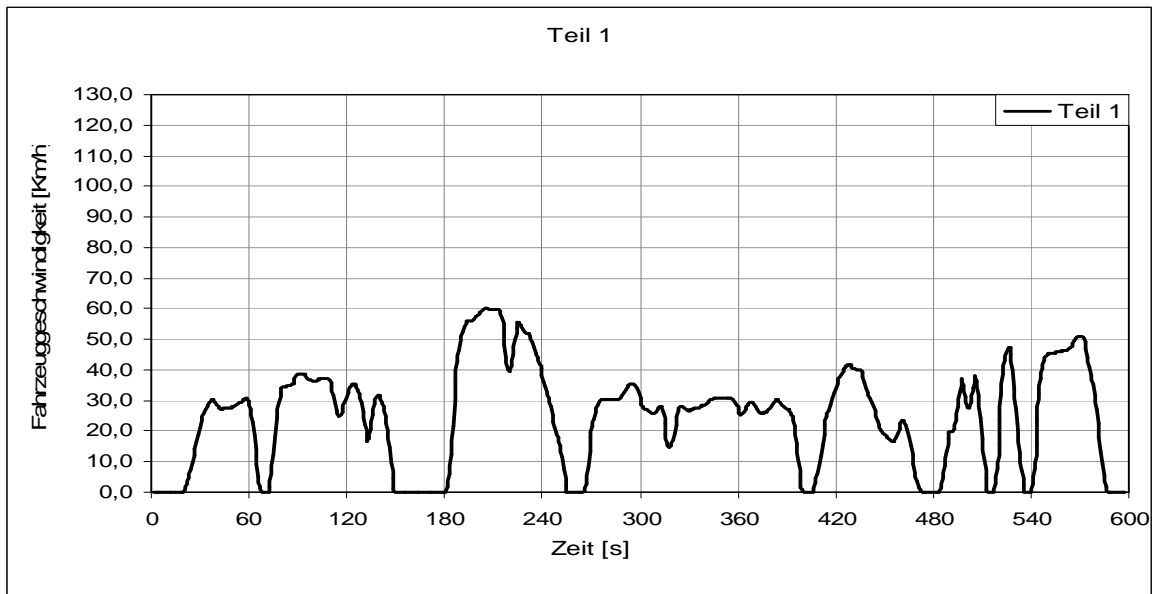


Abbildung 1-1: WMTC Teil 1 Kaltstart

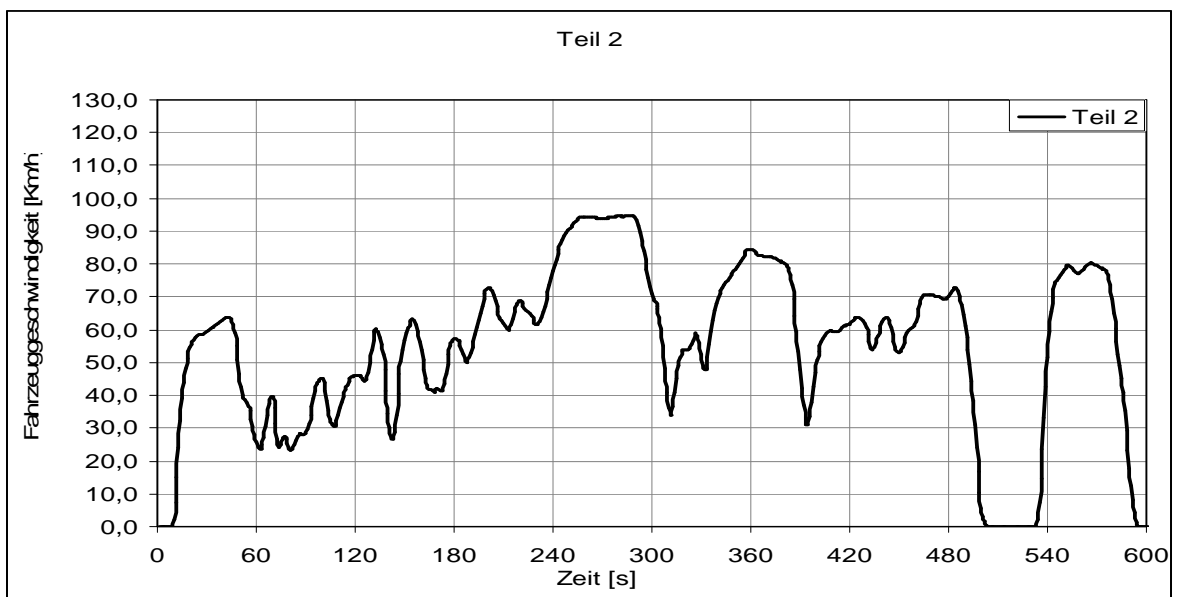


Abbildung 1-2: WMTC Teil 2

Zuerst wird Teil 1, der unter anderem die Kaltstartphase des Motors in die Bewertung aufnimmt, durchlaufen. Teil 2 wird direkt an Teil 1 angehängt. Die ausgestoßenen Emissionen, die beim Durchfahren der beiden Tests entstehen, werden gemessen und mit unterschiedlichen Prozentsätzen bewertet. Die Gewichtung von Teil 1 beträgt in der Klasse 2.2 30%, Teil 2 fließt mit 70% in die Bewertung ein. Die Gesamtemissionen nach Einbeziehung der Gewichtung dürfen die Grenzwerte (Tabelle 1-1) nicht überschreiten.

2 Theorie

2.1 Der Zweitaktmotor (vgl. [2],[3],[10])

Grundsätzlich ist der Arbeitsprozess bei allen Zweitaktmotoren gleich und innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung abgeschlossen.

Im 1. Takt wird, wie in Abbildung 2-1 ersichtlich, das Luft-Kraftstoffgemisch verdichtet und Frischgas in das Kurbelgehäuse gesaugt. Kurz vor OT erfolgt die Zündung.

Im 2. Takt erfolgen die Verbrennung und das Spülen des Arbeitsraums mit Frischgas aus dem Kurbelgehäuse.

Die Tatsache, dass, besonders bei quer- und umkehrgespülten Motoren im Moment des Ausströmens des verbrannten Gases aus dem Verbrennungsraum gleichzeitig mit Frischgas gespült werden muss, führt zu den größten Problemen des Zweitaktmotors hinsichtlich Abgas und Verbrauch, den sogenannten Spülverlusten.

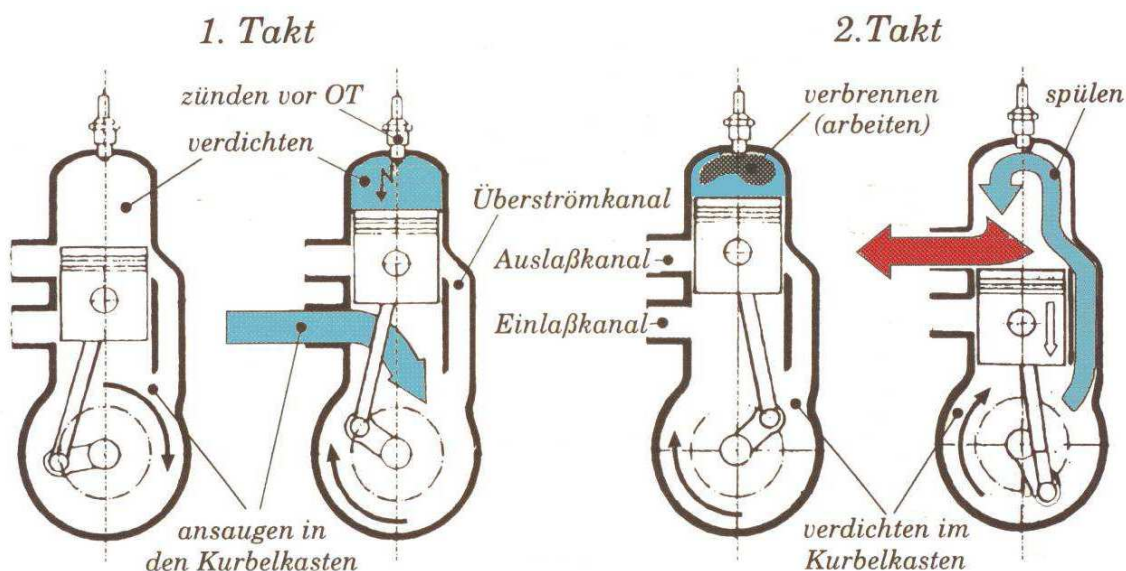


Abbildung 2-1: Prinzip des Zweitaktprozesses [2]

2.1.1 Spülverluste

Hauptverantwortlich für hohe HC Emission und hohen Verbrauch von schlitzgespülten Zweitaktmotoren sind Spülverluste, die beim Ladungswechsel entstehen. Da Ein- und Auslass in dieser Phase gleichzeitig geöffnet sind, kann Frischgas mit dem Abgas in den Auslasskanal austreten. Diese Problematik ergibt sich vor allem durch die um den OT symmetrischen Steuerzeiten von quer- und umkehrgespülten Zweitaktmotoren.

2.1.2 Spülungsarten

Grundsätzlich können drei Spülungsarten unterschieden werden:

- Gleichströmspülung
- Querspülung
- Umkehrspülung

Der zu entwickelnde Motor verfügt über eine Schnürle Umkehrspülung die des Weiteren genauer erklärt werden soll.

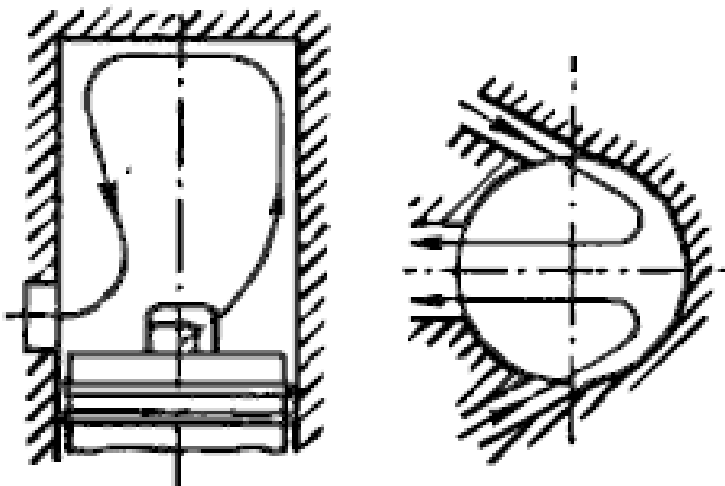


Abbildung 2-2: Prinzip Schnürle Umkehrspülung [2]

In Abbildung 2-2 ist der Frischgasstrom bei der Spülung des Verbrennungsraums zu erkennen. Durch die Überströmkanäle gelangt das Frischgas vom Kurbelgehäuse in den Arbeitsraum. Der Frischgasstrom wird an, die dem Auslass gegenüberliegende Zylinderwand geführt. Dort strömt er Richtung Zylinderkopf, wird dort umgelenkt, strömt auf der Auslassseite nach unten und schließlich durch den Auslass in das Auspuffsystem.

In Abbildung 2-3 ist der zu untersuchende Motor dargestellt. Die eingezeichneten Pfeile deuten den Spülvorgang an. Das Frischgas wird über das Membranventil in das Kurbelgehäuse gesaugt und gelangt dann durch die fünf Überströmkanäle - zwei Hauptüberströmkanäle, zwei Nebenüberströmkanäle und einen Aufrichtkanal - in den Brennraum.

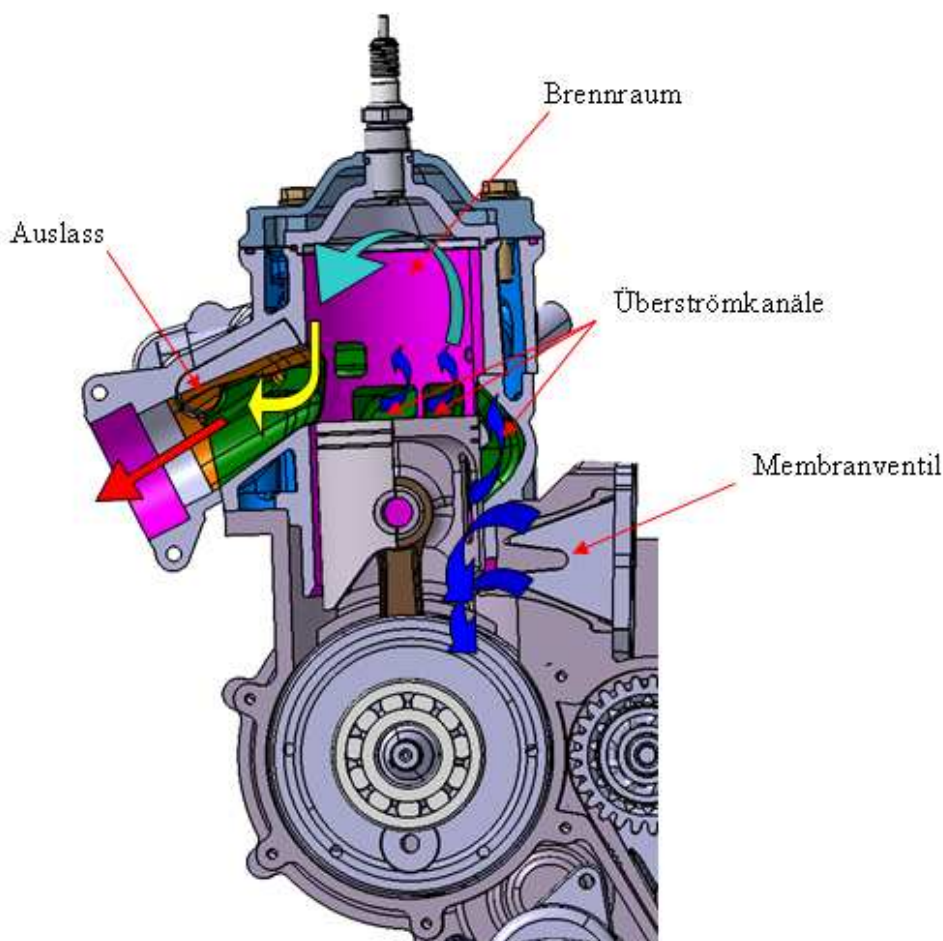


Abbildung 2-3: Umkehrspülung Versuchsträger

Die Spülung selbst kann in drei Grundtypen unterteilt werden: Die Verdrängungsspülung, die Verdünnungsspülung und die Kurzschlusspülung. Für einen idealen Spülvorgang wäre die reine Verdrängungsspülung optimal, im realen Betrieb findet jedoch meist eine Vermischung des Frischgases mit dem Abgas statt. Den ungünstigsten Fall stellt die Kurzschlusspülung dar. In Abbildung 2-4 sind die drei Grundtypen dargestellt.

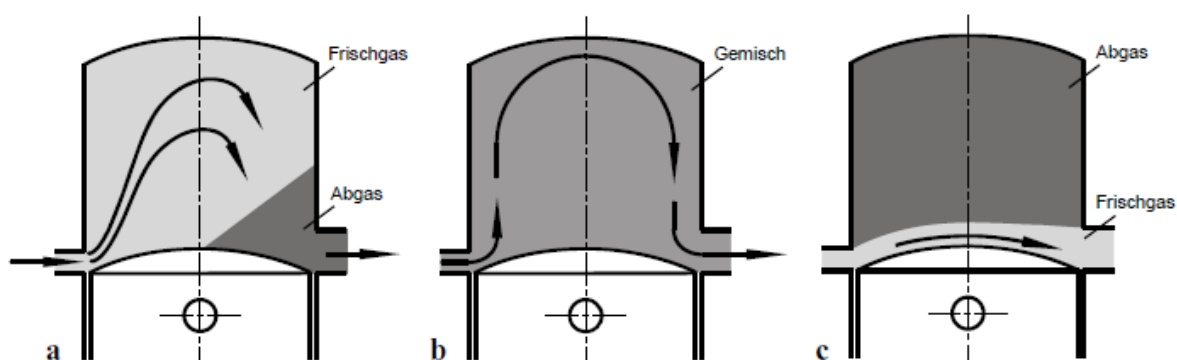


Abbildung 2-4: Grundtypen Spülung:

a) Verdrängungsspülung, b) Verdünnungsspülung, c) Kurzschlusspülung [3]

2.1.3 Kenngrößen der Zweitaktspülung (vgl.[10])

Luftaufwand:

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{L,theo}}$$

Formel 2-1

Der Luftaufwand ist das Verhältnis von tatsächlicher Gesamtladungsmenge m_E zur theoretisch möglichen Ladungsmenge $m_{L,theo}$.

Ladegrad:

$$\lambda_l = \frac{m_Z}{m_{Ltheo}}$$

Formel 2-2

Der Ladegrad ist das Verhältnis von der im Zylinder eingeschlossenen Ladung m_Z zur theoretisch möglichen Ladungsmenge m_{Ltheo} .

Spülgrad:

$$\lambda_s = \frac{m_{FR}}{m_Z}$$

Formel 2-3

Der Spülgrad berücksichtigt die im Zylinder verbleibende Restgasmenge und wird in Abbildung 2-5 näher beschrieben.

Liefergrad:

$$\lambda_l = \frac{m_{FR}}{m_{Ltheo}}$$

Formel 2-4

Mit Hilfe des Liefergrades wird der Erfolg des Ladungswechsels beschrieben. Er ergibt sich durch die Division von Frischgasmenge m_{FR} und theoretisch möglichen Ladungsmenge m_{Ltheo} .

Fanggrad:

$$\lambda_f = \frac{m_{FR}}{m_E} = \frac{\lambda_l}{\lambda_a}$$

Formel 2-5

Der Fanggrad gibt Aufschluss wie viel des angesaugten Frischgases im Zylinder verbleibt. Er kennzeichnet die Spülverluste.

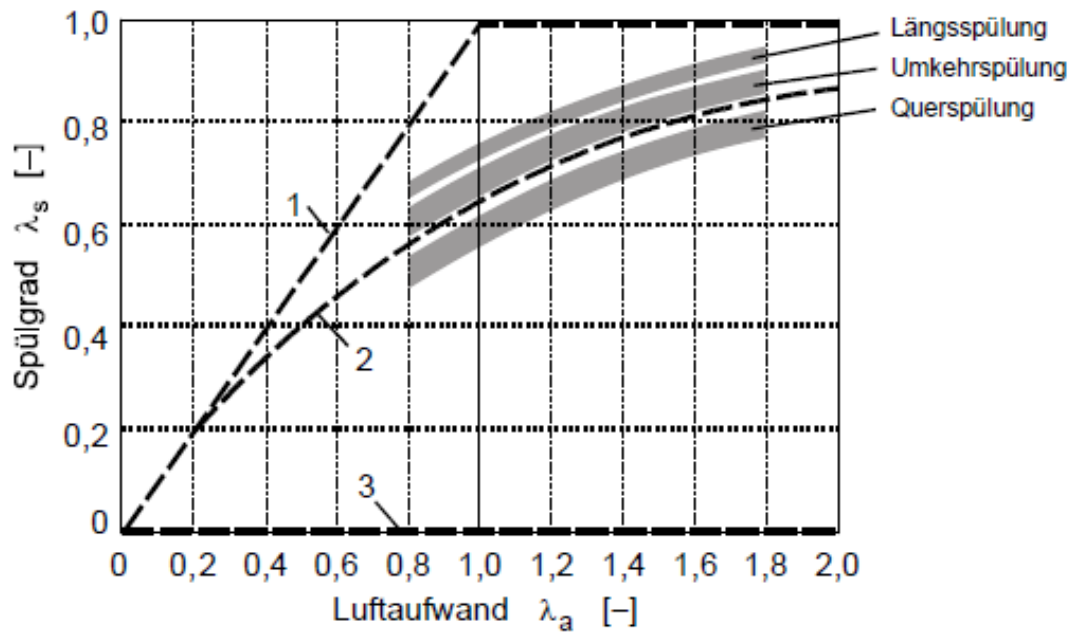


Abbildung 2-5: Spülkurven verschiedener Spülverfahren:
1 Verdrängungsspülung, 2 Verdünnungsspülung, 3 Kurzschlusspülung [3]

Die Spülkurven 1 und 3 weisen einen linearen Verlauf auf, die Spülkurve der Verdünnungsspülung folgt einer Exponentialfunktion:

$$\lambda_s = 1 - e^{-\lambda_a}$$

Formel 2-6

2.2 Wichtige Kenngrößen (vgl. [2],[3])

Mitteldruck:

Der Mitteldruck dient vor allem zum Vergleich von Verbrennungsmotoren mit unterschiedlichen Hubvolumina. Dabei wird die bei einem Arbeitsspiel abgegebene Arbeit auf das Hubvolumen bezogen.

$$p = \frac{W}{V_h} \quad \text{Formel 2-7}$$

W [Nm] abgegebene Arbeit
 V_h [m³] Hubvolumen

Effektiver Mitteldruck:

Aus dem am Motorprüfstand gemessenen effektiven Drehmoment wird die effektive Motorarbeit W_e errechnet und durch das Hubvolumen V_h dividiert.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad \text{Formel 2-8}$$

W_e [Nm] effektive Motorarbeit

Reibmitteldruck:

Mit Hilfe des effektiven Mitteldruck und dem am Prüfstand durch Druckindizierung ermittelten indizierten Mitteldruck p_i kann der Reibmitteldruck errechnet werden.

$$p_r = p_i - p_e \quad \text{Formel 2-9}$$

p_e [bar] effektiver Mitteldruck
 p_i [bar] indizierter Mitteldruck
 p_r [bar] Reibmitteldruck

Verdichtungsverhältnis:

Das Verdichtungsverhältnis ε' des Zweitaktmotors errechnet sich aus dem nach Auslassschluss verbleibenden Hubvolumen V_h' und dem Schadraumvolumen V_c .

$$\varepsilon' = \frac{V_h' + V_c}{V_c} \quad \text{Formel 2-10}$$

| | |
|--------------------------|---------------------------------|
| ε' [-] | Zweitakt-Verdichtungsverhältnis |
| V_h' [m ³] | Hubvolumen bei Auslassschluss |
| V_c [m ³] | Schadraumvolumen |

Spezifischer Kraftstoffverbrauch:

Der spezifische Kraftstoffverbrauch gibt Aufschluss über den effektiven Wirkungsgrad des Motors. Er errechnet sich einerseits aus Kraftstoffmenge \dot{m}_B und effektiver Leistung P_e , andererseits aus dem effektiven Wirkungsgrad η_e und dem unteren Heizwert H_u .

$$b_e = \frac{3,6 \cdot 10^6 \cdot \dot{m}_B}{P_e} \quad \text{Formel 2-11}$$

$$b_e = \frac{3,6 \cdot 10^6}{\eta_e \cdot H_u} \quad \text{Formel 2-12}$$

| | |
|--------------------|---------------------------|
| b_e [g/KWh] | spez. Kraftstoffverbrauch |
| \dot{m}_B [kg/s] | Kraftstoffmassenfluss |
| P_e [KW] | effektive Leistung |
| η_e [-] | effektiver Wirkungsgrad |
| H_u [KJ/kg] | unterer Heizwert |

Drehmoment:

Das Drehmoment des Zweitaktmotors errechnet sich aus dem Produkt von Hubvolumen und Mitteldruck dividiert durch 2π .

$$M_d = \frac{V_h p}{2\pi}$$

Formel 2-13 M_d [Nm]

Drehmoment

 V_h [m³]

Hubvolumen

Leistung:

Die Leistung des Zweitaktmotors ergibt sich aus der Multiplikation von Drehzahl, Hubvolumen und Mitteldruck.

$$P = n V_h p$$

Formel 2-14 P [W]

Leistung

 n [s⁻¹]

Drehzahl

3 Motorbeschreibung

3.1 Beschreibung Basismotor

Bei dem zu untersuchenden Verbrennungsmotor handelt es sich um einen flüssigkeitsgekühlten 300cm³ Zweitakt-Ottomotor mit einem quadratischen Hub-Borhrungs-Verhältnis und Schnürle Umkehrspülung.

Der Motor kommt in einem Enduro Motorrad der Marke Husqvarna (Abbildung 3-1) zum Einsatz.



Abbildung 3-1: Gesamtfahrzeug [4]

Des Weiteren verfügt der Motor über eine drehzahlabhängige Auslasssteuerung und ist gemischgeschmiert.

3.1.1 Motordaten Basismotor

Tabelle 3-1: Motordaten WR 300 [4]

| | |
|------------------------|--|
| Motor | wassergekühlter 300 cm ³ Zweitakt Ottomotor |
| Bohrung | 72 mm |
| Hub | 72 mm |
| Hubraum | 292 cm ³ |
| Verdichtungsverhältnis | 12,67 |
| Gemischaubereitung | Vergaser Mikuni TMX 38 |
| Kraftstoffart | Öl-Kraftstoff-Gemisch 1:50 |
| Starter | Kickstarter |
| Zündung | C.D.I., elektrische Zündverstellung |

3.1.2 Leistung und Drehmoment des Basismotors

Um später Vergleiche zwischen Basismotor und neuem Motorkonzept anstellen zu können, wurden Kennwerte wie z.B. Leistung, Drehmoment und spezifischer Kraftstoffverbrauch des Basismotors in der offenen Version am Motorenprüfstand gemessen. Das maximale Drehmoment entwickelt der Originalmotor bei 8000 U/min und liegt bei 38 Nm.

Die maximale Leistung liegt bei 34 KW und 9000 U/min. Der Leistungseinbruch bei 6500 U/min ist auf zu frühes Öffnen der Auslassklappe zurückzuführen Abbildung 3-2).

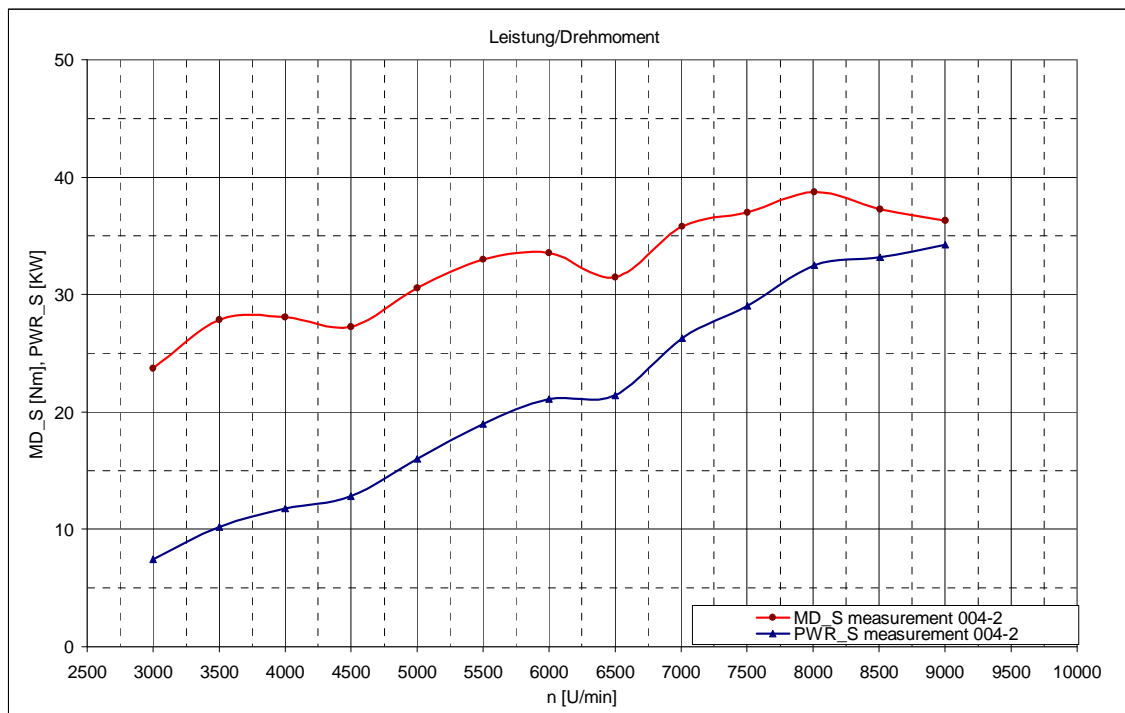


Abbildung 3-2: Leistungs- und Drehmomentkurve Basismotor

3.2 Beschreibung Motorkonzept für Voruntersuchung

Für erste Voruntersuchungen wurde der Originalzylinder beibehalten und so bearbeitet, dass die beiden Einspritzinjektoren platziert werden konnten.

Der Vergaser wurde durch eine Drosselklappeneinheit ersetzt ([Abbildung 3-3](#)). Weiters wurde eine Ölbohrung im Kurbelgehäuse gesetzt, um die Schmierung des Zylinders und Kurbeltriebes von der Kraftstoffbeimengung zu trennen. Die Ölzufuhr, welche über eine kleine Förderpumpe erfolgt, kann nun für verschiedene Last- und Drehzahlpunkte variiert werden.

Mit Hilfe der Niederdruckdirekteinspritzung sollen nun die Spülverluste und der Kraftstoffverbrauch verringert werden. Dies soll einerseits durch die Trennung von Gaswechsel und Kraftstoffbeimengung und andererseits durch eine genauere Regelung der Luft- und Kraftstoffzufuhr erfolgen.

Beim herkömmlichen Vergasermotor wird der Brennraum mit einem Luft-Kraftstoffgemisch gespült. Mit Hilfe der Niederdruckdirekteinspritzung kann die Spülung mit Frischluft erfolgen und durch optimales Wählen von Einspritzzeitpunkt und -winkel können die Kraftstoffspülverluste deutlich reduziert werden. Auf die Frischluftspülverluste hat die Einspritzung freilich keinen Einfluss, diese wirken sich aber positiv auf die Abgasnachbehandlung aus. Durch das Spülen mit Frischluft gelangt mehr Sauerstoff und weniger unverbranntes HC in den Auspuff, wodurch dem Oxidationskatalysator immer genug Sauerstoff für die Konvertierung von CO und HC zur Verfügung steht. Auch die Lebensdauer des Katalysators wird durch die im Vergleich zum Vergasermotor niedrigeren HC-Emissionen im Auspuff deutlich erhöht.

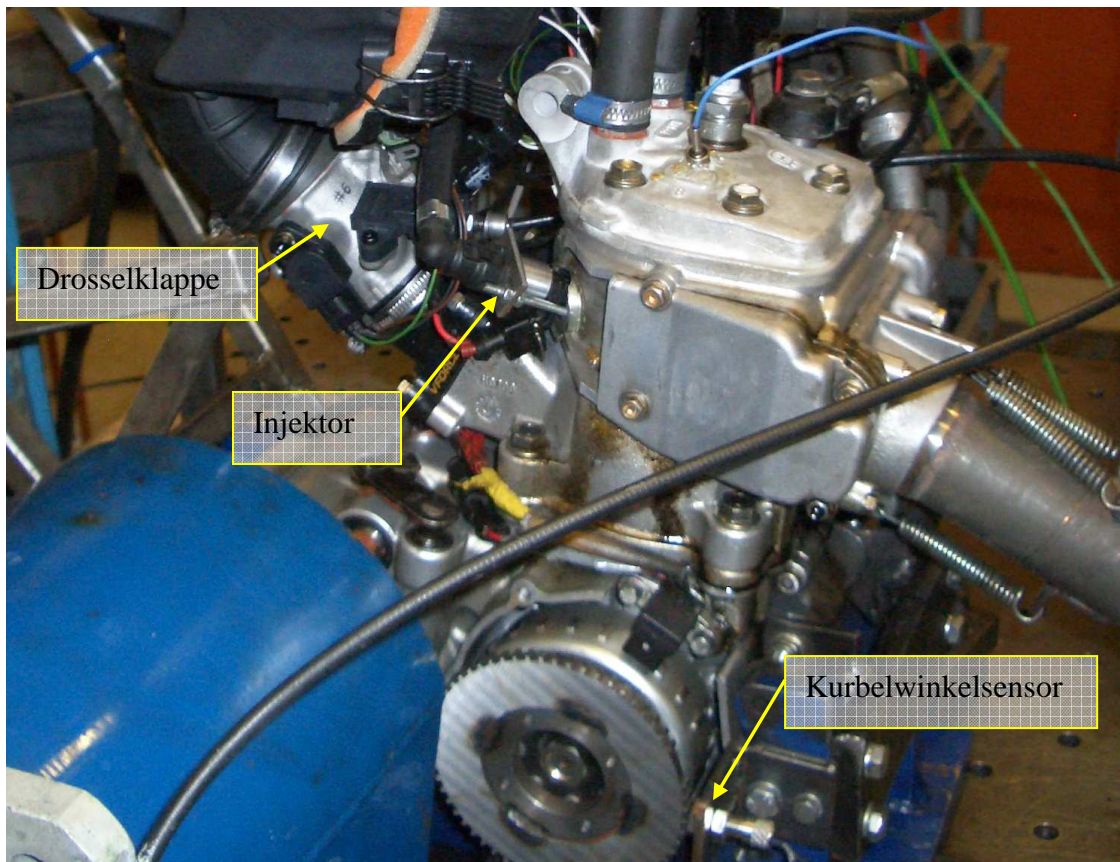


Abbildung 3-3: Motor für Voruntersuchung am Prüfstand

3.2.1 Die Drosselklappe

Über die Drosselklappe wird der Motor vom Fahrer geregelt. Die Drosselklappe liefert wiederum mehrere Signale an das Motorsteuergerät. Die Drosselklappe, die über ein Potentiometer bestimmt wird, nimmt dabei die zentrale Rolle ein. Zusammen mit der Motordrehzahl hat die Drosselklappenstellung den größten Einfluss auf die im Motorsteuergerät gespeicherten Kennfelder. Des Weiteren verfügt sie über einen Sensor, welcher Druck und Temperatur der angesaugten Luft misst und damit ebenfalls Einfluss auf die Kennfelder nimmt.

Zum Regeln der Leelaufdrehzahl verfügt die Drosselklappe über einen vom Motorsteuergerät geregelten Leerlaufstepper, welcher bei geschlossener Drosselklappe über eine Bypassleitung die benötigte Luftmenge bereitstellt, um den Motor auf der vorgegeben Leerlaufdrehzahl zu halten.



Abbildung 3-4: Drosselklappe Øinnen: 42mm

3.2.2 Die Ölpumpe

Die Frischölschmierung erfolgt über eine Ölpumpe, welche vom Motorsteuergerät nach Last und Drehzahl geregelt wird. Die Fördermenge ist ebenfalls von der Kühlwassertemperatur des Motors abhängig, um die Schmierung beim Kaltstart gewährleisten zu können. Die Ölzufuhr in den Motor erfolgt über ein Anschlussstück mit Rückschlagventil im Kurbelgehäuse. Von dort aus verteilt sich das Öl im Motor und schmiert Zylinderlaufbahn, Kurbelwellenlager, Hubzapfenlager und Kolbenbolzenlager. Der Betrieb mit Frischölschmierung in Kombination mit Direkteinspritzung hat gezeigt, dass auf diese Weise der Ölverbrauch entscheidend verringert werden kann.



Abbildung 3-5: Ölpumpe Motorprüfstand

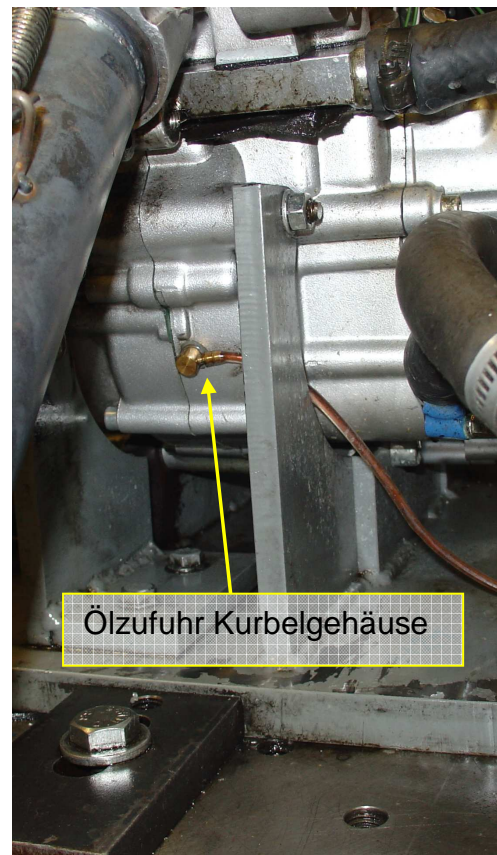


Abbildung 3-6: Ölzufuhr Kurbelgehäuse

3.2.3 Niederdruckdirekteinspritzung

Mit dem verbauten Einspritzsystem können zwei Gemischbildungsverfahren realisiert werden. Einerseits das direkte Einspritzen in den Brennraum während der Ladungswechselphase (Abbildung 3-8), andererseits das Einspritzen durch die Kolbenfenster ins Kurbelgehäuse (Abbildung 3-9), wodurch eine geschichtete Spülung erreicht werden kann. Aus einem vorangegangenen Projekt ist bekannt, dass durch die Kolbenfenstereinspritzung eine Schichtung der Ladung erreicht werden kann. Dabei gelangt der Hauptteil des eingespritzten Kraftstoffes über den Aufrichtkanal in den Brennraum. Untersuchungen von Dr. Franz Winkler [8] haben gezeigt, dass der Aufrichtkanal, im Vergleich zu Haupt- und Nebenüberströmkanälen, die geringsten Spülverluste aufweist. In Abbildung 3-7 sind die Anteile der Spülverluste aus den in [8] durchgeführten Untersuchungen zu sehen.

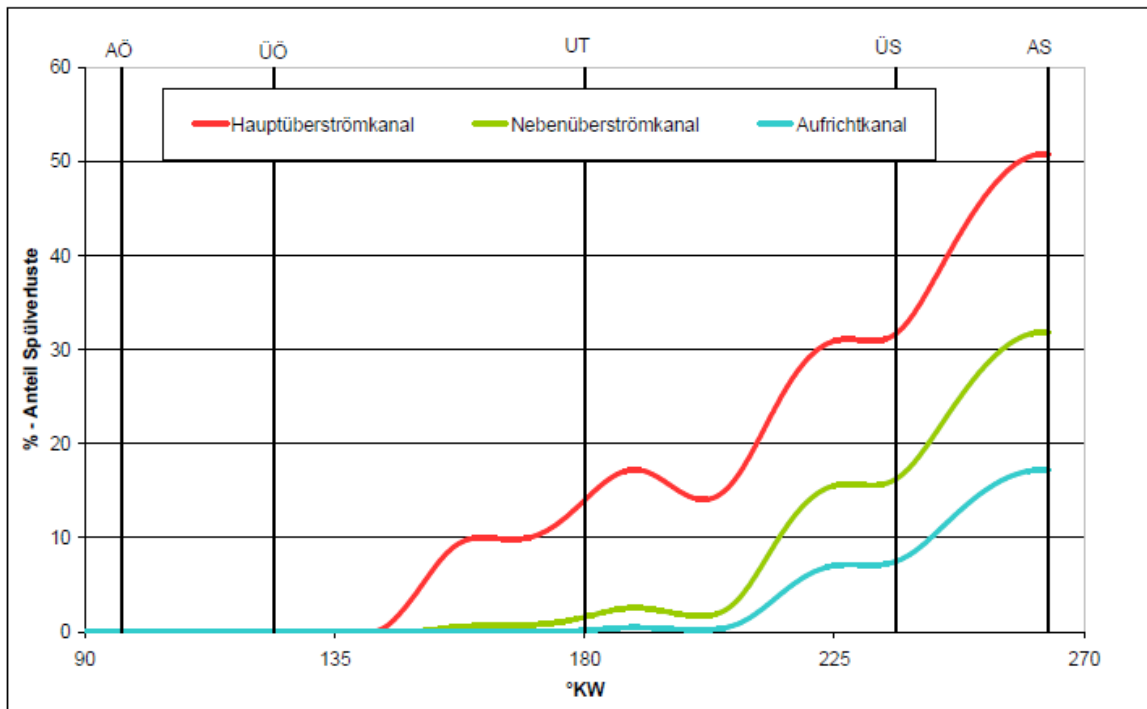


Abbildung 3-7: Massenanteil am Gesamtspülverlust von Haupt-, Nebenüberströmkanälen und dem Aufrichtkanal [8]

Bevorzugt wurde die direkte Einspritzung in den Brennraum. Der Einspritzdruck wurde mit 5 bar festgelegt. Dadurch kann die Einbringung des Kraftstoffes nur in einem bestimmten Bereich erfolgen, da der Zylinderdruck während der Einspritzung den Einspritzdruck nicht übersteigen darf. Außerdem überdeckt der Kolben die Einspritzbohrung in einem bestimmten Gradkurbelwinkelbereich.

Beim geschichteten Betrieb ist die Einspritzzeit durch die Lage und Länge der Kolbenfenster begrenzt.

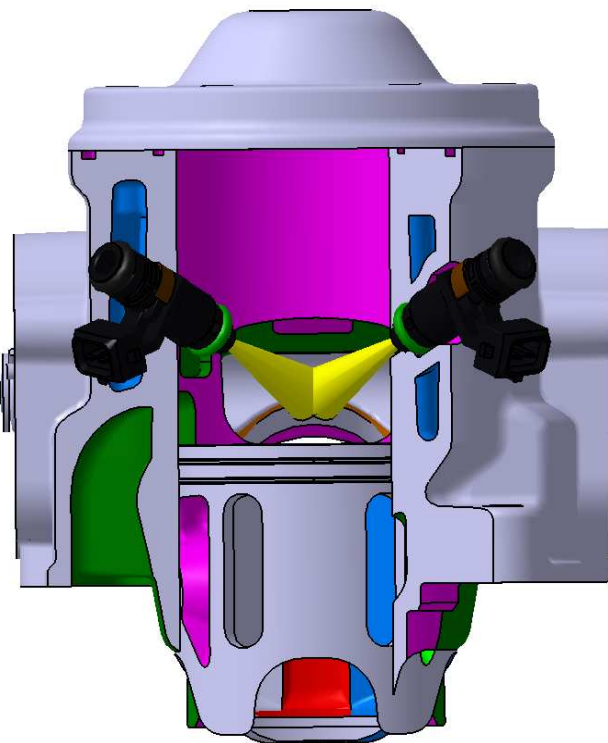


Abbildung 3-8: Direkte Einspritzung

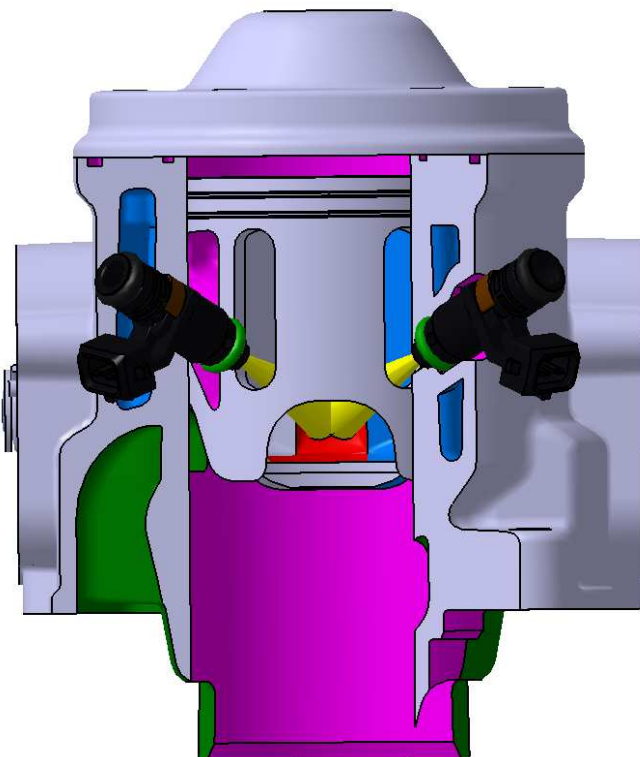


Abbildung 3-9: Geschichtete Einspritzung

3.2.3.1 Komponenten der Einspritzanlage

Motorsteuergerät:

Das Motorsteuergerät bzw. die ECU (Electronic Control Unit) verarbeitet alle Sensorsignale, die zur Motorsteuerung benötigt werden, verarbeitet diese und gibt die Stellbefehle z.B. an Aktuatoren, aus. [13]

Des Weiteren sind im Steuergerät unter anderem Kennlinien und Kennfelder gespeichert, die abhängig von Drehzahl und Last angesprochen werden.

Die wichtigsten Steuer- und Regelgrößen des Motors sind dabei Einspritz- und Zündparameter aber auch die Regelung der Leerlaufdrehzahl und bei Frischölschmierung die Steuerung der Ölpumpe. [13]

Es wurde eine ECU für Zweizylinder-Motoren verwendet, um die beiden Injektoren unabhängig voneinander steuern zu können.

In Abbildung 3-10 ist die Pin-Belegung der ECU zu sehen.

| | | | | | | | | | | | | |
|---|---------------|------------------|------------|-------------|--------|------------|------------|------------|-----------------|------------|-------------------|------------|
| 1 | VSENS | CAN_H | CAN_L | CPS - | CPS + | starter SW | protecte d | protecte d | FUEL pump relay | Main Relay | VBR | IGN |
| 2 | exhaust Valve | Head Light Relay | Temp Gauge | Gear Sensor | TSW | MAP | SGND2 | Ext_V_Diag | protecte d | FAN relay | Oil Pump | protecte d |
| 3 | exhaust Flap | MIL | SGND1 | STA2 | ground | TIA | TPS | VEH SPEED | protecte d | MS sw | starter solenoi d | PGND |
| 4 | VBK | VBD | STB2 | STA1 | STB1 | TCO | protecte d | Ext_F_Diag | protecte d | INJ (1) | INJ (0) | PGND |
| | A | B | C | D | E | F | G | H | J | K | L | M |

| | |
|--|------------------------|
| | Grounds |
| | Supplies |
| | Logic or Freq inputs |
| | VR Freq inputs |
| | Freq outputs |
| | Analog inputs |
| | Logic or Analog inputs |
| | Communications lines |
| | 1A outputs |
| | ATM36 outputs |
| | ignition |

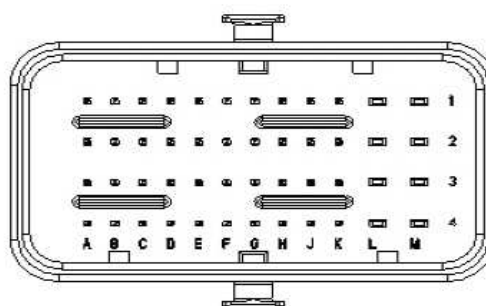


Abbildung 3-10: PIN Belegung [5]

Die gesamte Verkabelung ist Abbildung 3-11 zu entnehmen.

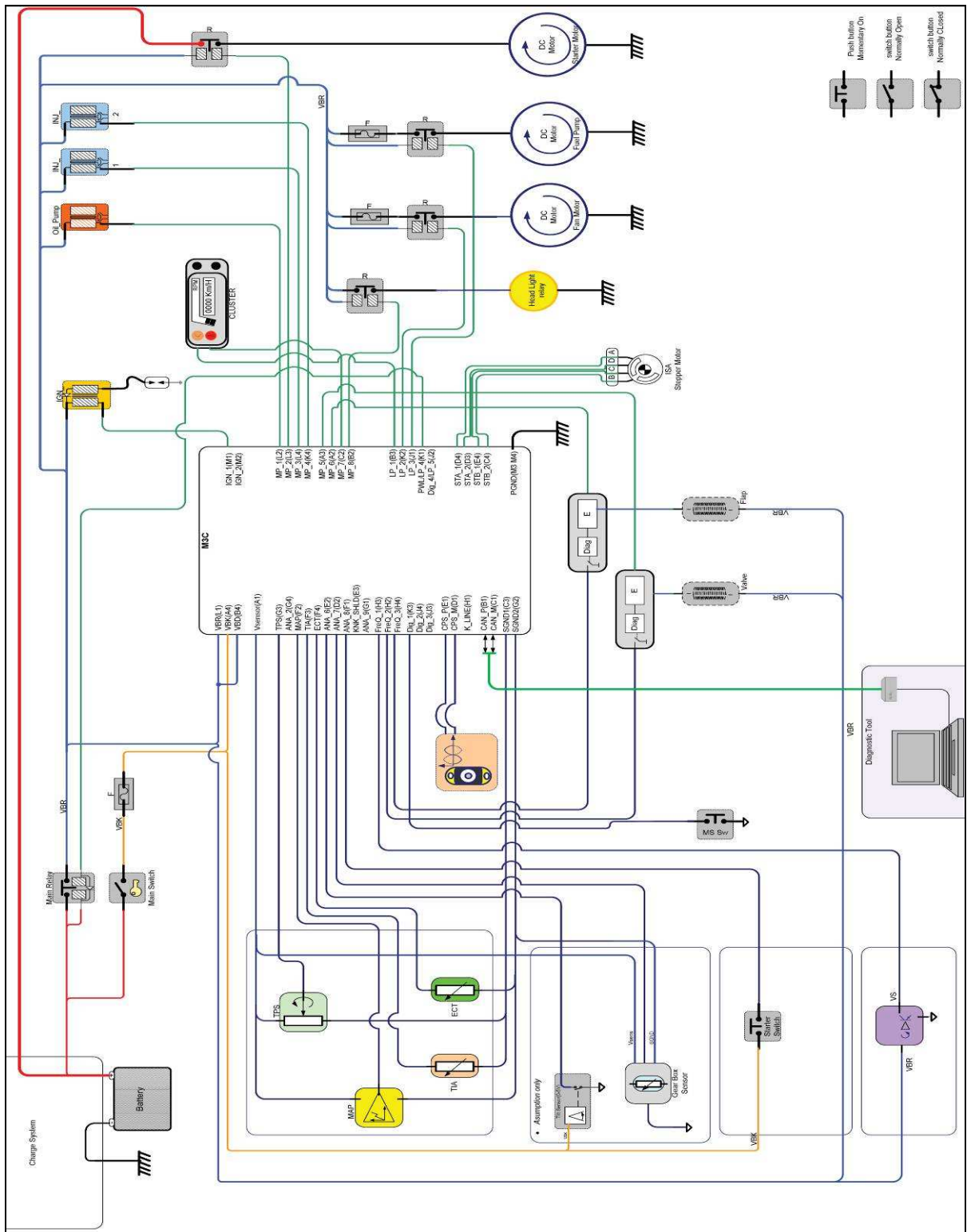


Abbildung 3-11: Kabelbaum [5]

Injektor:

Mit Hilfe des Injektors wird der Kraftstoff in den Brennraum eingebracht. Die Kraftstoffzumessung erfolgt mittelst elektrisch angesteuerter Magnetspulen [13]. Der verwendete Injektor vom Typ Siemens Deka VII hat einen stationären Durchfluss von 5 g/s und verfügt über eine Einspritzdüse mit 10 Bohrungen, welche einen kegelförmigen Einspritzstrahl mit einem Öffnungswinkel von 19° erzeugt. Diese Düsenform hat sich in einem vorangegangenen Projekt bewährt. Der SMD (Sauterdurchmesser) beträgt $69\ \mu\text{m}$.



Abbildung 3-12: Injektor

Kraftstoffpumpe:

Um den Einspritzdruck von 5 bar bereitstellen zu können, ist eine Kraftstoffpumpe nötig. Die verwendete Pumpe (Intankmodul) wird üblicherweise für Motoren mit Saugroheinspritzung verwendet und erzeugt dort einen Einspritzdruck von 3 bar. Um die benötigten 5 bar zu erreichen, wurde der Benzindruckregler der Kraftstoffpumpe durch höheres Vorspannen der Feder modifiziert.

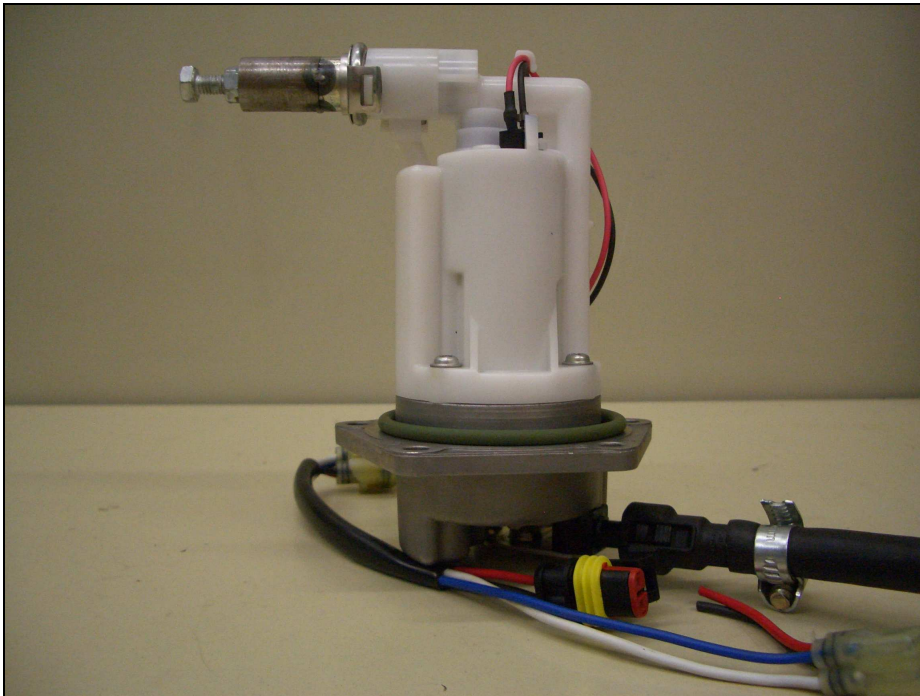


Abbildung 3-13: Kraftstoffpumpe

3.3 Beschreibung Motorkonzept Neukonstruktion

Um die Anforderungen an Emission und Leistung laut Lastenheft erfüllen zu können, wurde ein völlig neuer Zylinder konstruiert. Des Weiteren wurden der Kolben und die Auslasssteuerung angepasst. Es sollen hier nur einige der konstruktiven Änderungen gegenüber der Vergaservariante vorgestellt werden:

- Neukonstruktion der Kanäle
- Änderung der Steuerzeiten
- Verlegung des Membrankastens vom Zylinder ins Motorgehäuse
- Optimierung des Wassermantels
- Neukonstruktion des Zylinderkopfes
- Anpassung der Auslasssteuerung
- Einbindung der Injektoraufnahmen
- Pleuel

3.4 Gegenüberstellung der Motorkonzepte

An dieser Stelle werden die Änderungen vom Konzept für Voruntersuchungen zum neu konstruierten Motor überblicksmäßig vorgestellt.

3.4.1 Steuerzeiten

In Abbildung 3-15 sind die Steuerzeiten des Originalzylinders und in Abbildung 3-14 die des Prototypenzylinders dargestellt. Der Prototypenzylinder verfügt über eine um 1,3 °KW längere Einlasssteuerzeit, die Auslasssteuerzeit ist um 4,1 °KW kürzer.

In Tabelle 3-2 sind die Änderungen der Kanalhöhen angeführt.

Tabelle 3-2: Änderung der Kanalhöhen

| | Fensterhöhe Überströmer | Fensterhöhe Auslass |
|----------|-------------------------|---------------------|
| Original | 13,5 mm | 33 mm |
| Prototyp | 14,57 mm | 32,82 mm |

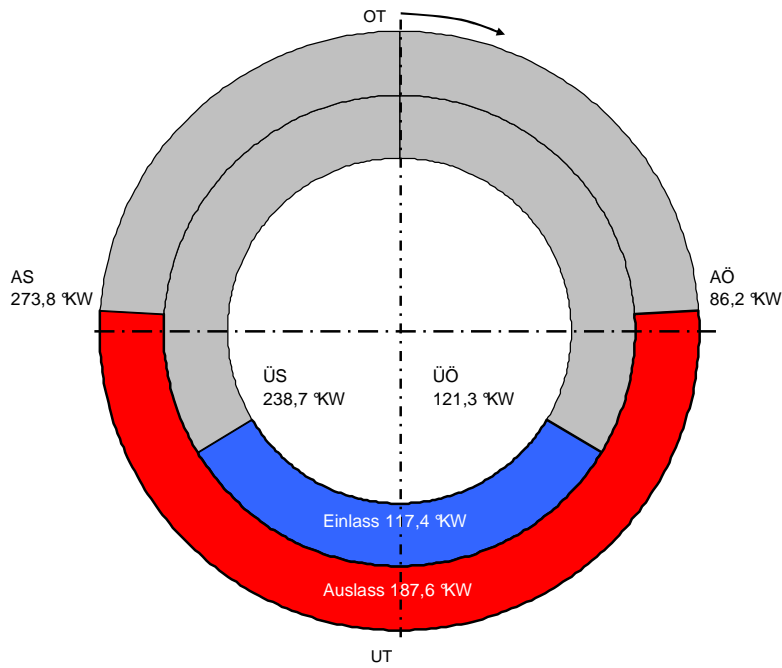


Abbildung 3-14: Steuerzeit Original

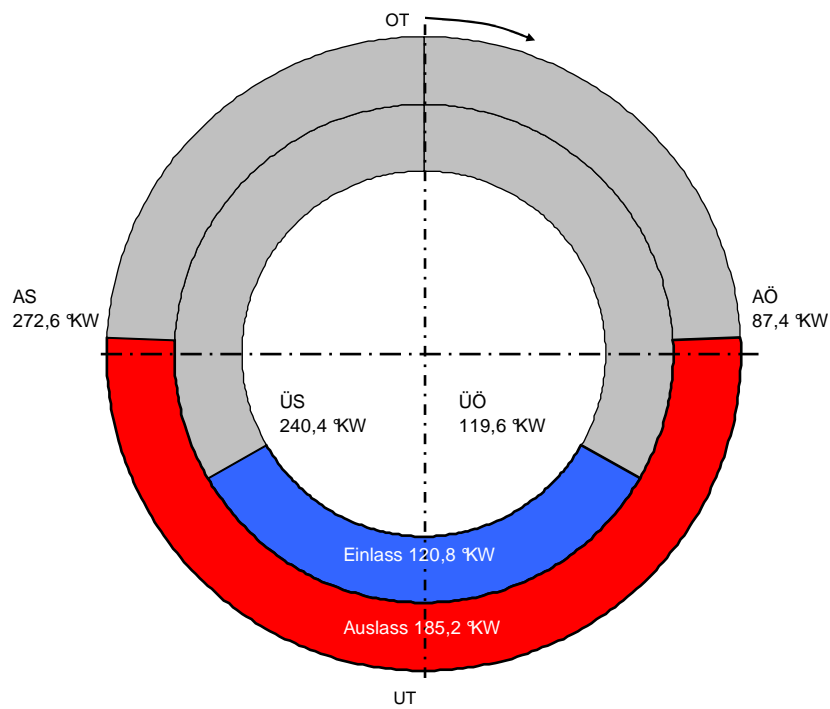


Abbildung 3-15: Steuerzeit Prototypenzylinder

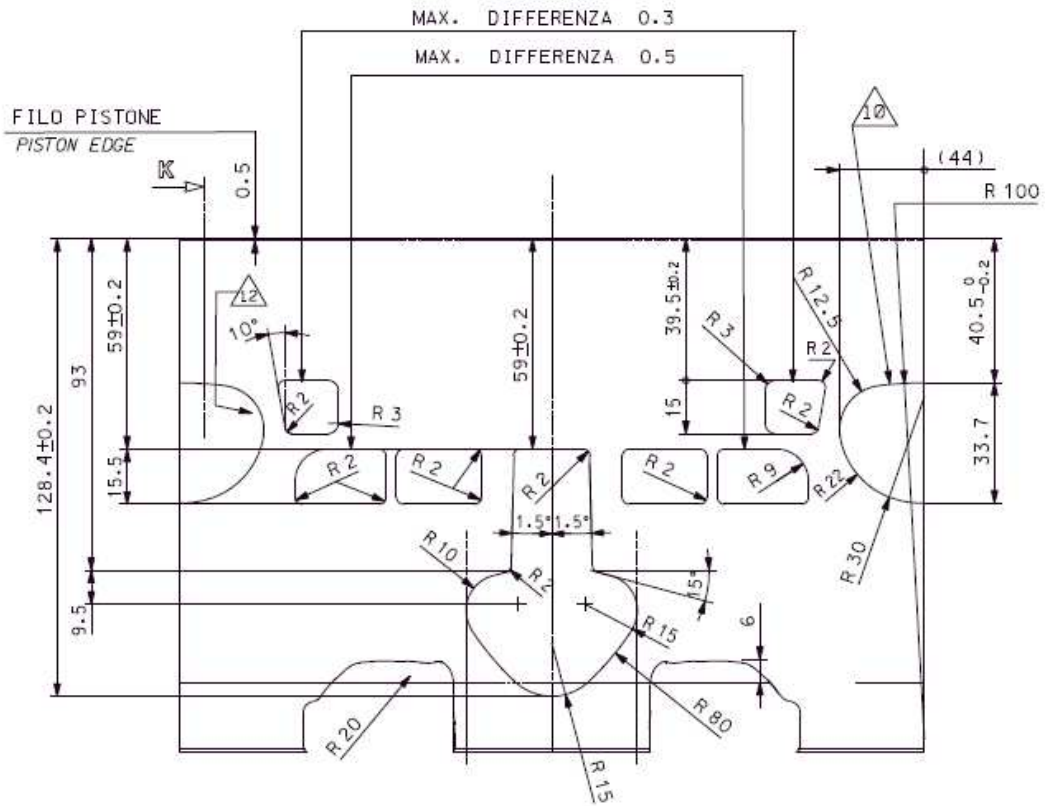


Abbildung 3-16: Abwicklung der Zylindermantelfläche Original

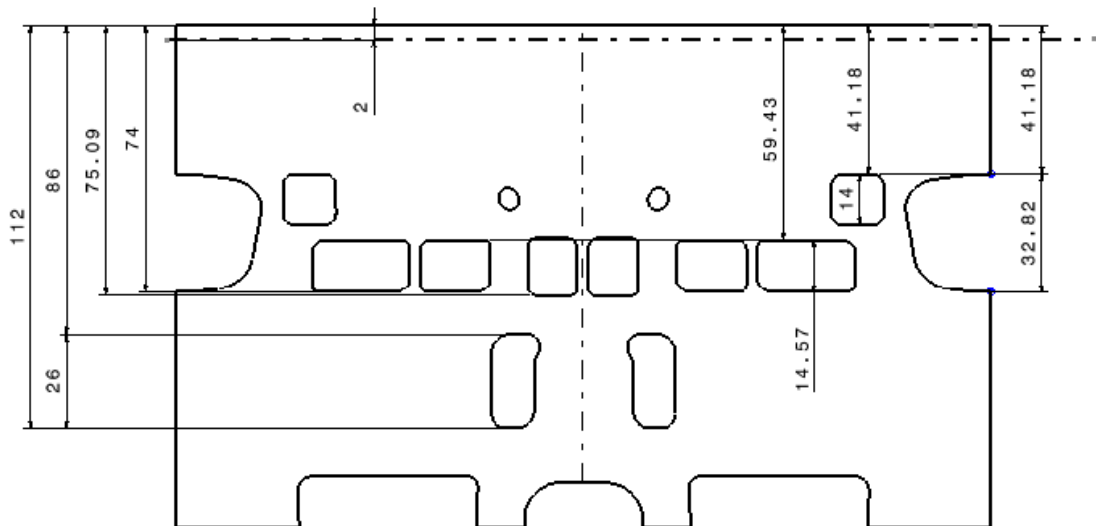


Abbildung 3-17: Abwicklung der Zylindermantelfläche Prototyp

3.4.2 Der Zylinder

Hub und Bohrung sollten bei der Neukonstruktion des Zylinders unverändert bleiben. Die Kanalgeometrien wurden neu gestaltet. Vor allem der Aufrichtkanal wurde völlig neu ausgeführt, um verschiedene Einspritzstrategien zu realisieren. Außerdem erfolgt die Spülung durch den Aufrichtkanal beim Prototyp durch den Kolben (siehe [3.4.4](#)). Der Membrankasten wurde vom Zylinder in das Motorgehäuse verlegt, um den Ansaugwinkel des Einlasskanals optimieren zu können. Durch diese Maßnahme ergab sich ein relativ großer konstruktiver Aufwand. Um den Membrankasten im Motorgehäuse unterbringen zu können, musste eine Zwischenplatte ([Abbildung 3-19](#)) zwischen Zylinder und Gehäuse konstruiert werden, da das Motorgehäuse nicht grundlegend geändert werden konnte.

Des Weiteren wurden Aufnahmen für die Einspritzinjektoren vorgesehen. Die Höhe der beiden Injektoren musste so gewählt werden, dass genügend Zeit zum Einspritzen des Kraftstoffes bleibt, die Injektoren aber nicht mit dem Verbrennungsdruck beaufschlagt werden.

Der Wassermantel wurde mit Hilfe von Strömungssimulationsprogrammen optimiert, um die bei Direkteinspritzung auftretenden höheren Temperaturen ausgleichen zu können und eine Vergleichmäßigung der Kühlung zu erreichen.

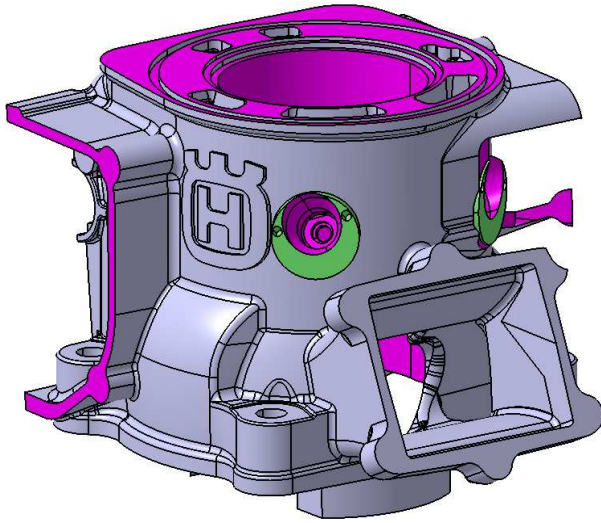


Abbildung 3-18: Originalzylinder mit Injektorbohrungen

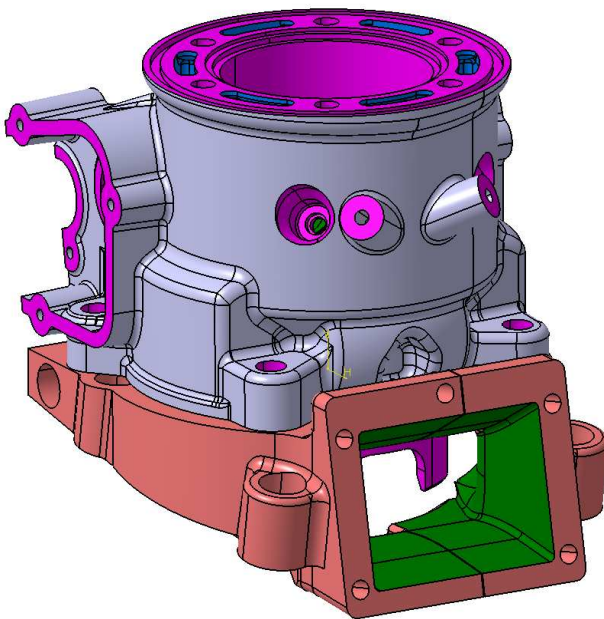


Abbildung 3-19: Neukonstruktion mit Zwischenplatte

3.4.3 Der Zylinderkopf

Der Zylinderkopf wurde völlig neu konstruiert und als Drehteil ausgeführt. Um die Brennraumgeometrie (5.3.1.4) ändern zu können, ohne den gesamten Zylinderkopf bearbeiten zu müssen, wurde er zweiteilig gefertigt. So kann der untere Teil des Zylinderkopfes ausgetauscht oder bearbeiten werden, ohne den oberen im Vergleich komplizierteren Teil bearbeiten zu müssen.

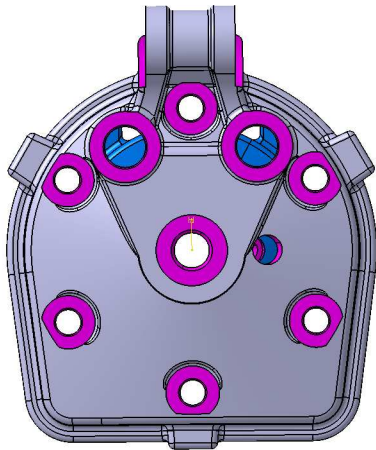


Abbildung 3-20: Originalzylinderkopf

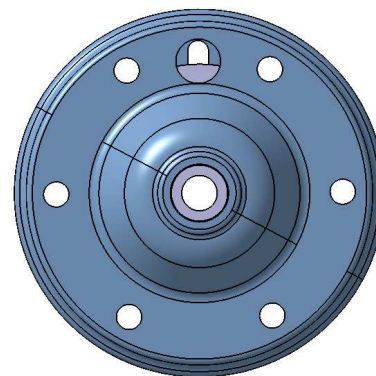


Abbildung 3-21: Zylinderkopf neu

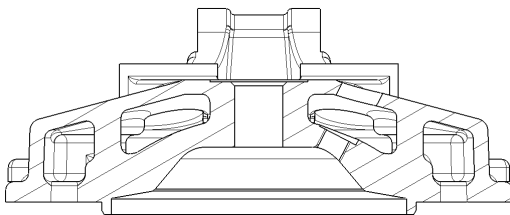


Abbildung 3-22: Brennraum Original

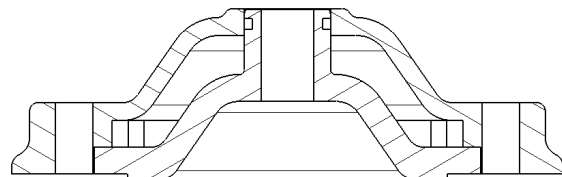


Abbildung 3-23: Brennraum neu

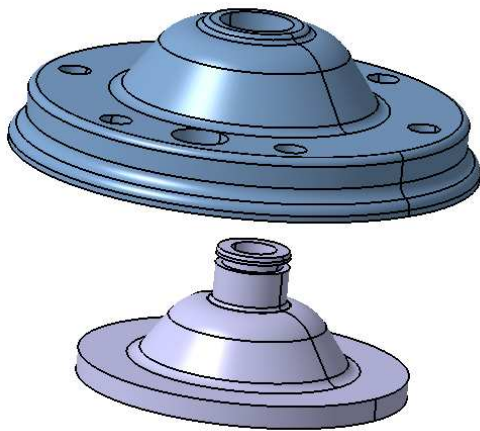


Abbildung 3-24: Zylinderkopf zweiteilig

3.4.4 Der Kolben

Der Originalkolben diente als Basis. Einerseits wurde er mit zwei Festern versehen und andererseits wurde das Schliffbild für die Verwendung im neu konstruierten Zylinder geändert.

Durch die beiden Fenster kann Kraftstoff direkt in die Kolbenunterseite eingespritzt werden. Außerdem erfolgt die Spülung entlang der beiden Aufrichtkanäle durch die Kolbenfenster.

Das Schliffbild musste aufgrund der höheren Temperaturen bei Direkteinspritzung angepasst werden. Durch die größere Wärmeausdehnung des Kolbens war es nötig, das Spiel zwischen Zylinder und Kolben zu erhöhen da es sonst beim Erreichen hoher Temperaturen zu einem Motorschaden kommen würde.

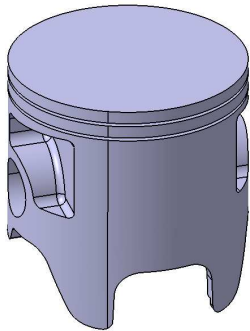


Abbildung 3-25: Originalkolben

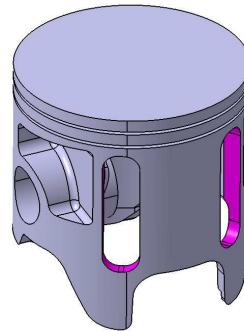


Abbildung 3-26: Kolben mit Fenster

In Abbildung 3-27 ist das Kolbenschliffbild des originalen und des bearbeiteten Kolbens dargestellt. Vor allem im Bereich des Kolbenbodens ist das Kolbenspiel vergrößert worden, da dort die höchsten Temperaturen auftreten und die Wärmeausdehnung am größten ist.

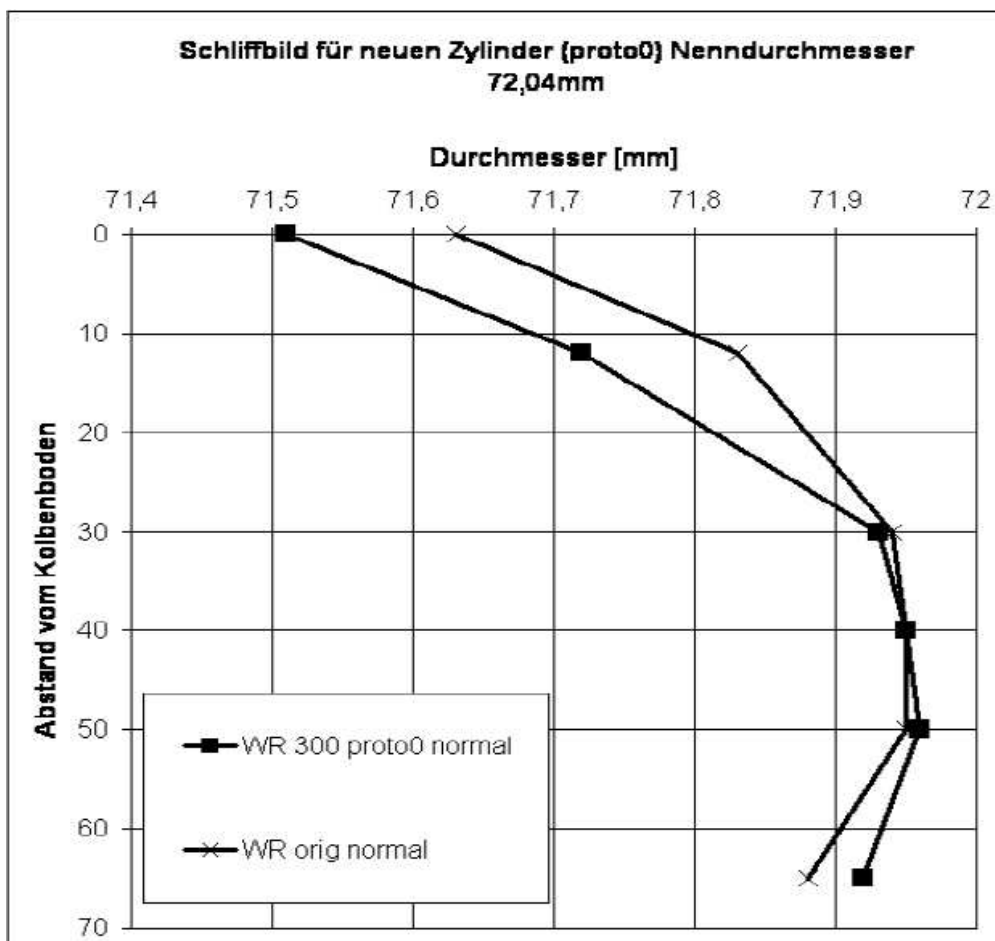


Abbildung 3-27: Kolbenschliffbild original und bearbeitet

3.4.5 Die Auslasssteuerung

Im Originalmotor wird die Auslasssteuerzeit mit Hilfe einer Auslassklappe drehzahlabhängig verändert. Dies geschieht mit einer Fliehkrafteinheit, die über Zahnräder vom Motor angetrieben wird (Abbildung 5-9). Dieses System erlaubt keine Abhängigkeit der Auslasssteuerzeit von der Motorlast. Bei Versuchen am Motorprüfstand wurde festgestellt, dass kein lineares Verhalten beim Öffnen bzw. Schließen der Klappe vorliegt. Beim Hochdrehen des Motors öffnet die Auslassklappe in einem Bereich von 6800 bis 7300 U/min, beim Abfallen der Drehzahl schließt sie erst wieder bei ca. 5000 U/min. Für den Betrieb mit Einspritzung muss die Auslasssteuerung exakter und reproduzierbarer arbeiten.

Um die Auslassklappe besser steuern zu können, wurde die Fliehkrafteinheit durch einen vom Motorsteuergerät geführten Aktuator ersetzt. Dadurch kann die Auslasssteuerzeit nicht nur an die Drehzahl sondern auch an die Last angepasst werden. Außerdem können so verschiedene Klappenhöhen bzw. Auslasssteuerzeiten über das gesamte Drehzahlband realisiert werden.

In Abbildung 3-28 ist die Auslasssteuerung in offener Position zusammen mit dem Hauptauslass und den Nebenauslässen dargestellt. Die Klappe und die Nebenauslass-Ventile geben dabei den Hauptauslass und die Nebenauslässe frei. Die Verzahnung verbindet die Nebenauslass-Ventile mit der Auslassklappe. Bei Drehzahlen unter 6500 U/min werden über die Seilscheibe die Nebenauslass-Ventile verdreht und über die Verzahnung die Auslassklappe abgesenkt. Dabei verdeckt die Auslassklappe einen Teil des Hauptauslasskanals und die Nebenauslass-Ventile verschließen die Nebenauslasskanäle vollständig.

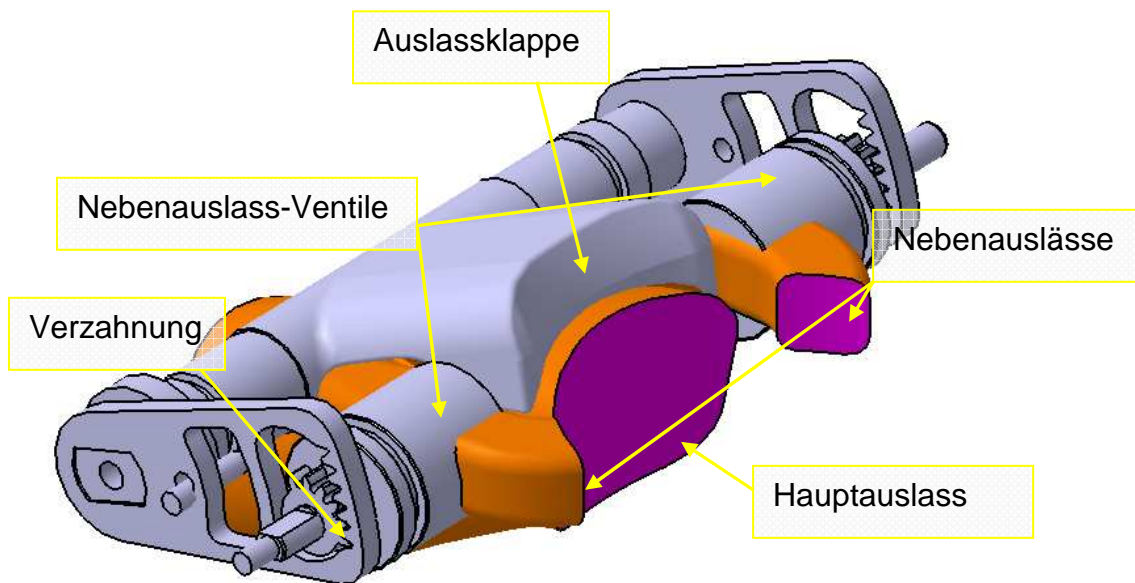


Abbildung 3-28: Auslasskanäle mit Auslassklappe und Nebenauslass-Ventilen

In Abbildung 3-29 ist der Aktuator am Motorprüfstand zu sehen. Er ist über zwei Seile mit der Seilscheibe verbunden. Die Seilscheibe ist mit dem Nebenauslassventil verschraubt und überträgt das Moment über ein Zahnradpaar auf die Klappe. Diese Anordnung musste aufgrund des niedrigen Nennmoments des Aktuators gewählt werden. Es wurden auch Versuche mit einer Seilscheibe, die direkt auf der Drehachse der Auslassklappe befestigt war, durchgeführt. Mit diesem Aufbau konnte der Aktuator das notwendige Moment zum Verdrehen der gesamten Auslassklappeneinheit nicht aufbringen.

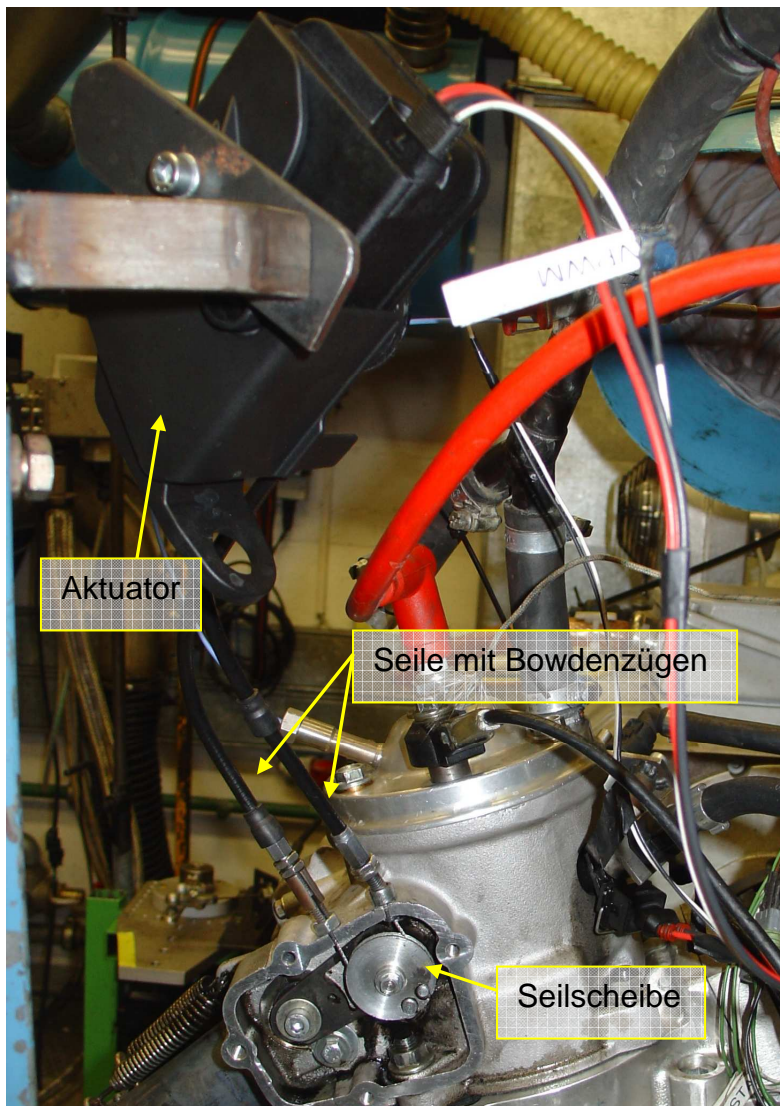


Abbildung 3-29: Aktuator am Motorprüfstand

4 Motorprüfstands- und Messtechnikbeschreibung

4.1 Kurzbeschreibung

Der Versuchsträger wurde auf einem stationären Motorprüfstand aufgebaut.

Die wichtigsten Einheiten eines Motorprüfstandes sind die Kraftachse (bestehend aus Motor, Kupplung und Bremse), die Versorgung (mit Luft und Kraftstoff) und die Entsorgung (Abgase und Wärmeabfuhr) [2].

Bei der Bremse handelt es sich in diesem Fall um eine Asynchronmaschine der Firma ABB mit einer Bemessungsleistung von 37 KW und einer Bemessungsdrehzahl von 1500 U/min, die Maximaldrehzahl liegt bei 8000 U/min.

Die Anordnung von Motor, Kupplung, und Bremse ist in [Abbildung 4-1](#) ersichtlich.

Des Weiteren wird die Messtechnik für die wichtigsten Messgrößen beschrieben.

Dabei kann zwischen langsamer und schneller Messdatenerfassung unterschieden werden. Langsame Messdaten ändern sich nicht innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung, schnelle Messdaten ändern sich innerhalb einer Kurbelwellenumdrehung.

Drehmomentmessung, Kraftstoffverbrauchsmessung, Luftmassenmessung, Abgasanalyse und die meisten Temperaturmessungen sind der langsamen Messdatenerfassung zuzuordnen. Die Druckindizierung gehört unter anderem zu der schnellen Messdatenerfassung.

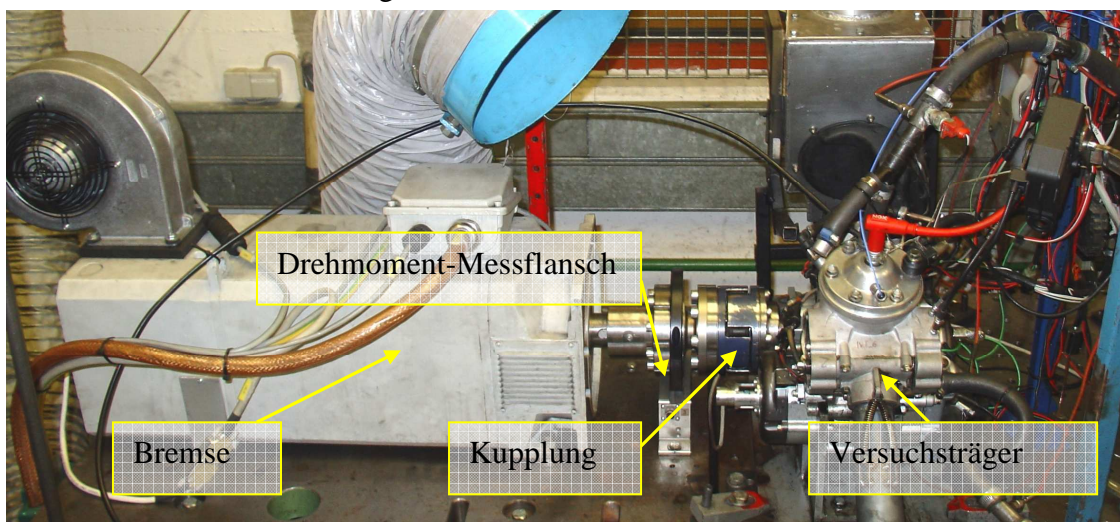


Abbildung 4-1: Aufbau des Motorprüfstands

4.1.1 Motoraufhängung

Im Motorrad ist der Motor im Rahmen über Gummielemente elastisch gelagert. Am Motorprüfstand ist die elastische Lagerung des Motors aufgrund der Verbindung mit der Bremse nicht möglich. Diese Verbindung wird mit einer Klauenkupplung, welche nur geringe Achs- und Winkelfehler ausgleichen kann, realisiert. Aus diesem Grund wird der Versuchsträger mit einem Motorbock, dessen Grundplatte mit Spannpratzen auf der Grundplatte des Prüfstandstisches befestigt wird, verschraubt und somit starr aufgehängt. Für die Befestigung des Motors am Motorbock wurden die Aufnahmepunkte des Motors verwendet über die er ursprünglich mit dem Rahmen des Motorrades verschraubt war.

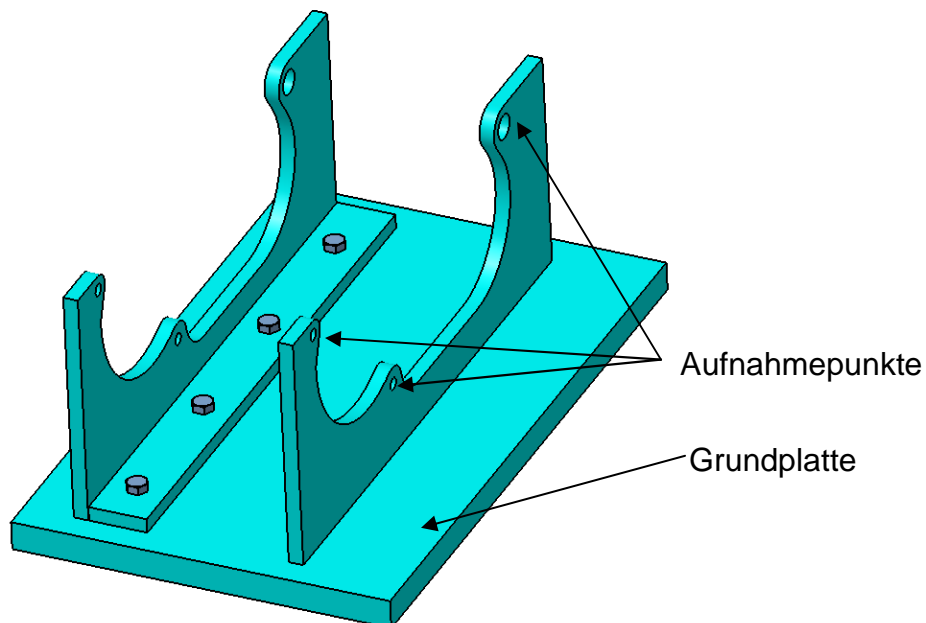


Abbildung 4-2: Motorbock

Des Weiteren wurden am Prüfstandstisch Anschläge vorgesehen, um die Positionierung nach Umbauarbeiten, bei denen Motor und Bock abgebaut werden müssen, zu erleichtern.

Die erste Ausführung des Motorbocks stellte sich als zu massiv heraus, da es aufgrund der vom Motor ausgehenden Vibrationen zu Dauerbrüchen der Schrauben der Spannpratzen kam. Durch die äußerst starre Ausführung des Bockes wurden die Vibrationen direkt in die Spannpratzen übertragen.

Die zweite Ausführung wurde weniger massiv ausgeführt. Dadurch konnte die Belastung der Schrauben verringert werden.

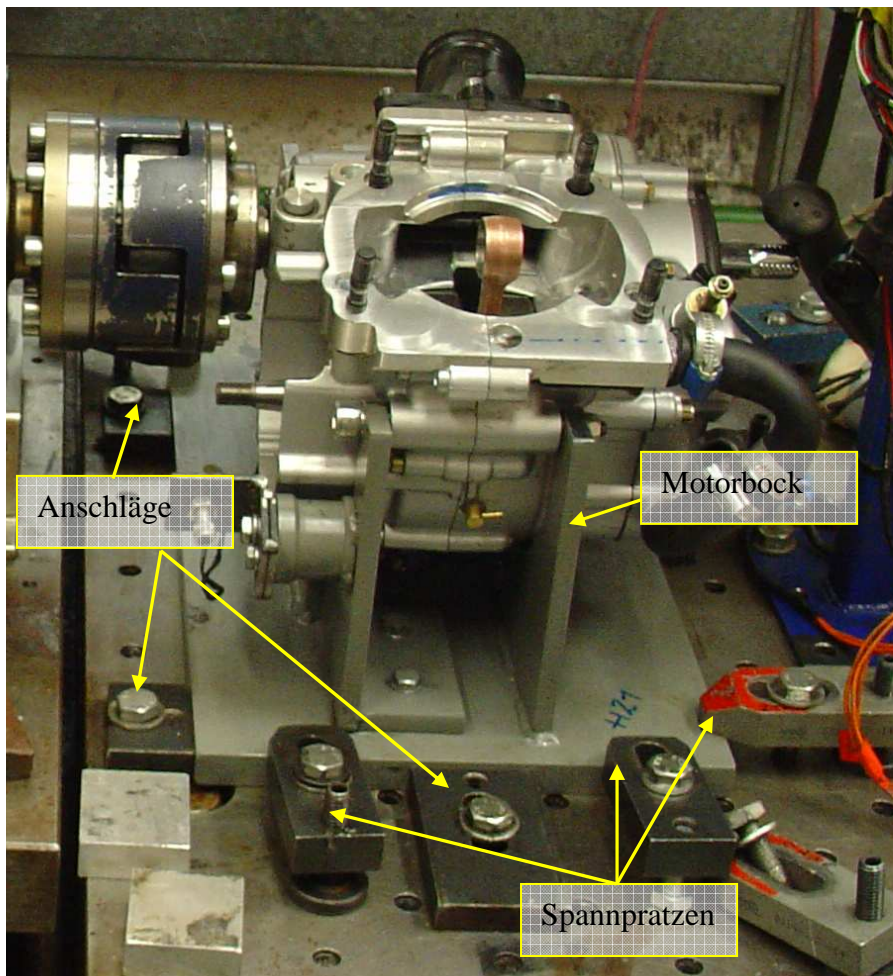


Abbildung 4-3 Motorbock mit Versuchsträger am Prüfstandstisch

4.1.2 Drehmomentmessung

Für die Messung des Drehmoments wird ein Drehmoment-Messflansch von der Firma HBM, Type T40 verwendet (Abbildung 4-4). Das Nenndrehmoment beträgt 500 [Nm], die Nenndrehzahl liegt bei 20000 U/min.

Der Messflansch setzt sich aus einem Rotor und einem Stator zusammen.

Am Rotor ist der Messkörper untergebracht auf dem Dehnmessstreifen appliziert sind. Die Übertragung von Messsignal und Speisespannung erfolgt berührungslos mit Hilfe von Übertragerspulen, die sich am äußeren Umfang des Messkörpers befinden. Die Signale werden von einem Antennenring zum Stator übertragen.

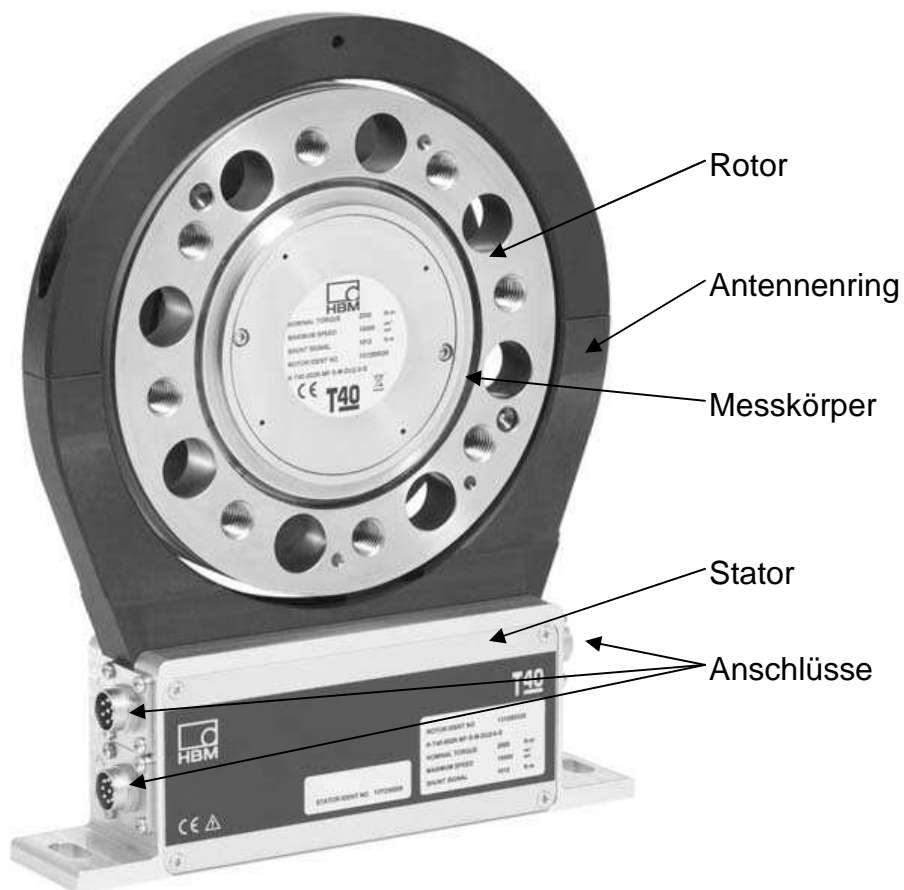


Abbildung 4-4: Drehmoment-Messflansch T40 [6]

4.1.3 Kraftstoffverbrauchsmessung

Für die Verbrauchsmessung wurde eine Kraftstoffwaage vom Typ AVL 730 verwendet, welche mit dem gravimetrischen Messprinzip arbeitet. Dabei wird die Masse der entnommenen Kraftstoffmenge bestimmt.

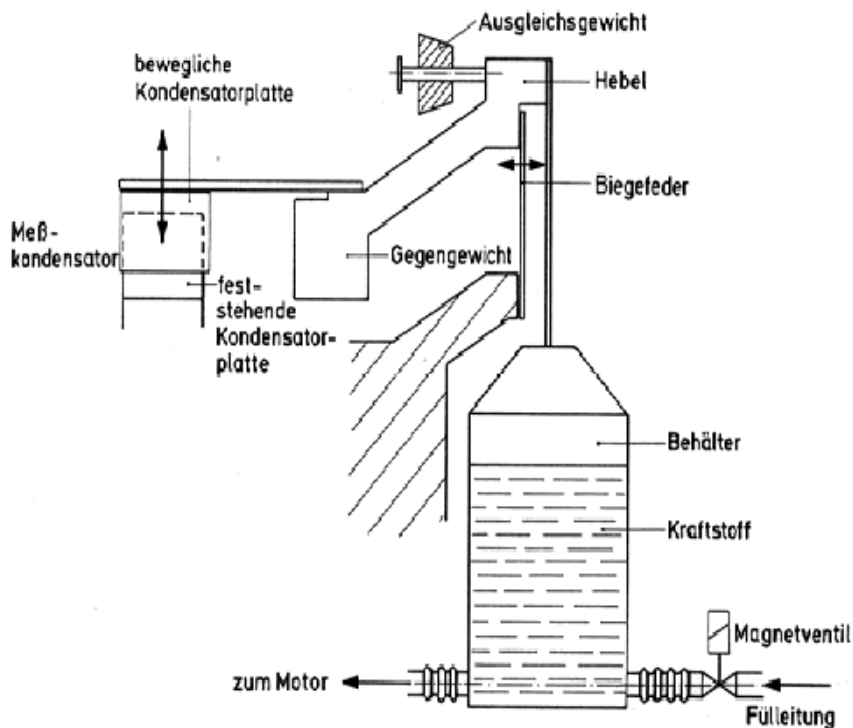


Abbildung 4-5: Prinzipskizze Kraftstoffwaage [7]

Der Kraftstoff strömt über eine Fülleitung in den Behälter und weiter zum Motor (Abbildung 4-5).

Während der Messung wird der Zufluss geschlossen und der Kraftstoff fließt aus dem Behälter zum Motor. Die Kraftstoffmasse im Behälter nimmt ab und die Biegefeder biegt sich nach links. Diese Bewegung wird über einen Hebel auf eine bewegliche Kondensatorplatte übertragen. Die Kapazität des in einer Brückenschaltung liegenden Kondensators verändert sich und löst ein Brückensignal aus. [7]

4.1.4 Luftmassenmessung

Die Luftmassenmessung erfolgt mit Hilfe eines Hitzdrahtanemometers vom Typ ABB Sensyflow B, welches auf dem Messprinzip der Wärmeabgabe eines elektrisch beheizten Leiters in einem Luftstrom beruht. Dabei wird die Temperatur des Leiters konstant gehalten und der Heizstrom als Maß für den Massenstrom der Luft herangezogen.

Der maximal messbare Massenfluss betagt 1200 kg/h.

Zwischen Motor und Messgerät ist ein Beruhigungsbehälter eingebaut, der Schwingungen am Messgerät, welches strömungsrichtungsabhängig ist, verhindert. [8]

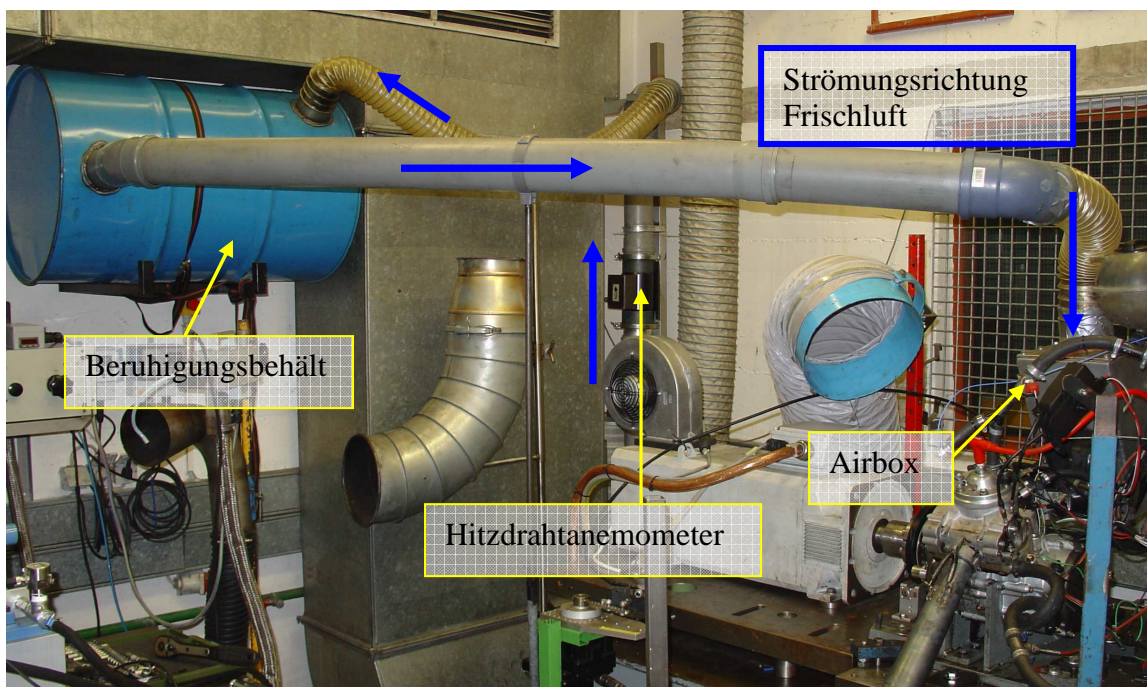


Abbildung 4-6: Luftmassenmessung am Motorprüfstand

4.1.5 Abgasanalyse

Um eine Abgasanalyse durchführen zu können wurde in diesem Fall ein Teilstrom des Abgases mit Hilfe einer Entnahmesonde direkt aus dem Auspuff abgezogen. Es sind am Auspuff zwei Entnahmestellen vorgesehen: eine vor dem Katalysator zur Bestimmung der Rohemissionen und eine nach dem Katalysator. Der abgenommene Teilstrom

gelangt über einen Vorfilter und eine beheizte Abgasleitung zur Abgasanalyse (Abbildung 4-7).

Das Beheizen des Filters und der Abgasleitung dient dazu das Abgas an chemischen Reaktionen und am Kondensieren zu hindern. Mit der ABB-Abgasanalyse können fünf verschiedene Abgaskomponenten bestimmt werden.

Kohlenmonoxid und Kohlendioxid werden mit Hilfe eines nichtdispersivem Infrarot Absorptionsanalysators (NDIR) untersucht. Für die Kohlenwasserstoffe ist ein Flammenionisationsdetektor (FID) vorgesehen. Die Stickoxide werden mit einem Mehrkomponenten-Photometer (Limas) ermittelt, während für den Sauerstoffgehalt die Messung unter Verwendung des paramagnetischen Effekts (Mangos) vorgesehen. [7]



Abbildung 4-7: Abgasentnahme am Prüfstand und Abgasanalysegerät ABB

4.1.6 Temperaturmessung

Am Prüfstand wurden zwei unterschiedliche Typen von Temperatursensoren verwendet. Zum einen Widerstandstemperturfühler vom Typ PT100 und zum anderen Thermoelemente vom Typ K.

Dabei gehört der Widerstandstempertursensor zu den passiven Sensoren, d.h. der Sensor muss mit einer Hilfsenergie versorgt werden, um ein Messsignal abgeben zu können. Der PT100 wird von einem konstanten Messstrom durchflossen. Gemessen wird der Spannungsabfall, der durch den Widerstand des Platindrahtes im Sensor entsteht. Bei höherer Temperatur steigen der Widerstand und der Spannungsabfall an. Vorteile des Widerstandstempertursensors sind die Möglichkeit der genauen Messung und die Unempfindlichkeit gegen elektrische Einstreuung. Im Gegensatz dazu steht der eingeschränkte Temperaturbereich (verwendeter Sensor: -200 bis 200°C). Der PT100 wurde z.B. für die Messung der Kühlflüssigkeitstemperatur eingesetzt. [7]

Das Thermoelement ist ein aktiver Sensor, der ohne Hilfsenergie ein Signal abgibt. Wenn zwei unterschiedliche Materialien an einem Punkt verbunden werden und man diese Verbindungsstelle erwärmt, so entsteht eine elektromotorische Kraft, die sogenannte Thermospannung. Diese kann als Messgröße heran gezogen werden. Einer der Vorteile des Thermoelementes ist der große Temperaturbereich (bis zu 2200°C) und die kleine Bauform. [7]

Dieser Sensortyp wurde vor allem zum Messen von Abgastemperaturen verwendet.

4.1.7 Indizierttechnik

Unter dem Begriff des Indizierens versteht man die kurbelwinkelgestützte Messung verschiedener Größen, wie z.B. Zylinderdruck, Temperaturen oder Nadelhub.

[7]

Das verwendete Messsystem (Dewetron 2010) verfügt über 16 Eingangskanäle mit einer Abtastrate von bis zu 100kHz und einer Auflösung von 16 bit.

Das Kurbelwinkelsignal wurde mit einem induktiven Sensor an einer direkt am Magnetschwung angebrachten Zahnscheibe mit 60-2 Zähnen abgenommen.

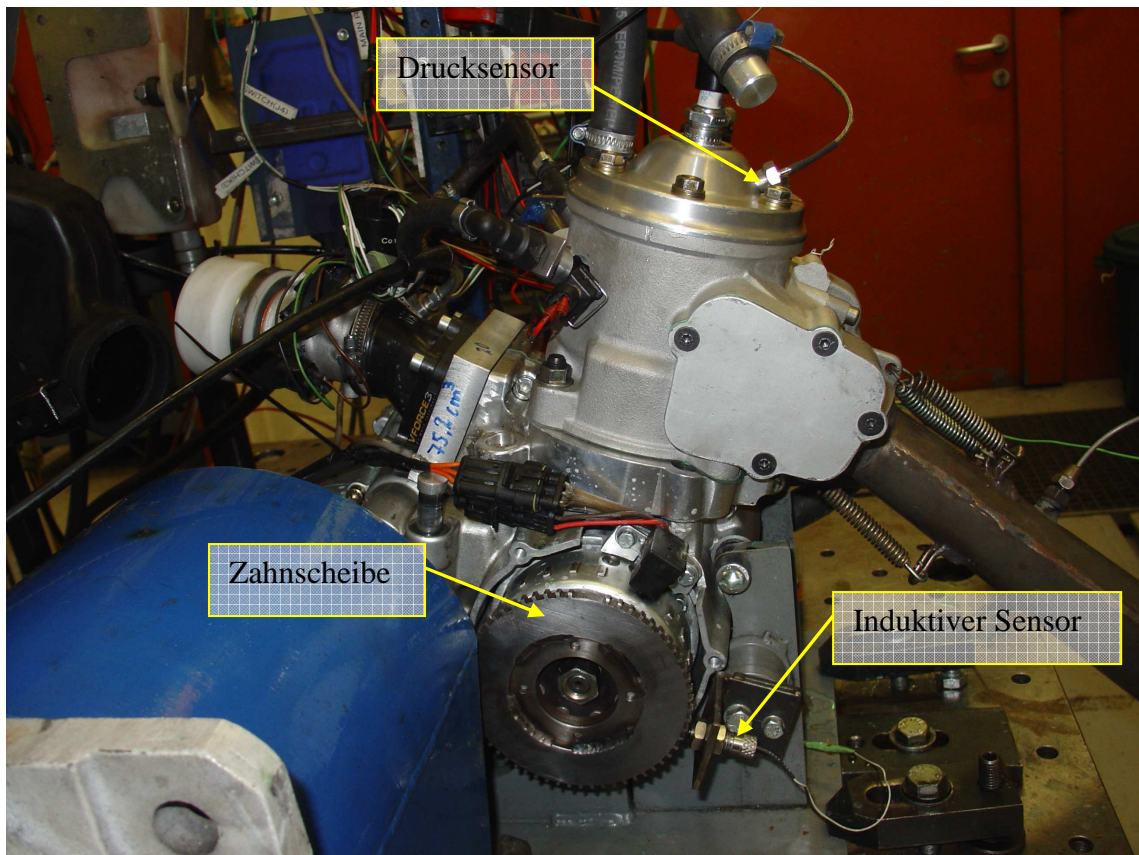


Abbildung 4-8: Zahnscheibe und induktiver Sensor

4.1.7.1 Druckindizierung

Für die Zylinderdruckmessung kam ein ungekühlter piezoelektrischer Miniaturdrucksensor vom Hersteller AVL und Typ GR12D mit einem Druckbereich von 0 bis 250 bar zum Einsatz. Für die Auspuffdruckindizierung wurde ein wassergekühlter piezoelektrischer Drucksensor der Firma Kistler vom Typ 6043A60 verwendet. In Abbildung 4-9 sind die gemessenen Drücke am Motorprüfstand dargestellt. Der wichtigste dabei ist der Zylinderdruck, der z.B.: zum Bestimmen der Drucklage verwendet wird. Aber auch Kurbelgehäuse und Auspuffdruck können wichtige Aussagen über innermotorische Abläufe liefern.

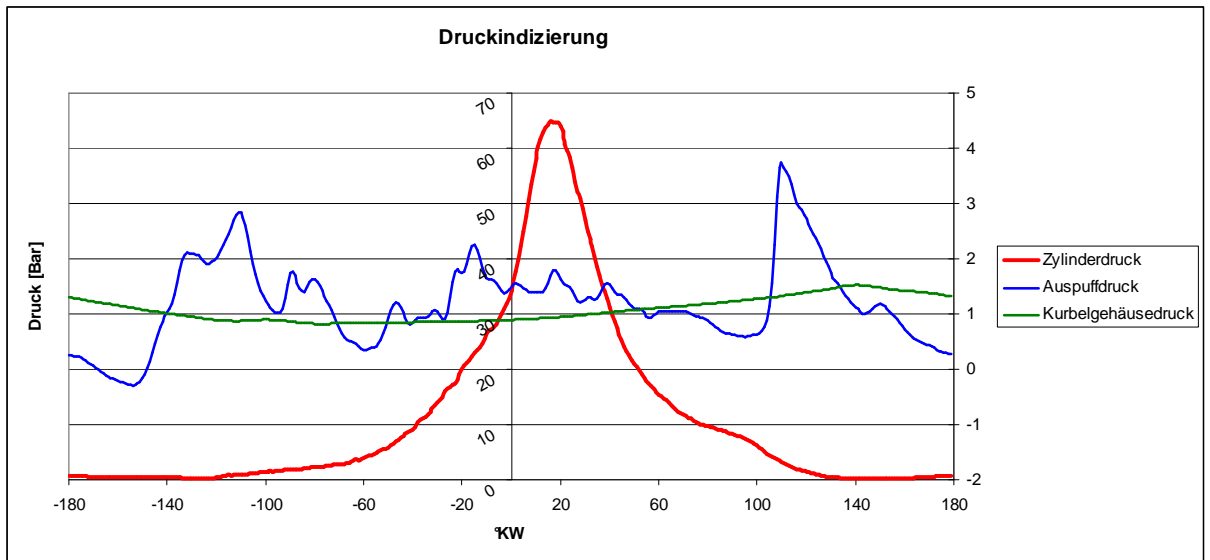


Abbildung 4-9: Indizierte Drücke bei 7500 U/min

4.1.8 Übersicht Sensoren

Tabelle 4-1 gibt einen Überblick aller verwendeten Sensoren

Tabelle 4-1: Übersicht Sensoren

| Messgröße | Sensor | Bezeichnung | Einheit |
|---------------------------|-------------------------------|----------------------|---------|
| Drehmoment | HBM Messflansch | MD | Nm |
| Kraftstoffmassenstrom | Kraftstoffwaage AVL 633 | MF_Fuel | Kg/h |
| Luftmassenstrom | Sensy Flow | MF_IA | Kg/h |
| Ansauglufttemperatur | PT 100 | T_IA | °C |
| Kühlmitteltemp. Motor ein | PT 100 | T_W_I | °C |
| Kühlmitteltemp. Motor aus | PT 100 | T_W_A | °C |
| Kerzensitztemperatur | Thermoelement | T_SP_C1 | °C |
| Zylinderauslasstemperatur | Thermoelement | T_31 | °C |
| Abgastemperatur vor KAT | Thermoelement | T_41 | °C |
| Abgastempetatur nach KAT | Thermoelement | T_51 | °C |
| Kraftstofftemperatur | PT 100 | T_Rail | °C |
| Zylinderdruck | AVL und Typ GR12D | P_Zyl_1 | bar |
| Abgasgegendruck | piezoelektrischer Drucksensor | MF_IA_D | bar |
| Auspuffdruck | Kistler vom Typ 6043A60 | Krümmen_4075_1613847 | bar |
| Kurbelgehäusedruck | piezoresistiver Drucksensor | Kurbelgeh. 1636841 | bar |
| Kurbelwinkel | Induktivgeber | Kurbelwinkel | °KW |

5 Motorenentwicklung am Motorprüfstand

5.1 Herausforderungen bei der Direkteinspritzung

Grundsätzlich kann bei Direkteinspritzung die Temperatur im Brennraum aufgrund der Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes reduziert werden.

In diesem Fall jedoch steigt die Temperatur im Motor nach dem Umbau auf Direkteinspritzung.

Durch das Trennen von Gaswechsel und Kraftstoffbeimengung bzw. das Spülen mit reiner Luft und nicht mit Luft-Kraftstoff-Gemisch, fällt ein Teil der Kühlung durch den Kraftstoff selbst weg. Das Kurbelgehäuse wird nicht mehr mit Kraftstoff gespült und dadurch auch nicht mehr mit Hilfe des Kraftstoffes gekühlt.

Dadurch ergibt sich zwangsweise eine höhere Temperatur im gesamten Motor die einige Probleme mit sich bringt.

Des Weiteren steht bei der Direkteinspritzung weniger Zeit zur Gemischbildung zur Verfügung, was wiederum die Verluste durch unvollständige Verbrennung erhöht.

5.1.1 Klopfen bei Direkteinspritzung

Die Klopfneigung wird durch die höheren Temperaturen im Brennraum und inhomogenen Zonen bei Direkteinspritzung erhöht. Da die meisten Maßnahmen gegen das Klopfen entweder leistungsmindernd (z.B.: Zündung auf spät, Verdichtungsverhältnis verringern), oder zu aufwendig (z.B.: Ladeluftkühlung) sind, wurde nach anderen Maßnahmen zur Verringerung der Klopfneigung gesucht.

Nach mehreren Versuchen wurde ein Zusammenhang zwischen Abgasgegendruck und Klopfneigung festgestellt. Durch den hohen Abgasgegendruck kann es zur Ansammlung von mehr heißem Restgas im Auspuff und Verbrennungsraum kommen, was wiederum das Klopfen begünstigt.

Als erste Maßnahme wurde der Durchmesser des Endrohres der Auspuffanlage vergrößert und dadurch der Abgasgegendruck verringert. Die Klopfneigung verringerte sich schlagartig. Da ein niedriger Abgasgegendruck das Drehmoment in hohen Drehzahlen negativ beeinflusst, wurde nach Möglichkeiten zum Abschwächen dieses Effektes gesucht, ohne die Klopfneigung wieder zu erhöhen. Dazu wurde im Auspuff eine Düse verbaut, die den Gegendruck erhöhen sollte, ohne dabei den Restgasanteil im Auspuff zu erhöhen. In Kapitel [5.2.2](#) wird näher auf diese Maßnahme eingegangen.

Bei der Konstruktion des Prototypenzylinders wurde besonders auf einen optimalen Wassermantel geachtet, um so Temperatur und Klopfen weiter zu verringern.

5.2 Voruntersuchungen

Um bei der Konstruktion des Prototyps Einflüsse, die nur am Motorprüfstand auftreten, berücksichtigen zu können, wurden mehrere Voruntersuchungen durchgeführt. Bis auf die Untersuchung [5.2.1](#) wurden alle Voruntersuchungen mit dem Motorkonzept für Voruntersuchungen, welches in [3.2](#) beschrieben wurde, durchgeführt.

5.2.1 Einfluss der Motordrehrichtung

Für die Untersuchung des Einflusses der Motordrehrichtung auf Leistung und Drehmoment wurde der Basismotor mit Vergaser verwendet. Diese Untersuchung diente zur Abklärung der konstruktiven Möglichkeiten, da nicht bekannt war ob eine Änderung der Drehrichtung einen Einfluss auf Leistung und Drehmoment nimmt. Wie in [Abbildung 5-1](#) ersichtlich, hat das Umkehren der Drehrichtung nur geringe Auswirkungen. Aufgrund dieser Erkenntnisse konnten bei der Gesamtkonstruktion des Motors (einschließlich Getriebe) auch Konzepte mit geänderter Drehrichtung verfolgt werden. Die höhere Leistung bei umgekehrter Drehrichtung im Bereich von 6500 U/min rührt daher, dass bei den Messungen die Auslasssteuerung zu unterschiedlichen Zeitpunkten öffnete.

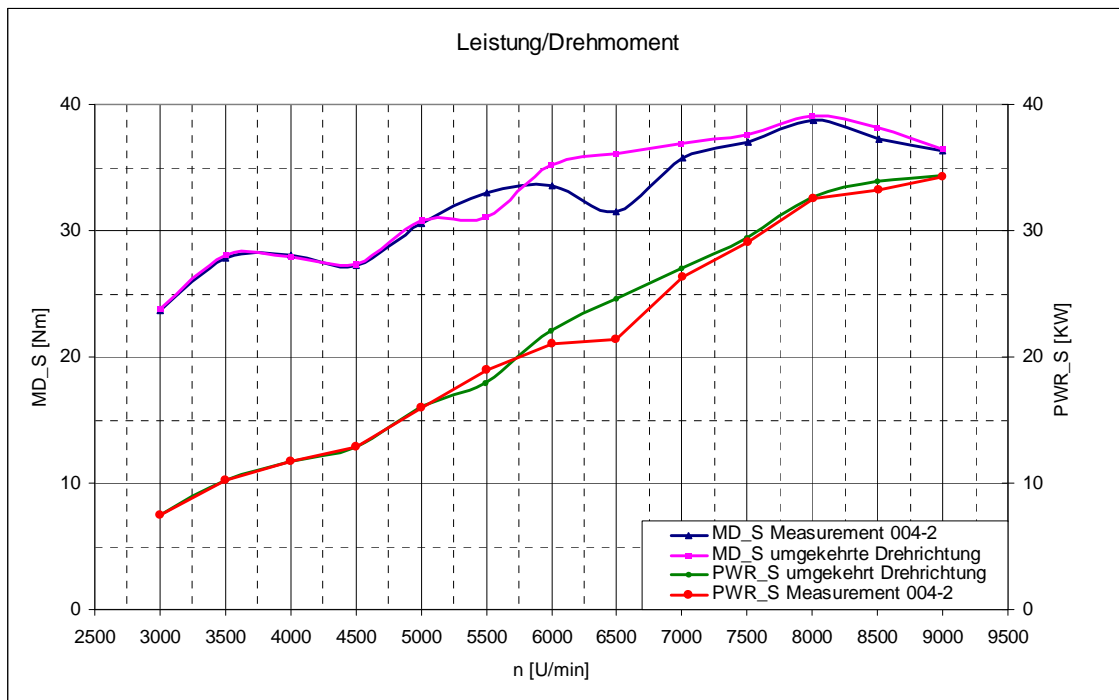


Abbildung 5-1: Leistungs- und Drehmomentkurve Basismotor im Rechts- und Linkslauf

5.2.2 Auspuffdüse zur Verringerung der Klopfneigung

Wie in [5.1.1](#) bereits erwähnt, wurde bei den Voruntersuchungen nach Maßnahmen zur Verringerung der Klopfneigung gesucht, ohne Leistungseinbußen in Kauf nehmen zu müssen. An dieser Stelle soll die Untersuchung, bei der eine Düse im Auspuff zum Einsatz kam, erläutert werden. Es wurden zwei Düsenformen mit unterschiedlichen Innendurchmessern untersucht und mit dem Auspuff mit einem Endrohrdurchmesser von 30 mm ohne Düse verglichen. In [Abbildung 5-2](#) und [Abbildung 5-3](#) sind die beiden Düsen dargestellt. Die Düse mit einem Innendurchmesser von 23mm brachte einen Leistungszuwachs im Drehzahlbereich zwischen 8500 U/min und 9500 U/min ohne dass Klopfen auftrat ([Abbildung 5-5](#)). Der Einsatz einer Düse mit einem Innendurchmesser von 25mm hatte keinen Einfluss auf die Leistung. In [Abbildung 5-4](#) ist der Prüfstands Aufbau mit dem modifizierten Auspuff zu sehen.

Wird das gesamte Endrohr mit einem Innendurchmesser von 23mm ausgeführt, kann der Motor ohne Änderung des Zündzeitpunktes nicht betrieben werden, da es durch wiederholtes Klopfen zu einem Motorschaden kommt.

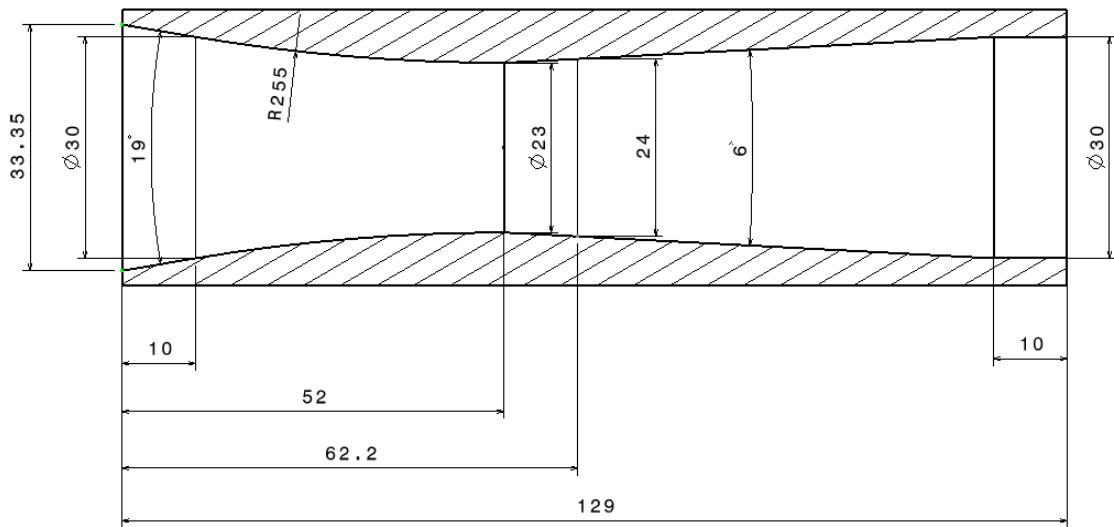


Abbildung 5-2: Auspuffdüse \varnothing innen: 23mm

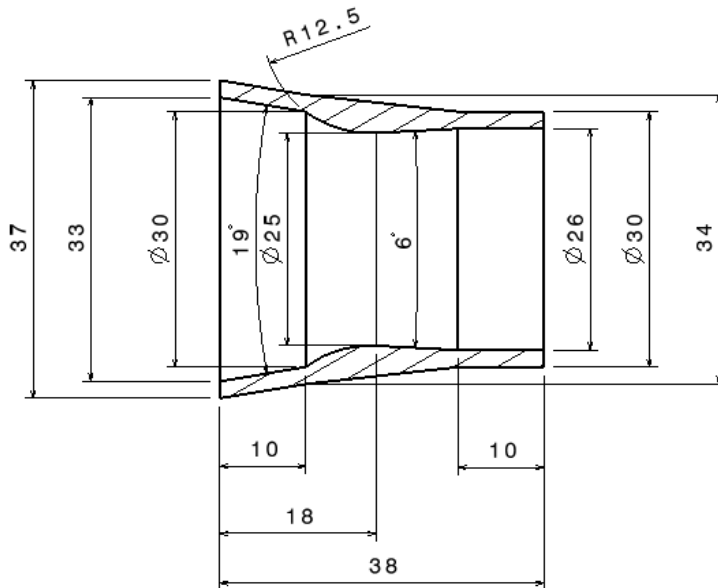


Abbildung 5-3: Auspuffdüse \varnothing innen: 25mm

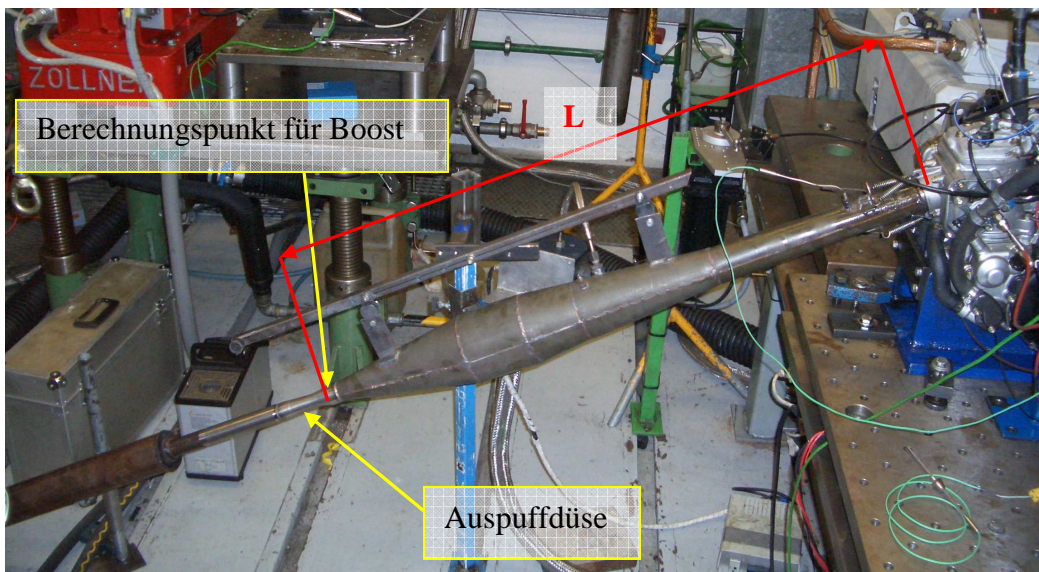


Abbildung 5-4: Auspuff mit Düse am Motorprüfstand; L=1066 mm

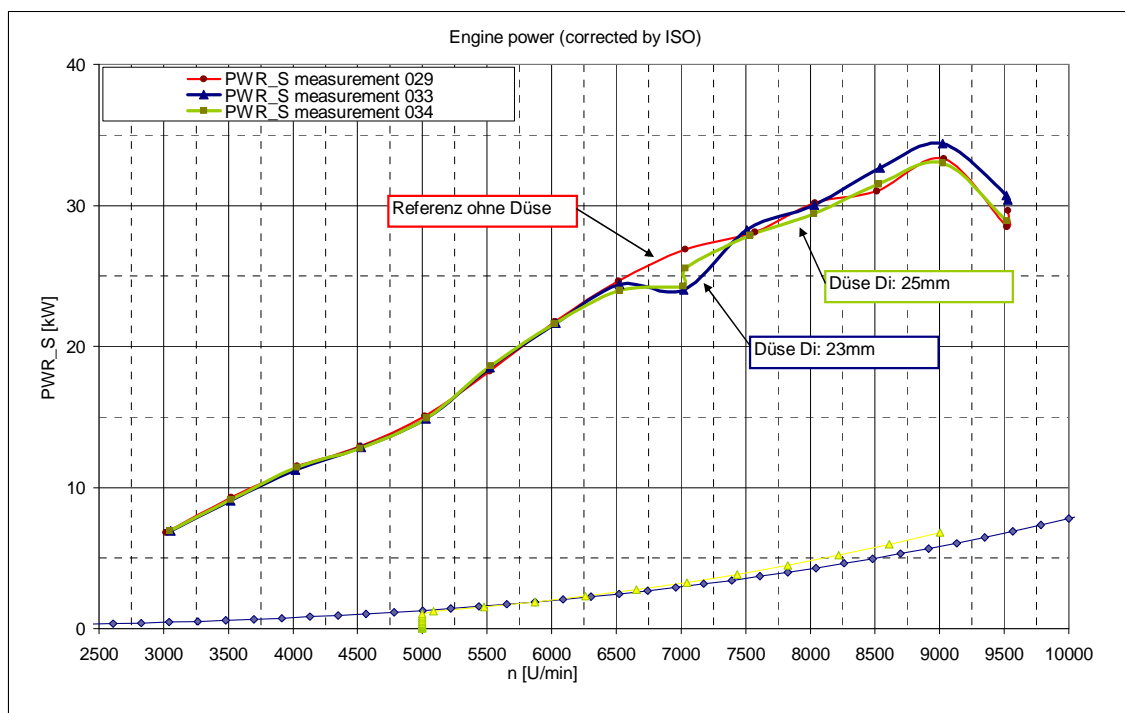


Abbildung 5-5: Leistung Auspuffdüsen-Untersuchung

Wie in [Abbildung 5-5](#) ersichtlich, konnte mit Hilfe der Auspuffdüse die Leistung im oberen Drehzahlbereich gesteigert werden, was auf den höheren Abgasgedruck zurückzuführen ist. Durch den Einsatz der Düse konnte das Klopfen trotz höheren Abgasgedrucks verringert werden.

Eine mögliche Begründung für die Wirkung der Düse ist, dass dynamische Druckschwankungen in der Düse leichter abgebaut werden können. Dies bewirkt bei der rücklaufenden Druckwelle, welche die überspülte Ladung in den Zylinder schieben soll, eine Art Dämpfung. Die Düsenform könnte so zu einer Abschwächung des Druckgradienten der rückladenden Welle führen, was der Grund für die verringerte Klopfneigung sein könnte.

Bei der Auslegung der Düse kamen Daten aus den Boost Berechnungen zum Einsatz, die im Rahmen einer Diplomarbeit [12] durchgeführt wurden. Dabei wurden die maximale Abgasgeschwindigkeit (Abbildung 5-7) und der maximale Abgasdruck (Abbildung 5-6), der beim Öffnen des Auslasses entsteht, an der Stelle an der das Endrohr des Auspuffes beginnt (Abbildung 5-4), herangezogen. Mit diesen Daten konnte die Düsenform berechnet werden.

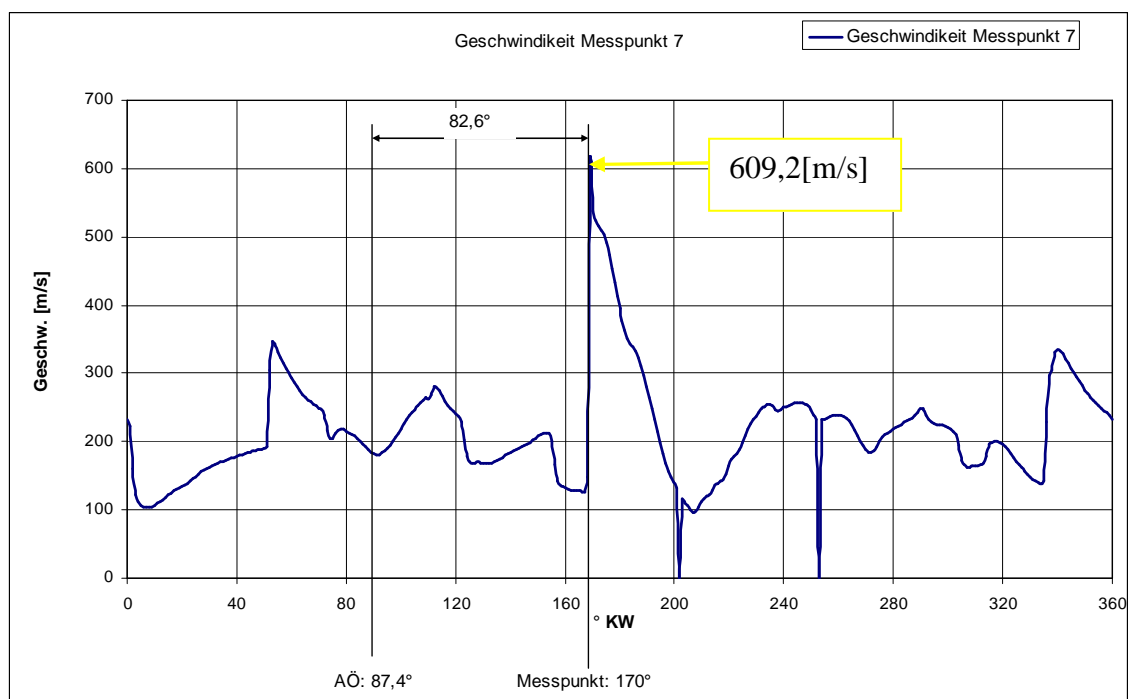


Abbildung 5-6: Abgasgeschwindigkeit über Kurbelwinkel (Boost)

Der Messpunkt im Auspuff befindet sich 1066 mm nach dem Auslass, das entspricht bei einer Drehzahl von 8000 U/min $82,6^\circ$ KW.

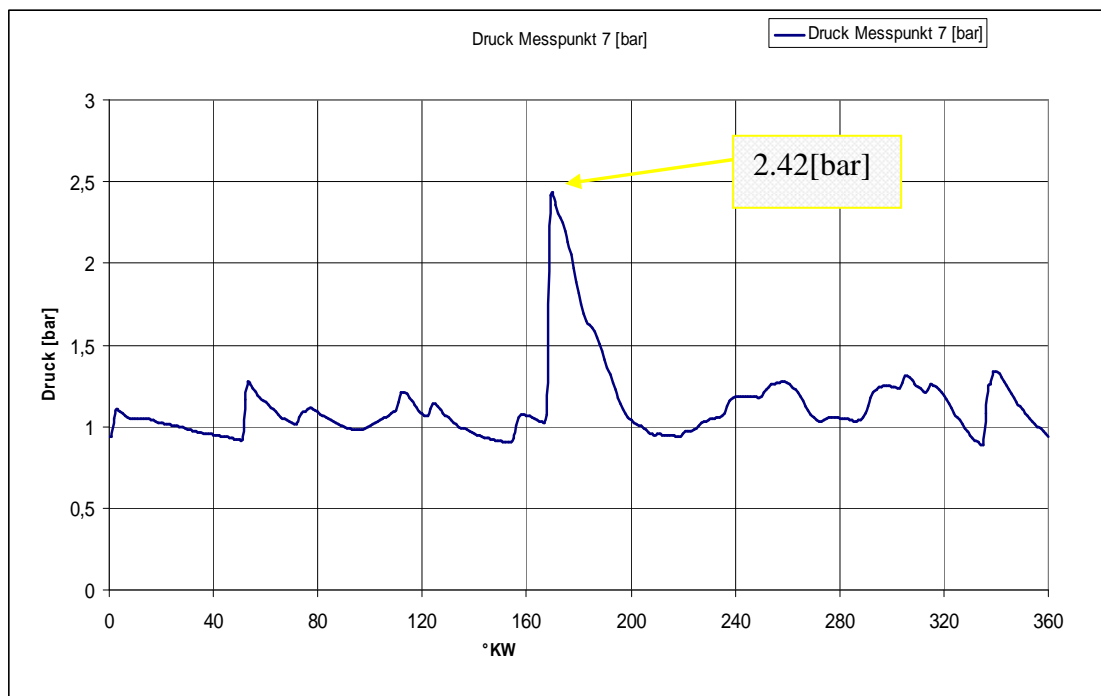


Abbildung 5-7: Abgasdruck über °Kurbelwinkel (Boost)

5.2.3 Nebenauslass Untersuchung

Die Nebenauslässe werden beim Originalzylinder, ab einer Drehzahl von ca. 6500 U/min, mit einem relativ komplizierten mechanischen System geöffnet (Abbildung 5-9). Die Motivation hinter dieser Untersuchung liegt in der Vereinfachung dieses Mechanismus, indem die Nebenauslässe immer geöffnet bleiben (Weglassen der Nebenauslass-Ventile; siehe Abbildung 5-9) und nur die Auslassklappe betätigt wird. Dazu wurde eine Referenzmessung mit dem Originalaufbau im Drehzahlbereich von 3000 U/min bis 6500 U/min durchgeführt.

Diese Messung wurde mit Messungen mit verschiedenen Höhen der Auslassklappe verglichen. In Abbildung 5-10 ist die Lage der Referenzhöhe von OT bis zur Unterkante der Auslassklappe gekennzeichnet. Durch Absenken der Auslassklappe sollte, den negativen Auswirkungen auf das Drehmoment - bei geöffneten Nebenauslässen im unteren Drehzahlbereich – entgegengewirkt werden.

Wie in Abbildung 5-8 nur unschwer zu erkennen ist, führte diese Maßnahme nicht zu dem gewünschten Erfolg.

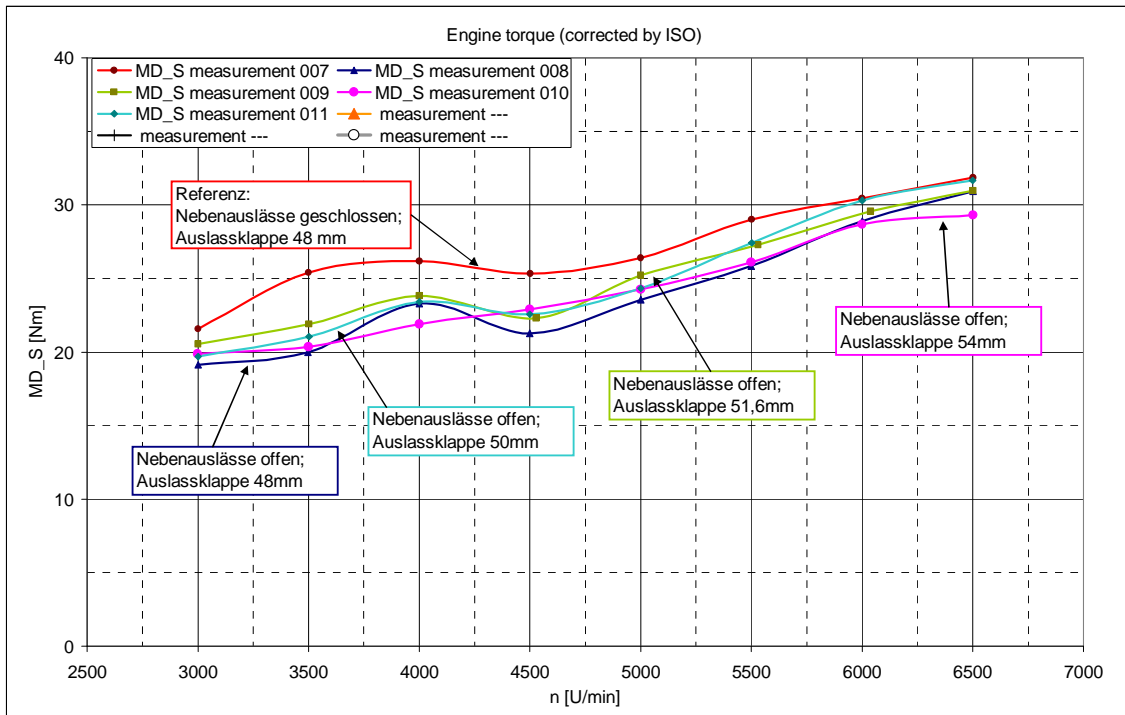


Abbildung 5-8: Drehmoment Nebenauslass-Untersuchung

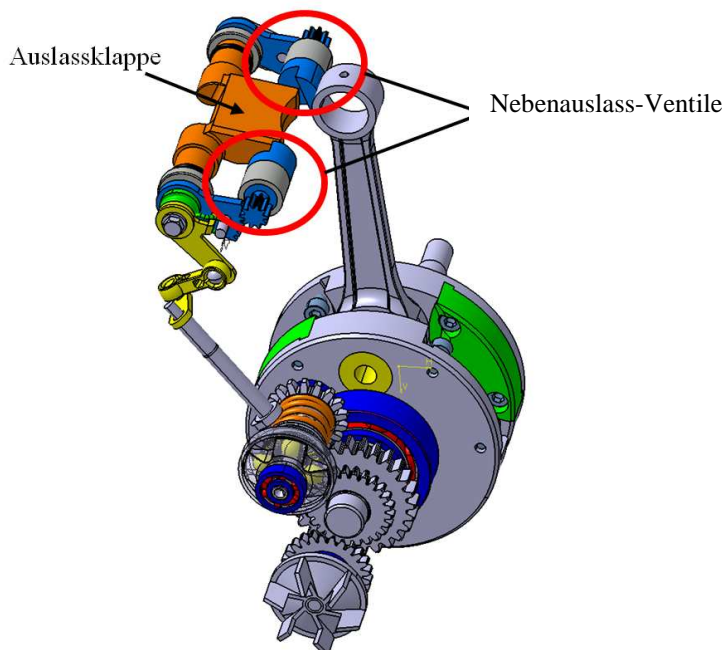


Abbildung 5-9: Kurbelwelle und Auslasssteuerung

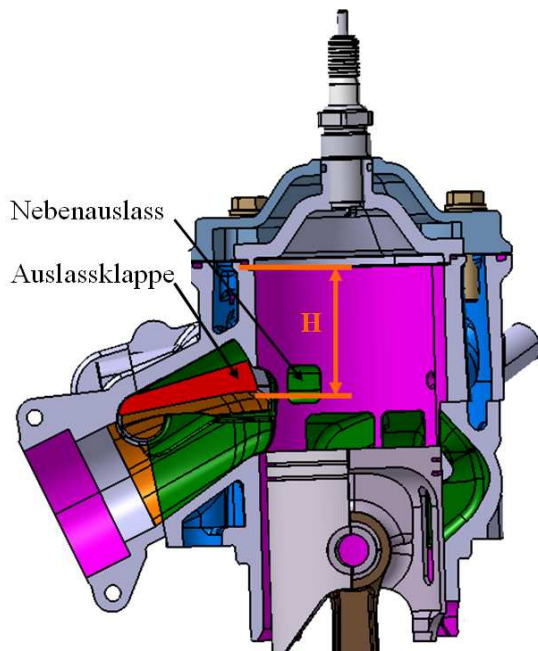


Abbildung 5-10: Zylinder mit Referenz-Auslassklappenhöhe $H = 48\text{mm}$

5.2.4 Katalysator Anspringdauer

Da die meisten Zyklusemissionen (70% - 80%) in der Kaltstartphase vor dem Anspringen des Katalysators entstehen, können die Zyklusemissionen mit einer kürzeren Anspringdauer reduziert werden. Es gibt verschiedenen Möglichkeiten, die Anspringtemperatur eines Katalysators schneller zu erreichen, z.B. durch elektrische Heizung. In dem vorliegenden Fall sind aber keine zusätzlichen elektrischen Verbraucher oder komplizierten Aufbauten erwünscht. Ein einfacher Weg besteht darin, den Abstand zwischen Zylinderauslass und Katalysator zu verringern, oder aber einen sogenannten Vorkatalysator, zu verbauen der eine niedrigere Anspringdauer besitzt und den Hauptkatalysator vorwärmen kann. Um dieses Verhalten untersuchen zu können, wurde der Motor am Prüfstand mit verschiedenen Auspuff-Varianten betrieben und die Zeit bis zum Anspringen des Katalysators gemessen, bzw. der Anstieg der Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit festgestellt.

Es wurde ein spezieller Auspuff angefertigt, mit dessen Hilfe der Einfluss auf die Anspringdauer, bei einer Verkürzung des Abstands zwischen Vorkatalysator und Hauptkatalysator, gemessen werden konnte. In [Abbildung 5-12](#) ist das Prinzip des Versuchsauspuffs, in [Abbildung 5-11](#) das Prinzip des Vergleichsauspuffs, dargestellt.

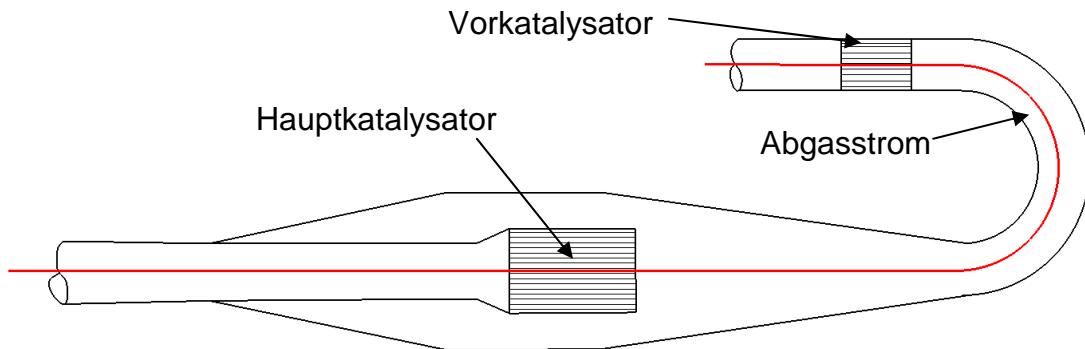


Abbildung 5-11: Prinzip Vergleichsausuffung mit Vorkatalysator

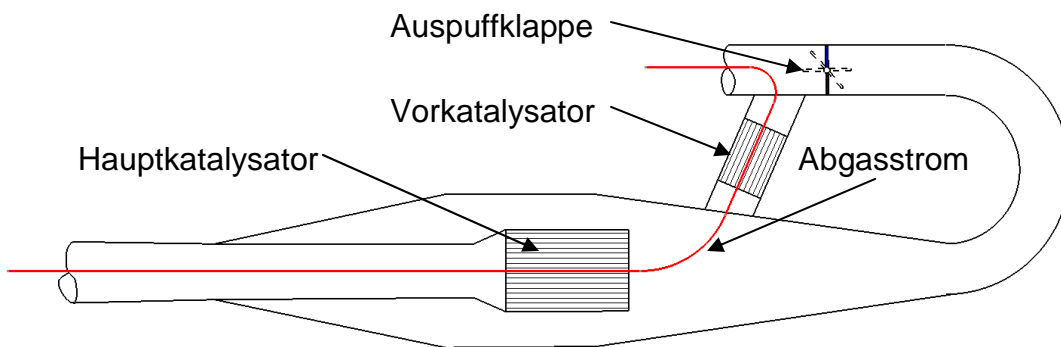


Abbildung 5-12: Prinzip Versuchsausuffung mit geschlossener Auspuffklappe

Abbildung 5-13 zeigt den Versuchsausuffung am Motorprüfstand. T31, T41, T51 zeigen die Lage der verwendeten Temperatursensoren an. T31 zwischen Auslass und Vorkatalysator, T41 zwischen Vorkatalysator und Hauptkatalysator und T51 nach dem Hauptkatalysator. Für diese Untersuchung ist vor allem ein schnelles Ansteigen der Temperatur T41 erwünscht, da diese direkt vor dem Hauptkatalysator sitzt. In Tabelle 5-1 sind die verwendeten Katalysatoren angeführt.

Tabelle 5-1: Katalysatoren

| | Abmessungen [Ø x L] [mm] | CPSI | Beladung [g/ft³] |
|------------------|--------------------------|------|------------------|
| Hauptkatalysator | 70 x 110 | 200 | 30 Pd/Rh = 15:1 |
| Vorkatalysator | 40 x 40 | 100 | 25 Pt/Rh = 4:1 |

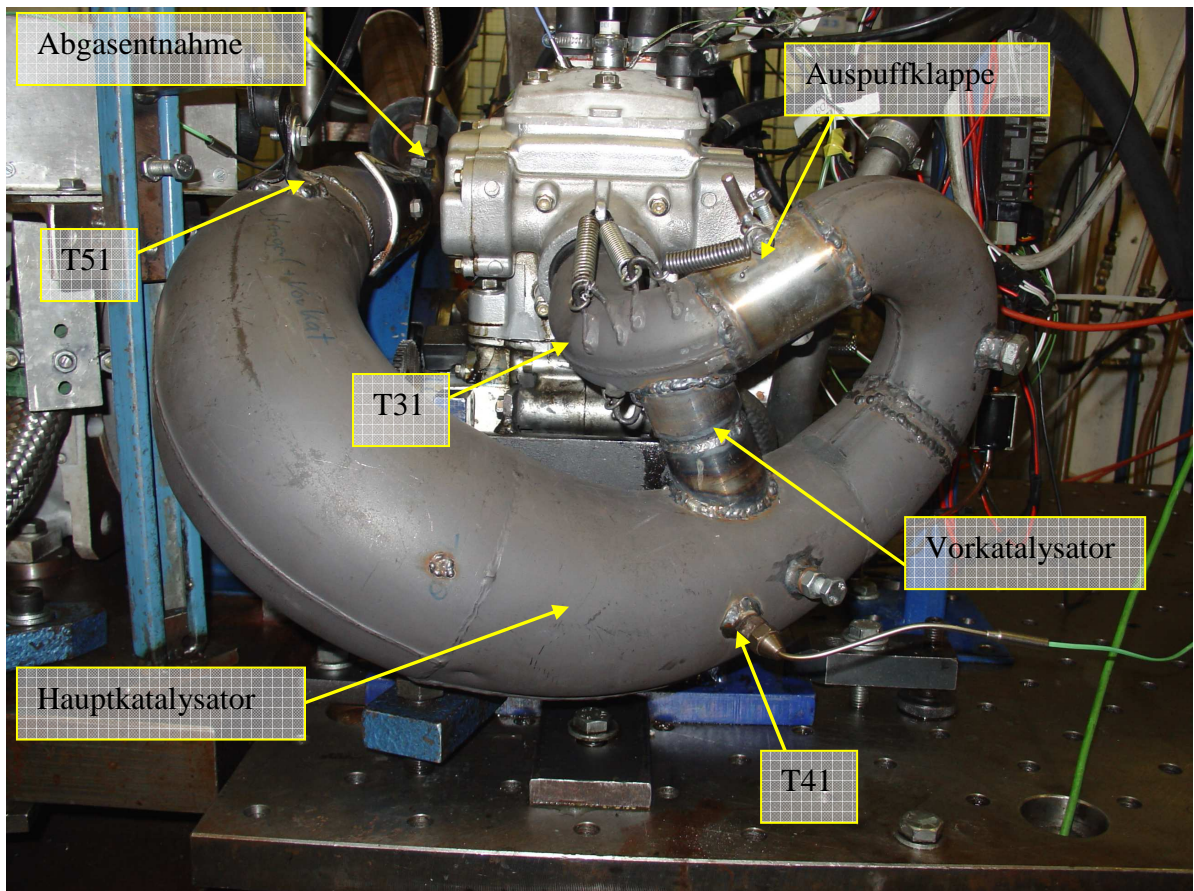


Abbildung 5-13: Versuchsauspuff am Motorenprüfstand

In Abbildung 5-14 sind die Abgastemperaturen, der beiden Auspuffvarianten, über die Zeit dargestellt.

Die Absolutwerte der Temperaturen sind aufgrund der durch die im Versuchsauspuff geänderte Auspuffdynamik und der daraus resultierenden geringeren Leistung nicht vergleichbar.

Man erkennt jedoch das steilere Ansteigen von T41 und T51 bei Verwendung des Versuchsauspuffs. Da diese Messstellen vor und nach dem Hauptkatalysator angebracht sind, ist ein früheres Anspringen des Katalysators zu erwarten, wenn der Abstand zwischen Vor- und Hauptkatalysator auf diesem Weg verkürzt wird.

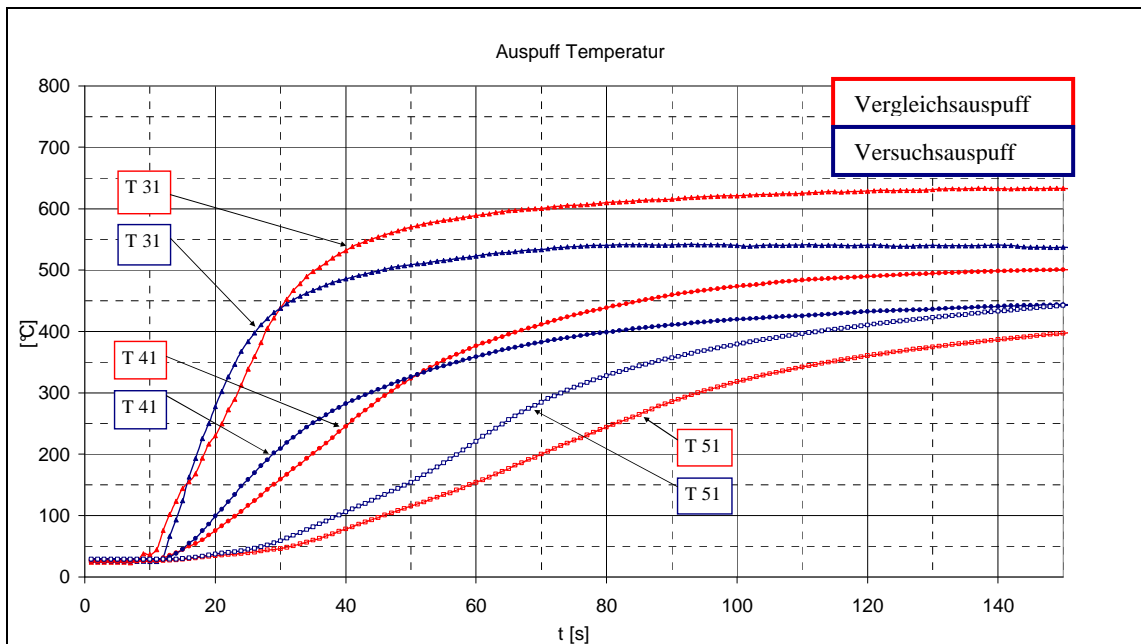


Abbildung 5-14 Temperaturverlauf Auspuff

In [Abbildung 5-15](#) sind die Kohlenwasserstoffe in Abhängigkeit von der Zeit dargestellt. Die Abgasentnahmestelle ist in [Abbildung 5-13](#) ersichtlich und befindet sich hinter dem Hauptkatalysator am Ende des Gegenkonus. Es zeigt sich, dass die Kohlenwasserstoffe bei Verwendung des Versuchsauspuffs schneller abnehmen.

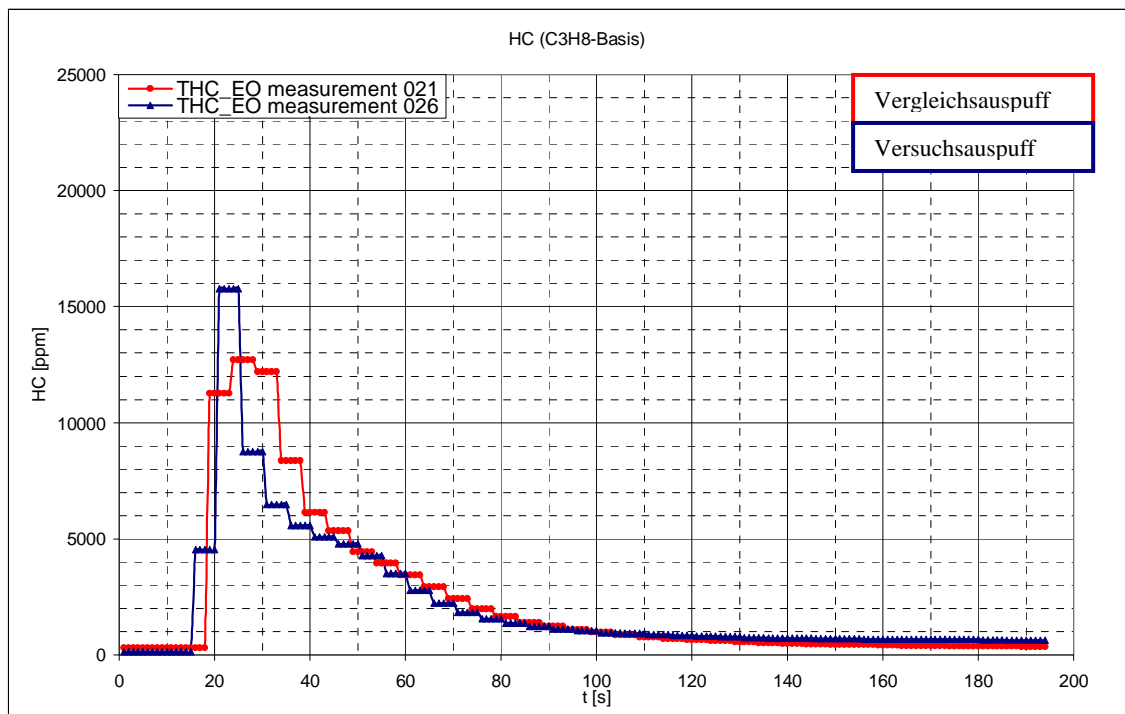


Abbildung 5-15 Kohlenwasserstoffe Auspuffklappe

Da der Betrieb mit geschlossener Auspuffklappe nur in der Kaltstartphase bis zum Erreichen der Betriebstemperatur des Katalysators vorgesehen ist, ergeben sich weitere Vorteile dieses Systems hinsichtlich der Motorleistung. Wenn nach Erreichen der Anspringtemperatur des Hauptkatalysators der Vorkatalysator weggeschaltet werden kann, ist eine Erhöhung der Motorleistung zu erwarten, da das Abgas den Vorkatalysator nicht mehr passieren muss (Abbildung 5-16). Um diesen Effekt untersuchen zu können, wurde eine Leistungsmessung mit dem Versuchsauspuff bei geöffneter Auspuffklappe, und eine Leistungsmessung mit dem Vergleichsauspuff durchgeführt. Abbildung 5-17 zeigt den Vergleich der Leistung der beiden Auspuffvarianten.

Im Bereich zwischen 7000 U/min und 9000 U/min ist ein eindeutiger Leistungszuwachs mit dem Versuchsauspuff zu erkennen.

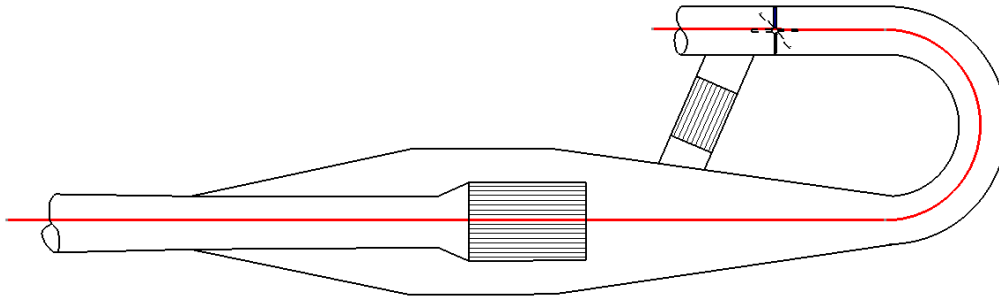


Abbildung 5-16: Prinzip des Versuchsauspuff mit offener Auspuffklappe.

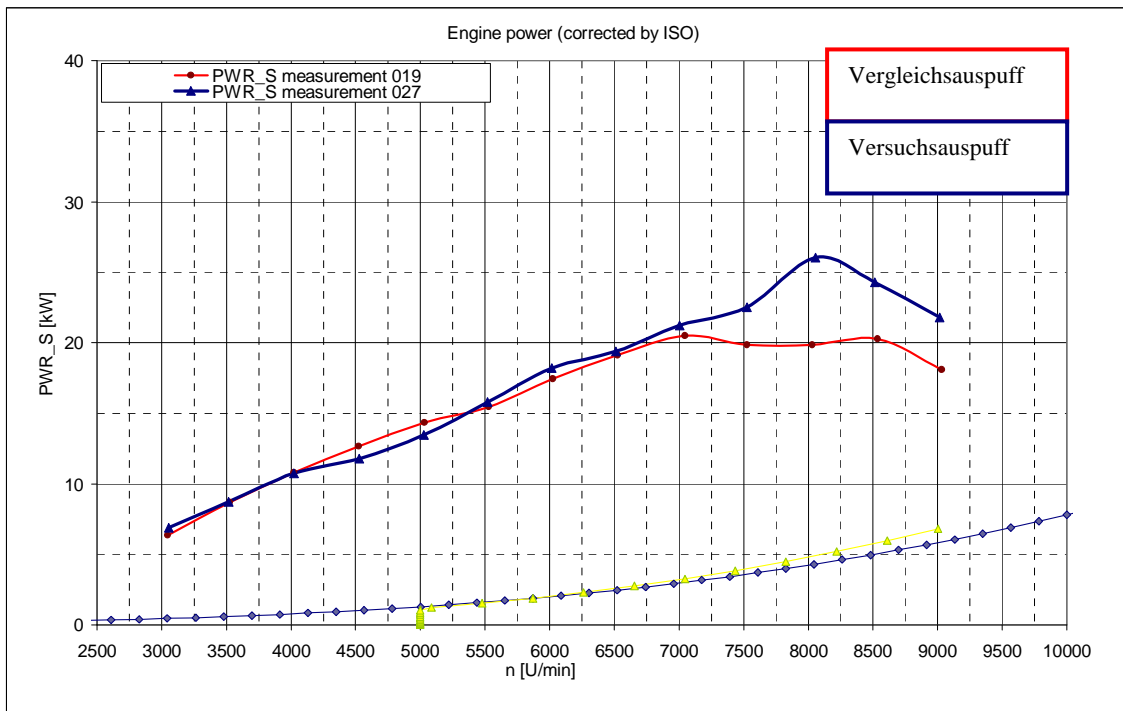


Abbildung 5-17: Leistung mit und ohne Vorkatalysator

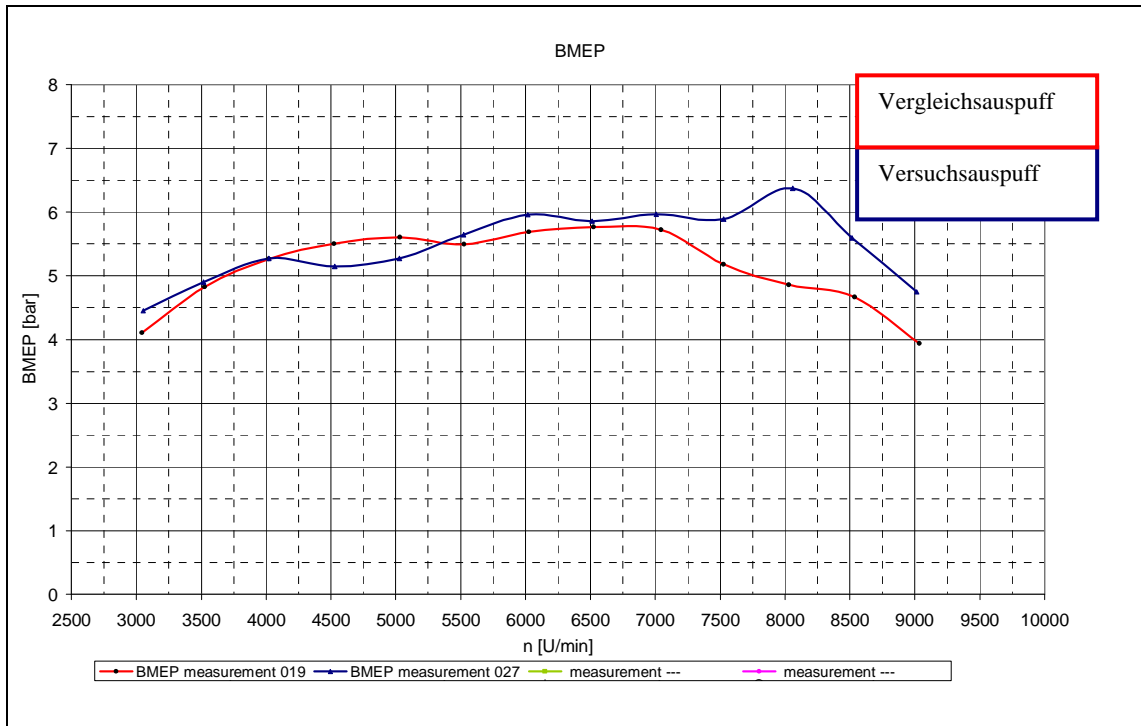


Abbildung 5-18: Effektiver Mitteldruck mit und ohne Vorkatalysator

5.2.5 Airbox Untersuchung

Der Einfluss der Airbox auf die Leistung des Motors wurde mittels mehrerer Messungen am Motorenprüfstand untersucht. Es stand zu diesem Zweck eine BMW Airbox zur Verfügung, die am Prüfstand aufgebaut wurde (Abbildung 5-19). Um verschiedene Konzepte bei der Konstruktion des gesamten Motorrads, bei der die Ansaugstrecke zwischen Drosselklappe und Airbox verlängert worden war, überprüfen zu können, wurden auch Messungen mit längerer Ansaugstrecke durchgeführt (Abbildung 5-20).

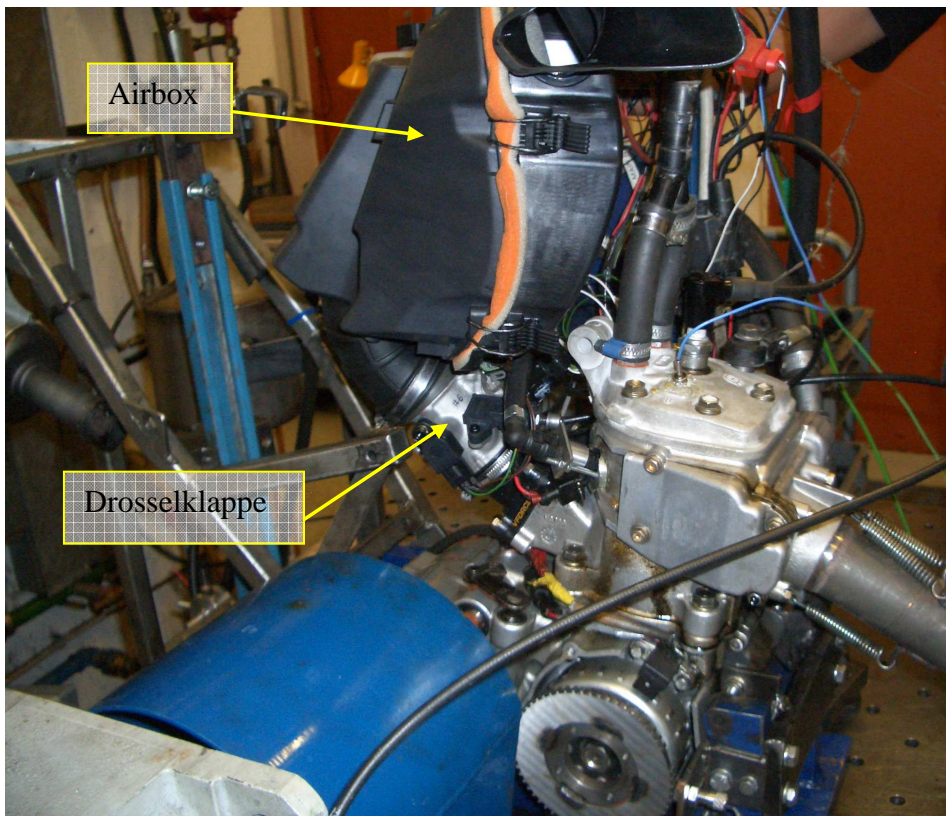


Abbildung 5-19: BMW Airbox am Motorprüfstand

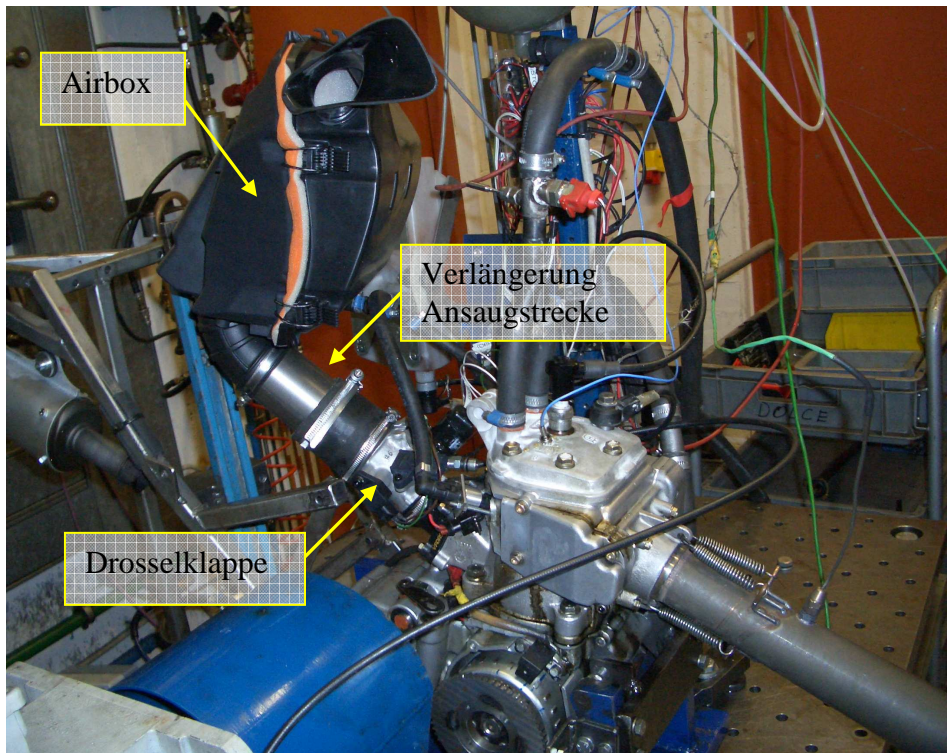


Abbildung 5-20: BMW Airbox mit langer Ansaugstrecke

In Abbildung 5-21 sind die verschiedenen Drehmomentverläufe dargestellt. Im unteren Drehzahlbereich hat die BMW Airbox keinen Einfluss auf das Drehmoment. Ab 6000 U/min sind Unterschiede zu erkennen. Da aber in mehreren Punkten das Referenz-Drehmoment erreicht wird, ist davon auszugehen dass mit Hilfe einer besseren Abstimmung das Referenz-Drehmoment in allen Punkten erreicht werden kann. Somit wurde die Verwendung der Airbox freigegeben.

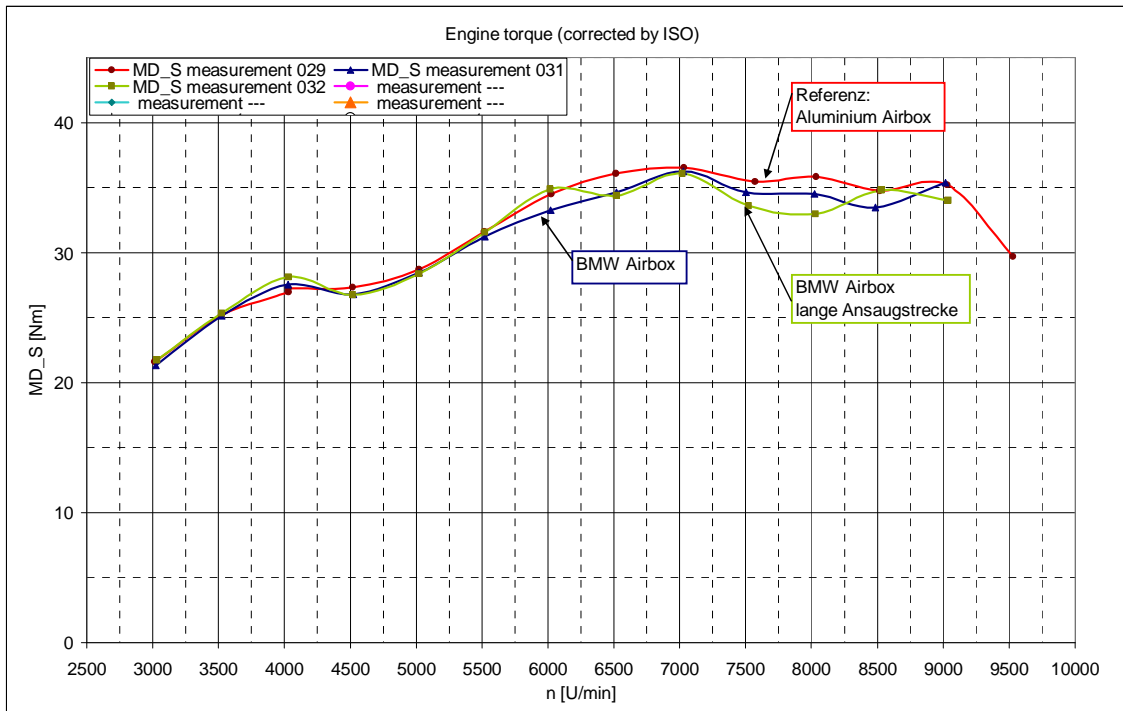


Abbildung 5-21: Drehmoment BMW Airbox

5.2.6 Vermessen des Benchmark-Motors

Um den zu entwickelnden Motor direkt mit Produkten der Mitbewerber vergleichen zu können, wurde der derzeitige Marktführer, hinsichtlich Leistung und Drehmomentcharakteristik, als Benchmark festgelegt und am Motorprüfstand vermessen.

Bei diesem handelt es sich ebenfalls um einen 300cm³ Zweitakt-Enduro Motor, der auch in einem vergleichbaren Motorrad eingesetzt wird.

Da für diese Motorrad- bzw. Motorbauweise meist keine Leistungsdaten vom Hersteller angegeben werden, und um vergleichbare Werte zu erhalten, wurde dieser am gleichen Motorprüfstand wie der zu entwickelnde Motor vermessen.

In [Abbildung 5-22](#) wird das Drehmoment des Benchmark-Motors mit jenem des auf Direkt-Einspritzung umgebauten Originalmotors verglichen.

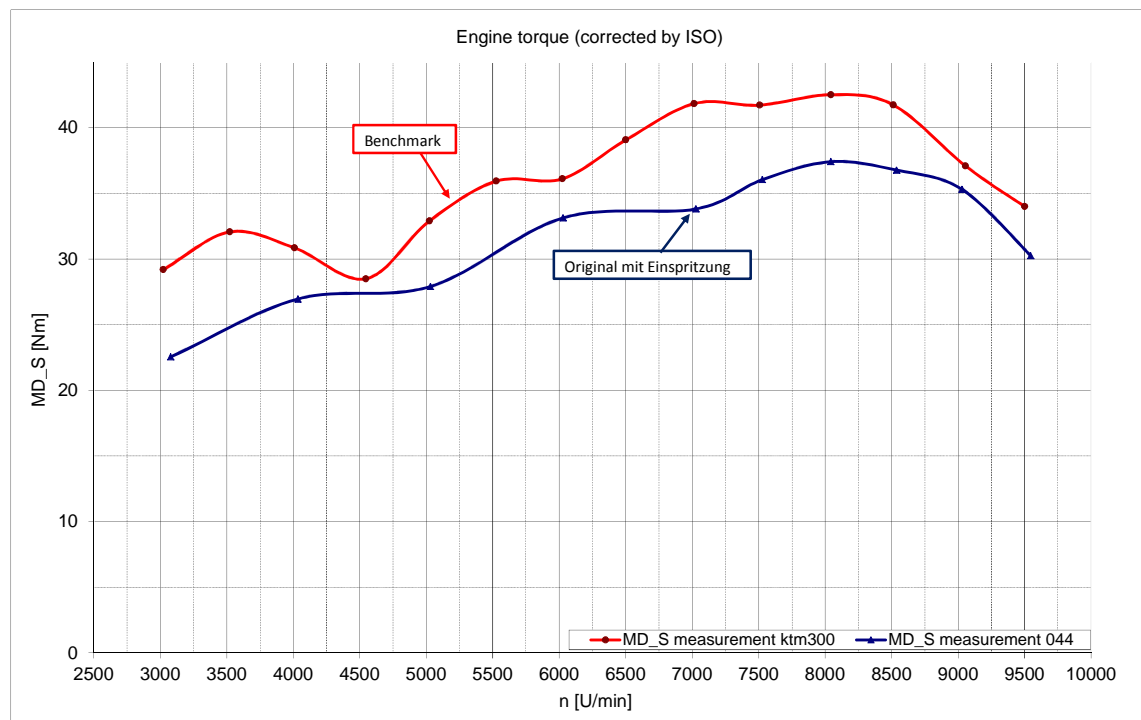


Abbildung 5-22: Drehmoment Benchmark

Wie unschwer zu erkennen ist, kann der Originalmotor mit dem Konkurrenz Motor, der über das gesamte Drehzahlband deutlich stärker ist, nicht mithalten.

In weiterer Folge wird der Benchmark-Motor noch in mehreren Diagrammen als Vergleich auftauchen.

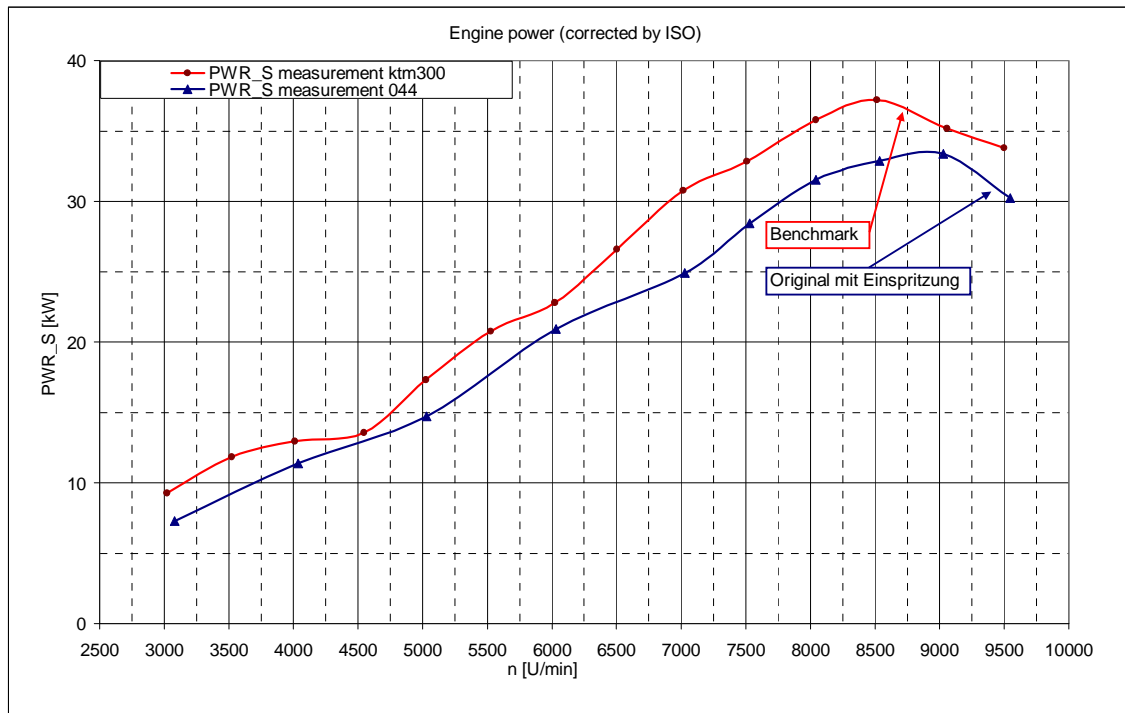


Abbildung 5-23: Leistung Benchmark

Wie aus Abbildung 5-23 ersichtlich, erreicht der Benchmark-Motor seine maximale Leistung von 37,2 KW bei 8500 U/min und liegt damit um ca. 11% über der maximalen Leistung von 33,4 KW bei 9000 U/min des Originalmotors mit Einspritzung.

5.3 Motorprüfstandsentwicklung Prototypenmotor

Im Folgenden soll die Leistungsentwicklung am neu konstruierten Zylinder beschrieben werden. Dieser erste Prototyp wird in weiterer Folge als Proto-0 bezeichnet. Da in diesem Stadium der Entwicklung noch kein angepasstes Kurbelgehäuse zur Verfügung stand, wurde das Originalgehäuse modifiziert und verwendet. Die bereits in Abbildung 3-19 gezeigte Zwischenplatte musste mit dem Motorgehäuse zusammengesetzt werden. In Abbildung 5-24 ist das Motorgehäuse mit der aufgeschraubten Zwischenplatte zu sehen. Auf dieser konnte der neue Zylinder befestigt werden. Die Höhe der Zwischenplatte ergab sich unter anderem aus der neu gewählten Pleuellänge, die von 125 mm auf 135 mm geändert wurde, um das Kolbenkippen und die Seitenkräfte auf den Kolben zu vermindern.

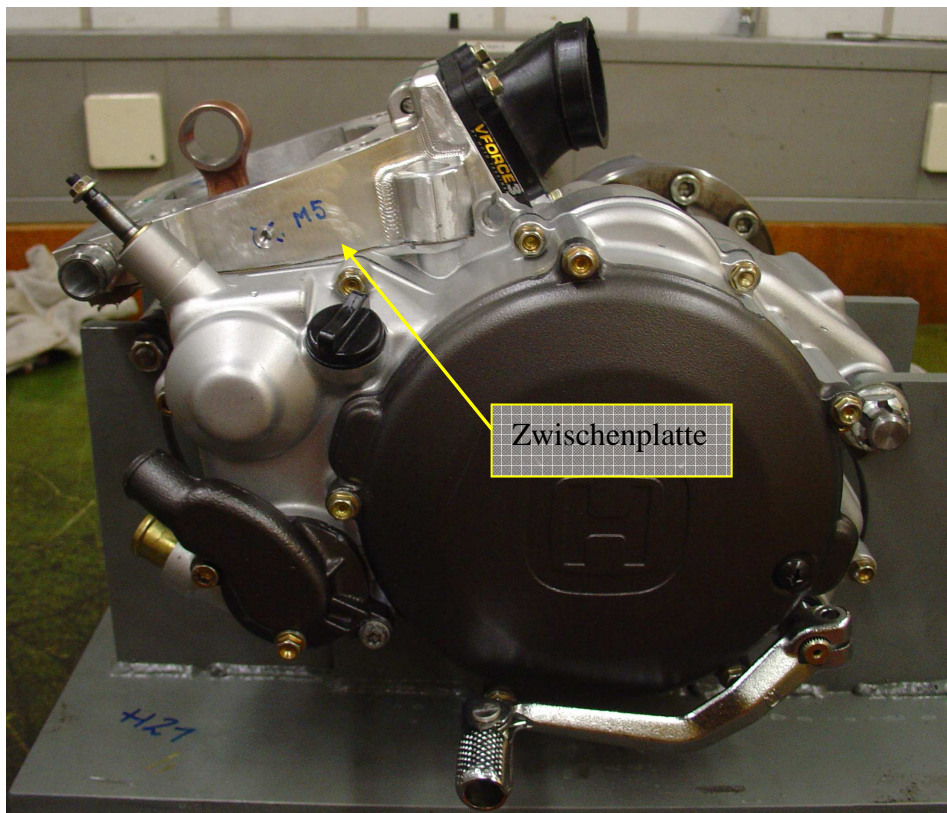


Abbildung 5-24: Motorgehäuse mit Zwischenplatte

5.3.1 Leistungsentwicklung

Ausgehend vom unveränderten Prototypenzylinder, der im Laufe der Entwicklung durch verschiedenste Änderungen verbessert werden konnte, soll in diesem Abschnitt die Leistungsentwicklung an der Volllast am Motorprüfstand beschrieben werden.

5.3.1.1 Erste Referenzmessung

In [Abbildung 5-25](#) ist das Drehmoment des Originalzylinders mit Einspritzung, des Benchmark Motors und des Porto-0 zu sehen. Der Drehmomentenverlauf des Proto-0 ist erst ab 7000 U/min zu beachten, da zu diesem Zeitpunkt der Entwicklung die Auslasssteuerung noch nicht in Betrieb war und somit in niedrigen Drehzahlen die Auslassklappe nicht geschlossen werden konnte.

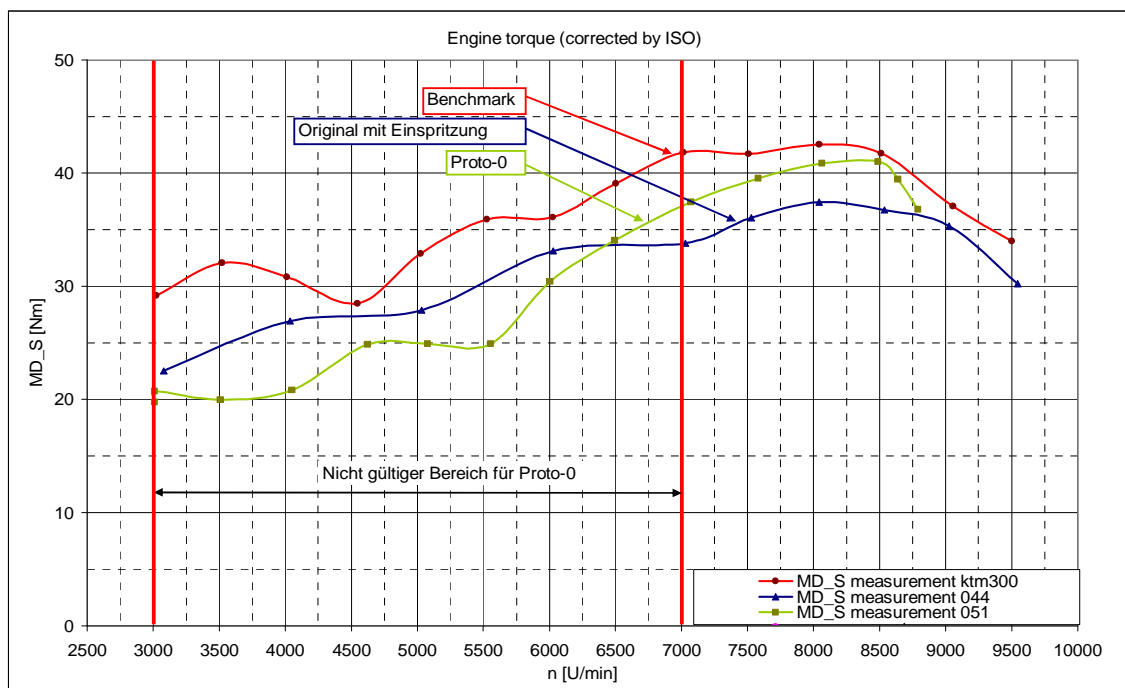


Abbildung 5-25: Drehmoment Proto-0

Es ist zu erkennen dass das Drehmoment des Proto-0 Zylinders zwar über dem Originalzylinder liegt, das Niveau des Benchmark Motors allerdings nicht erreicht wird. Außerdem fällt das Drehmoment über 8500 U/min zu stark ab und bei 9000 U/min konnte der Motor aufgrund von Verbrennungsaussetzern gar nicht mehr betrieben werden.

5.3.1.2 Zylinderhemdbearbeitung

Der Proto-0 Zylinder wurde mit einem unbearbeiteten Zylinderhemd geliefert, um verschiedene Hemdformen am Prüfstand erproben zu können.

Abbildung 5-26 zeigt den ersten Bearbeitungsschritt wobei die blaue Markierung die zweite Bearbeitungsstufe des Hemdes darstellt. In Abbildung 5-27 ist der Einfluss auf das Drehmoment nach der ersten Bearbeitung zu sehen.

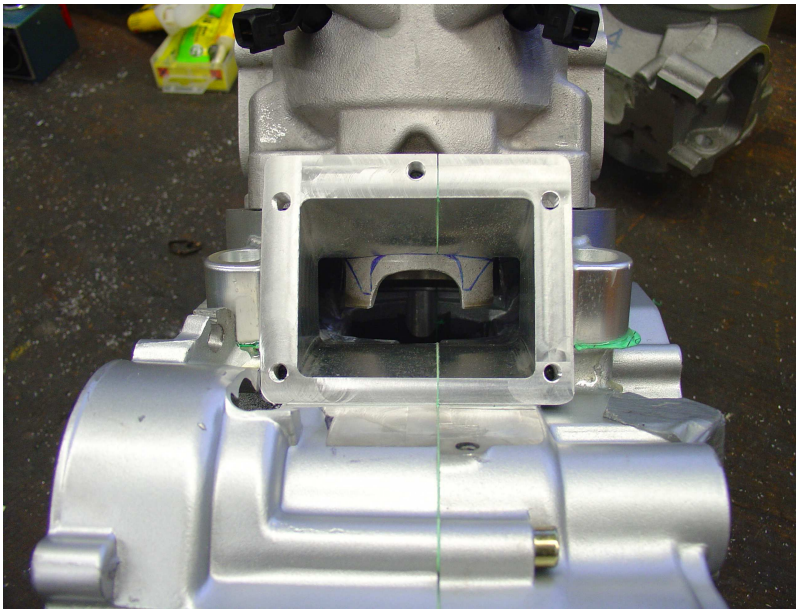


Abbildung 5-26: Zylinderhemdbearbeitung 1

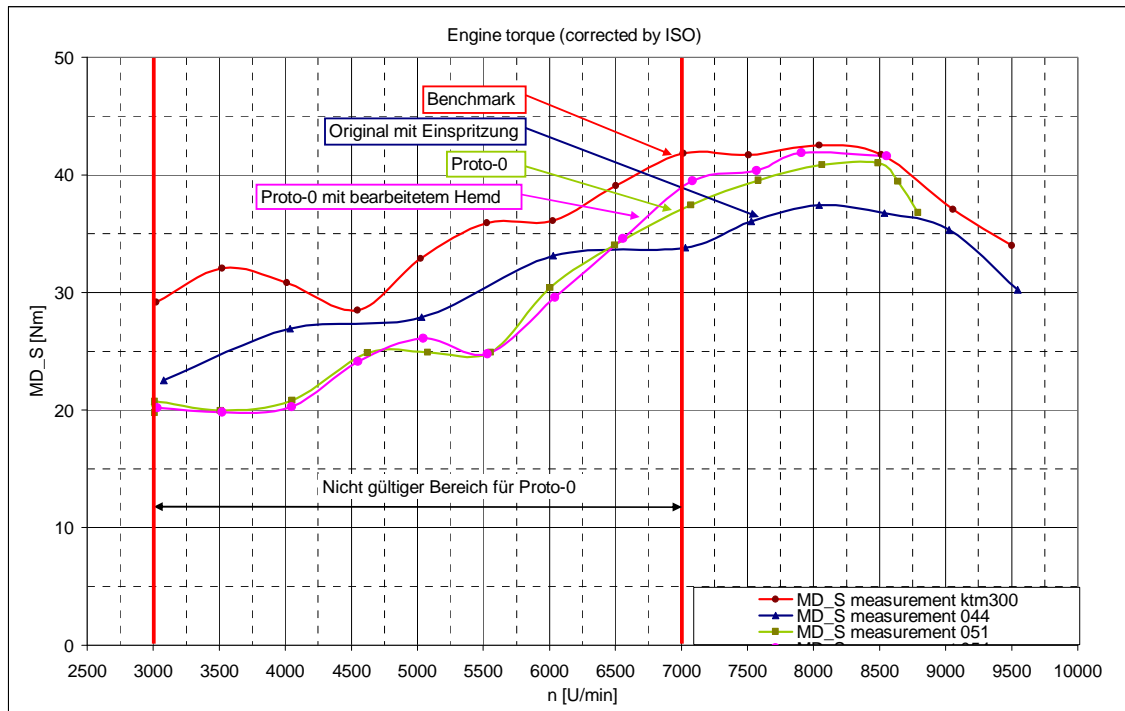


Abbildung 5-27: Drehmoment Zylinderhemdbearbeitung 1

Durch das Ändern des Zylinderhemdes konnte das Drehmoment im gesamten Bereich angehoben werden. Infolge der Bearbeitung wurde die Einströmsituation verbessert und somit konnte mehr Frischluft angesaugt werden. Das starke Abfallen des Drehmoments über 8500 U/min wurde jedoch nicht verringert. Erstmals konnte die maximale Leistung des Benchmark Motors von 37,2 KW bei 8500 U/min erreicht werden.

Die in [Abbildung 5-26](#) angedeutete zweite Zylinderhemdbearbeitung brachte keine nennenswerte Verbesserung hinsichtlich Leistung bzw. Drehmoment.

5.3.1.3 Auspuffentwicklung (vgl. [9])

Mit Hilfe einer sogenannten Auspuffbirne kann beim Zweitaktmotor der Ladungswechsel unterstützt werden.

In [Abbildung 5-28](#) ist der Druckverlauf einer Auspuffanlage eines Zweitaktmotors dargestellt.

Die Druckwelle bewegt sich bei Auslassöffnen durch den Krümmer und wird am Diffusor als Unterdruckwelle reflektiert. Diese Unterdruckwelle unterstützt die Spülung des Zylinders.

Sobald die Druckwelle auf den Gegenkonus trifft wird sie als Überdruckwelle reflektiert und drückt das durch die Spülung bereits in den Auslasskanal gelangte Frischgas wieder in den Zylinder zurück und erhöht dort den Zylinderdruck.

Beim Zweitaktmotor ist die Gestaltung der Auspuffanlage ein wichtiges Werkzeug zur Optimierung des Ladungswechsels.

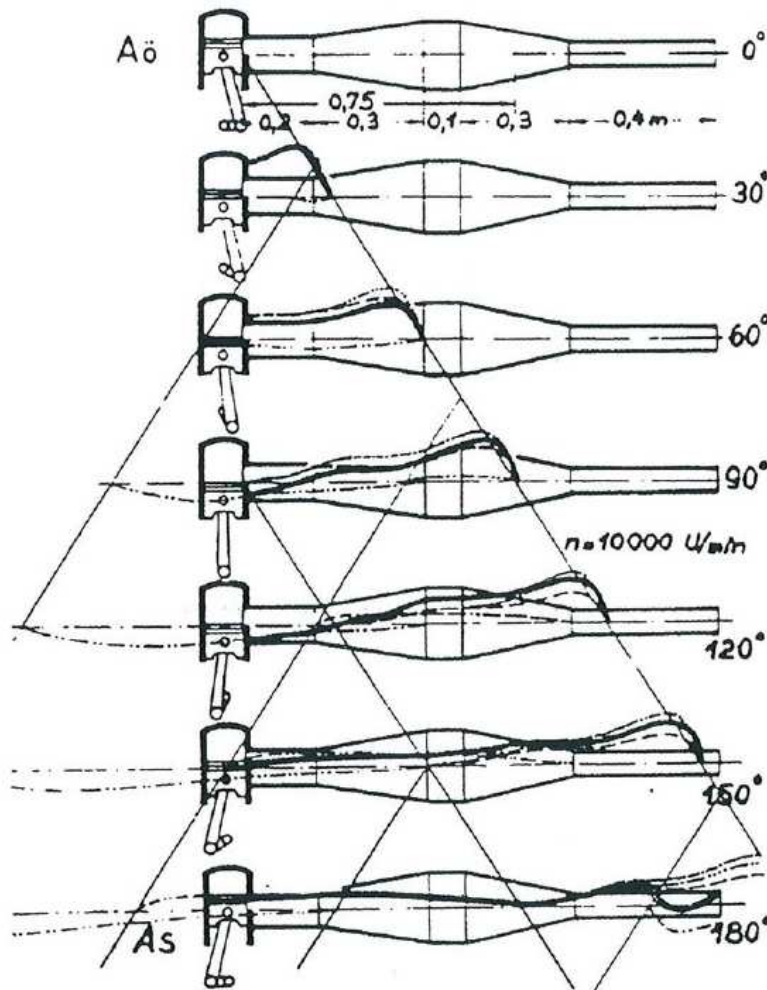


Abbildung 5-28: Druckverlauf in einer Auspuffanlage [9]

Es wurden im Laufe der Entwicklung mehrere Auspuffvarianten am Motorprüfstand getestet. Dieser Abschnitt soll die verschiedene Geometrien und deren Einflüsse auf die Leistung des Motors beschreiben.

Insgesamt wurden vier verschiedene Auspuffbirnen gefertigt und am Prüfstand verwendet. Zwei davon wurden mit den klassischen Auslegungsformeln berechnet.

Dabei spielt vor allem die örtliche Schallgeschwindigkeit eine große Rolle. Diese hängt von einem gemittelten Isentropenexponenten, einer Gaskonstante und der mittlern Abgastemperatur ab.

$$c = \sqrt{\kappa R(T + 273,15)} \quad \text{Formel 5-1}$$

| | |
|--------------|--------------------------------|
| c [m/s] | örtlich Schallgeschwindigkeit |
| κ [-] | gemittelter Isentropenexponent |
| R= [J/kgK] | Gaskonstante |
| T= [°C] | mittlere Abgastemperatur |

$$\varphi_{Grad} = \frac{\varphi_{Aus}}{2} + \frac{\varphi_{Überstr}}{2} \quad \text{Formel 5-2}$$

| | |
|----------------------------|---|
| φ_{grad} [Grad] | Kurbelwinkel, in dem die Saug- oder Ladewelle den Auslassschlitz erreichen soll |
| φ_{Aus} [Grad] | Auslasssteuerzeit |
| $\varphi_{Überstr}$ [Grad] | Überströmersteuerzeit |

$$L = \frac{ct}{2} = \frac{c}{2} \frac{60\varphi_{grad}}{360n} = \frac{c\varphi_{grad}}{12n} \quad \text{Formel 5-3}$$

| | |
|----------|--|
| L[m] | Auspufflänge bis zum Ende des Gegenkonus (Resonanzlänge) |
| n[U/min] | Auslegungsdrehzahl |

In Abbildung 5-29 und Abbildung 5-30 sind Ergebnisse der klassischen Auslegung zu sehen.

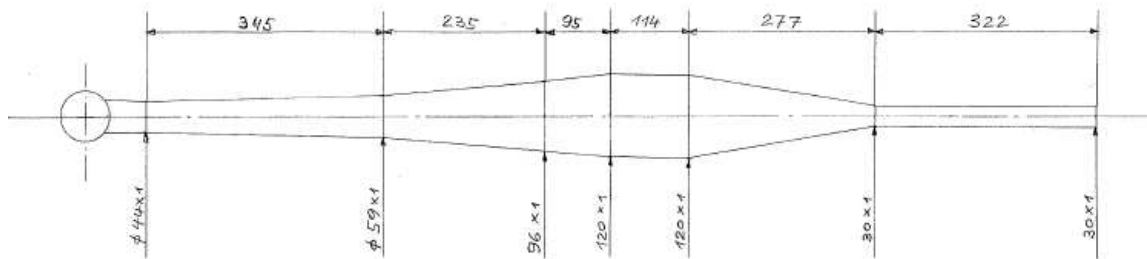


Abbildung 5-29: Auspuffbirne 1

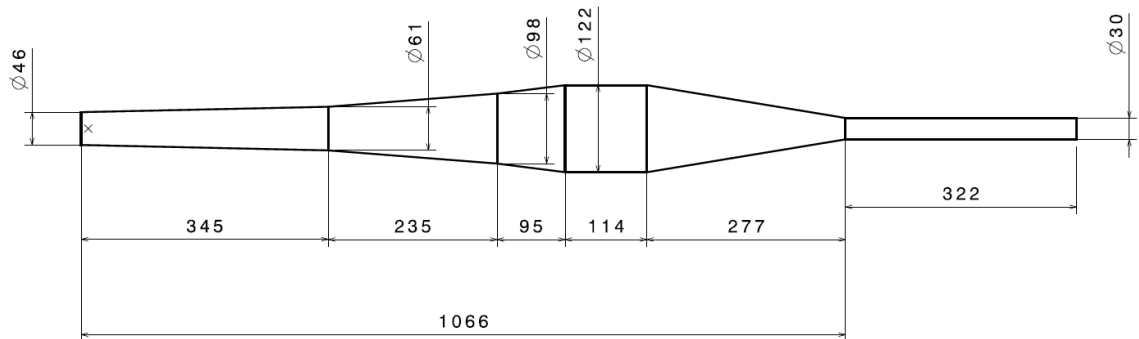


Abbildung 5-30: Auspuffbirne 2

Die anderen zwei Auspuffvarianten wurden mit Hilfe des 1D-CFD Programms AVL Boost ausgelegt (siehe [12]). Die Ergebnisse sind in [Abbildung 5-31](#) und [Abbildung 5-32](#) zu sehen.

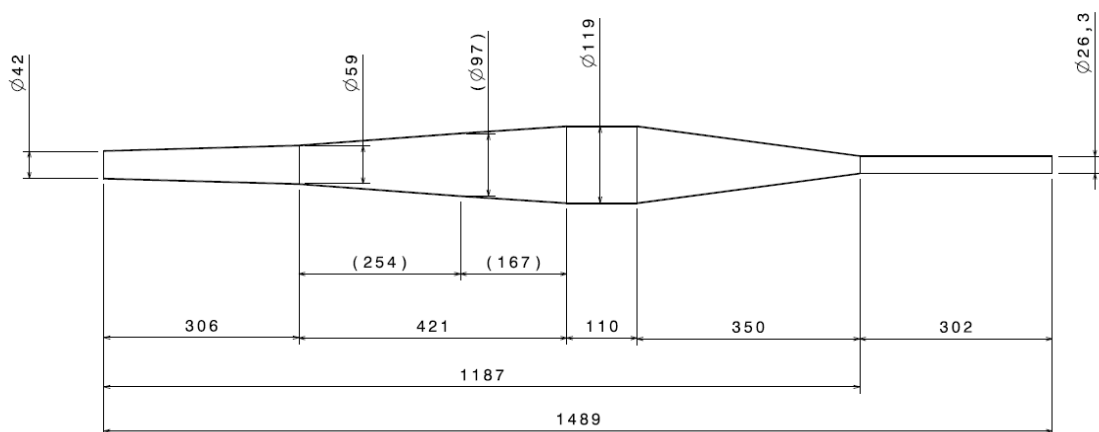


Abbildung 5-31: Auspuffbirne 3 [12]

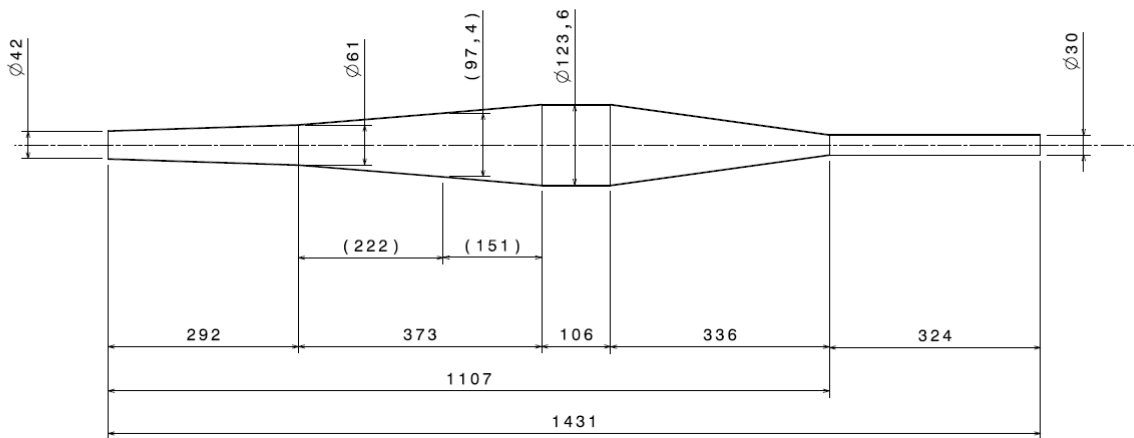


Abbildung 5-32: Auspuffbirne 4 [12]

In [Abbildung 5-33](#) ist der Drehmomentverlauf dieser vier verschiedenen Auspuffvarianten dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die Auspuffbirnen 3 und 4 die höchsten Werte erreichen.

Da der Auspuff 3 jedoch ab 8500 U/min das hohe Niveau nicht halten konnte, wurde nach einigen Versuchen die Variante 4 für weitere Entwicklungsschritte verwendet. Außerdem fällt das Drehmoment nach 8000 U/min bei Auspuff 3 zu schlagartig ab. Variante 4 deckt auch das breiteste Drehzahlband ab, was für einen Enduromotor wünschenswert ist.

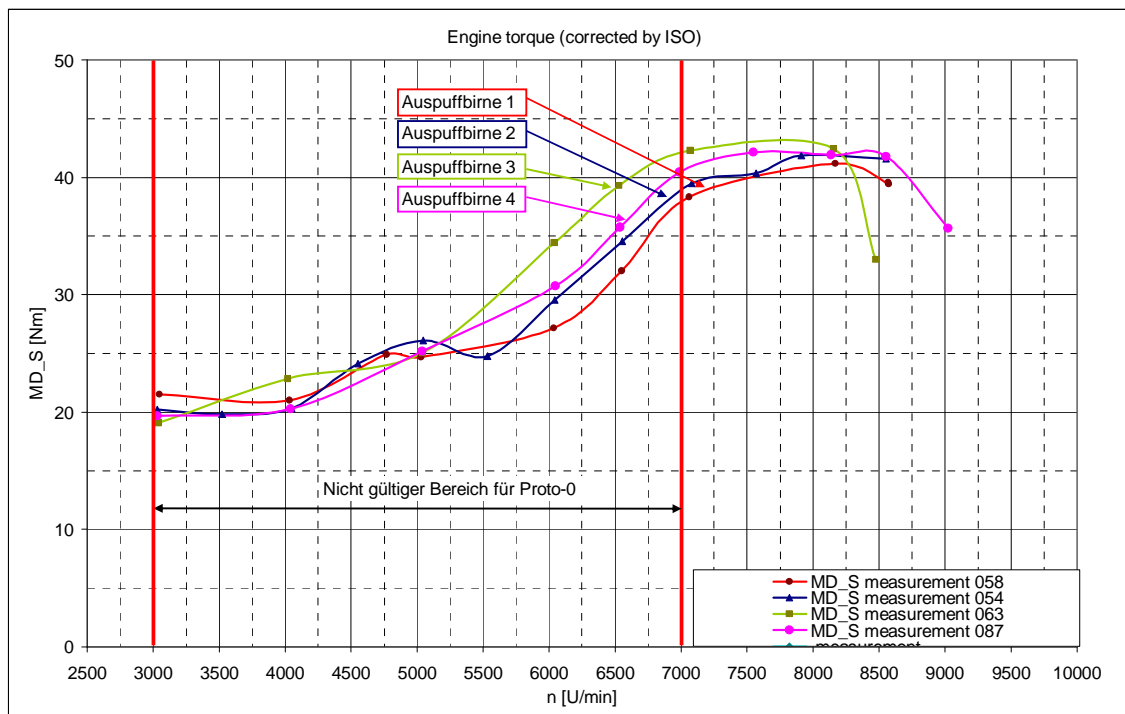


Abbildung 5-33: Drehmomentvergleich Auspuflvarianten

Die Resonanzlänge des Auspufls hat Einfluss auf den Verlauf des Drehmoments des Motors. Grundsätzlich wird bei einer kürzeren Resonanzlänge das maximale Drehmoment in Richtung höherer Drehzahl verschoben. Dieser Effekt ist in [Abbildung 5-33](#) beim Vergleich von Auspuflbirne 3 und 4 zu erkennen. Die Resonanzlänge von Birne 3 ist um 80mm länger als die von Birne 4, dieser Längenunterschied spiegelt sich eindeutig im Drehmomentverlauf wieder. Im unteren Bereich ist der kürzere Auspufl eindeutig schwächer, kann aber das Niveau um 500 U/min länger halten. Außerdem fällt das Drehmoment nach 8000 U/min bei Auspufl 3 zu schlagartig ab, was sich negativ auf den Fahrkomfort auswirken würde.

Des Weiteren hat der im Auspufl herrschende Abgasgedruck Einfluss auf das Drehmoment und Klopfverhalten des Motors. Erhöht man den Gegendruck im Auspufl, z.B. durch die Verwendung eines Endrohres mit kleinerem Durchmesser, kann die Leistung bei sehr hohen Drehzahlen angehoben werden. Ist der Abgasgedruck jedoch zu hoch, kann es im Drehzahlbereich von 7000 U/min bis 8500 U/min zu Klopfen kommen. Bei zu geringem Gegendruck sinkt die Leistung über das gesamte Drehzahlband, da, durch den geringen Druck in der Abgasanlage, die Spülverluste steigen.

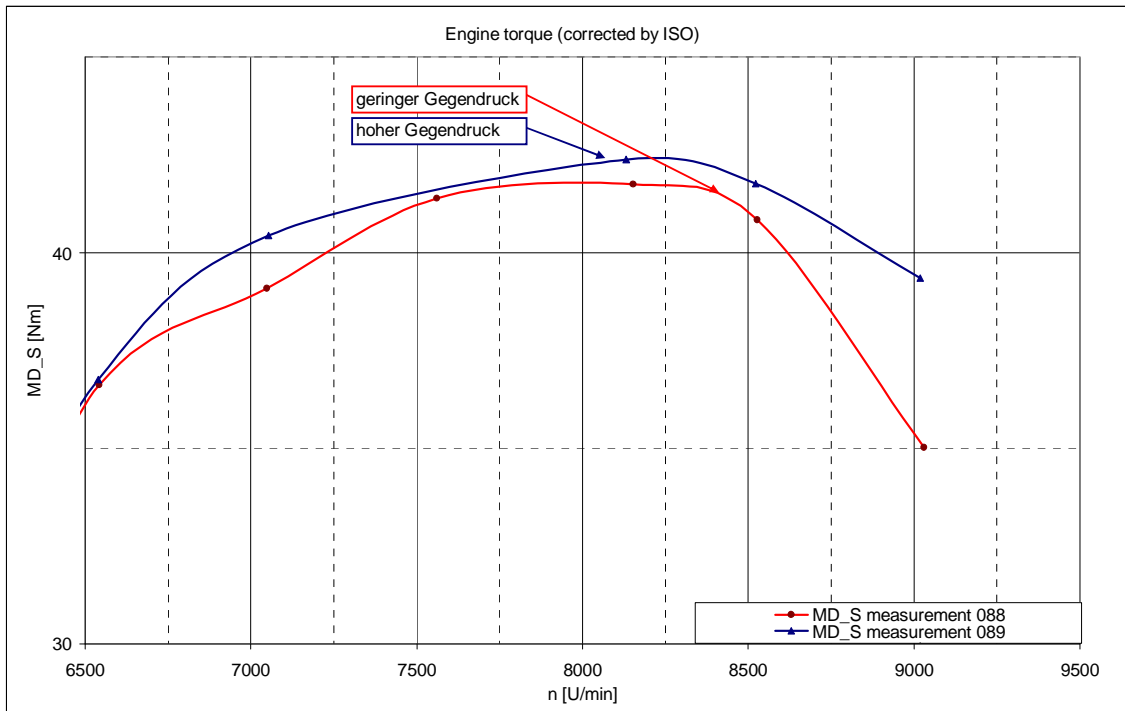


Abbildung 5-34: Einfluss Abgasgegendruck auf Drehmoment

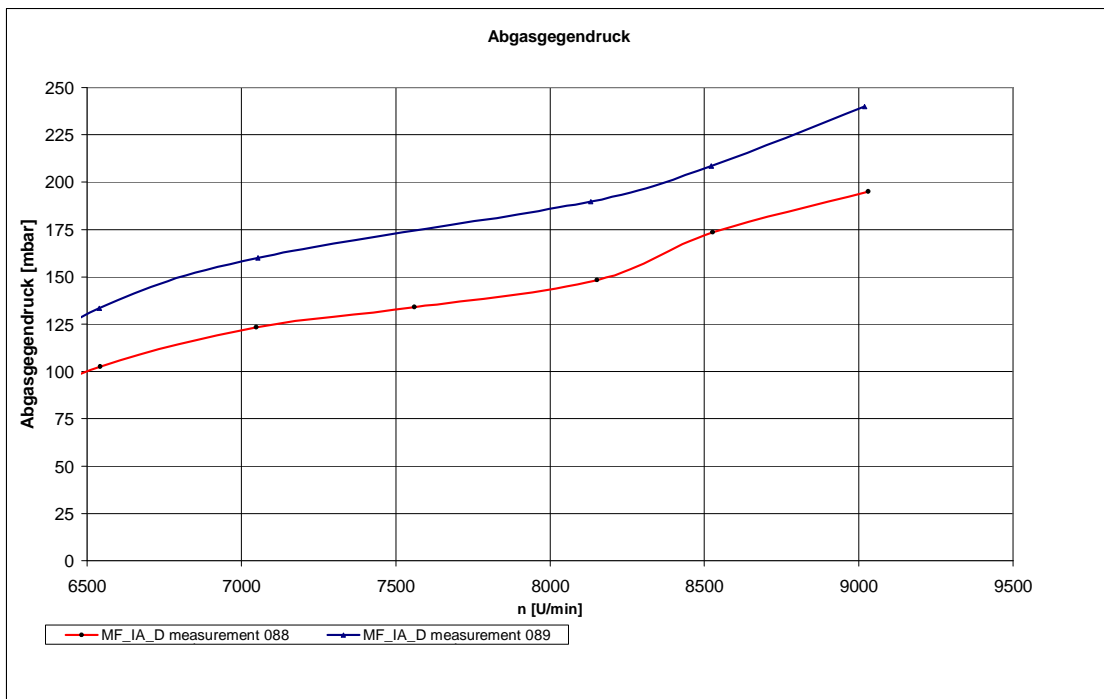


Abbildung 5-35: Abgasgegendruck

In Abbildung 5-34 ist der Einfluss des Abgasgegendruckes auf den Drehmomentverlauf zu sehen. Das Drehmoment konnte durch den höheren Abgasgegendruck angehoben werden, bei 9000 U/min sogar um ca.10%.

Die Klopfneigung erhöhte sich im Bereich zwischen 7000 und 7500 U/min, was vermutlich auf einen höheren Gehalt von heißem Restgas im Zylinder zurückzuführen ist.

5.3.1.4 Brennraumgeometrie Versuche

Um die Leistung des Motors zu optimieren und gleichzeitig die Klopfneigung zu vermindern, wurden Versuche mit verschiedenen Brennraumgeometrien durchgeführt. Es wurden zwei Kugelbrennräume und ein elliptischer Brennraum am Motorprüfstand getestet. Um vergleichbare Daten zu erhalten, wurden alle drei Varianten mit gleich großem Volumen und gleich großer Quetschfläche ausgeführt. Die Höhe des Quetschspaltes von 1,5 mm und der Winkel der Quetschfläche von 3° blieben ebenfalls unverändert.

Mit dem ellipsenförmigen Brennraum kam es nach kurzer Zeit zu einem Motorschaden da der Wärmeeintrag in den Kolbenboden ungleichmäßig war. Dadurch dehnte sich der Kolben ungleichmäßig aus und es kam zum Kolbenfresser. Der ellipsenförmige Brennraum sollte die Tumblebewegung im Verbrennungsraum mit Hilfe der in Tumblerichtung kleineren Quetschfläche unterstützen und dadurch die Klopfneigung verringern.

Dieser Effekt konnte aber aufgrund des vorzeitigen Motorschadens durch den ungleichmäßigen Wärmeeintrag nicht bestätigt werden.

Die beiden Kugelbrennräume hatten zwar die gleiche Klopfneigung, der Kugelbrennraum 1 konnte jedoch eine höhere Leistung über ein breiteres Drehzahlband erzielen.

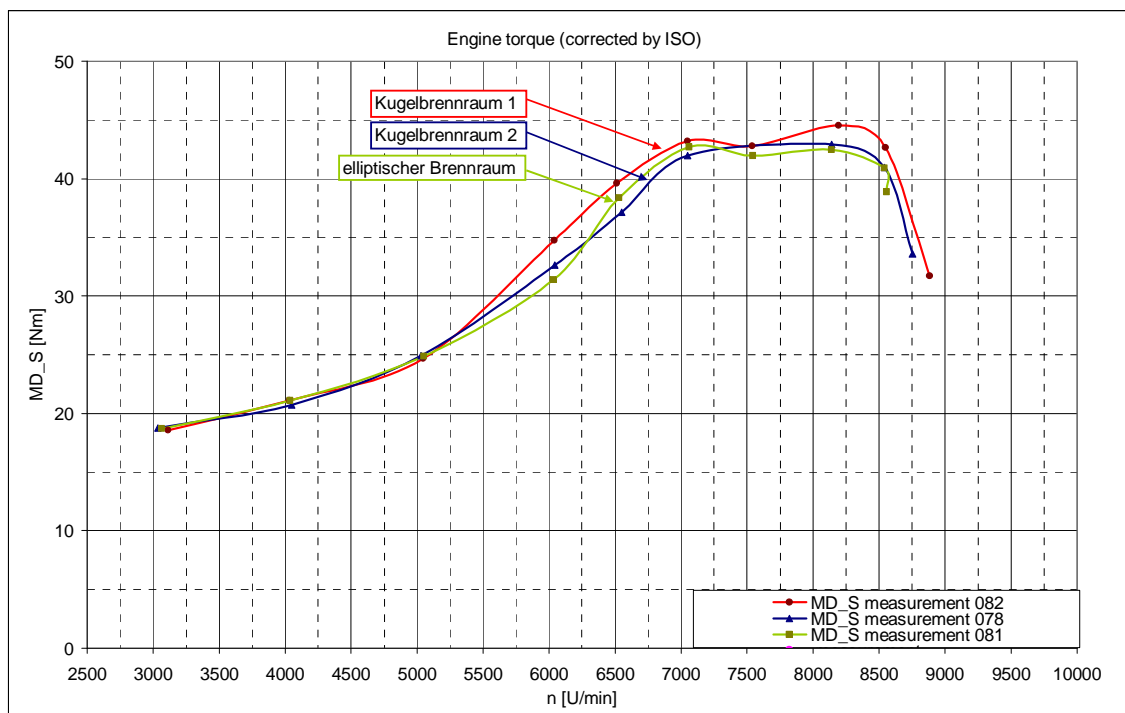


Abbildung 5-36: Drehmoment Brennräume

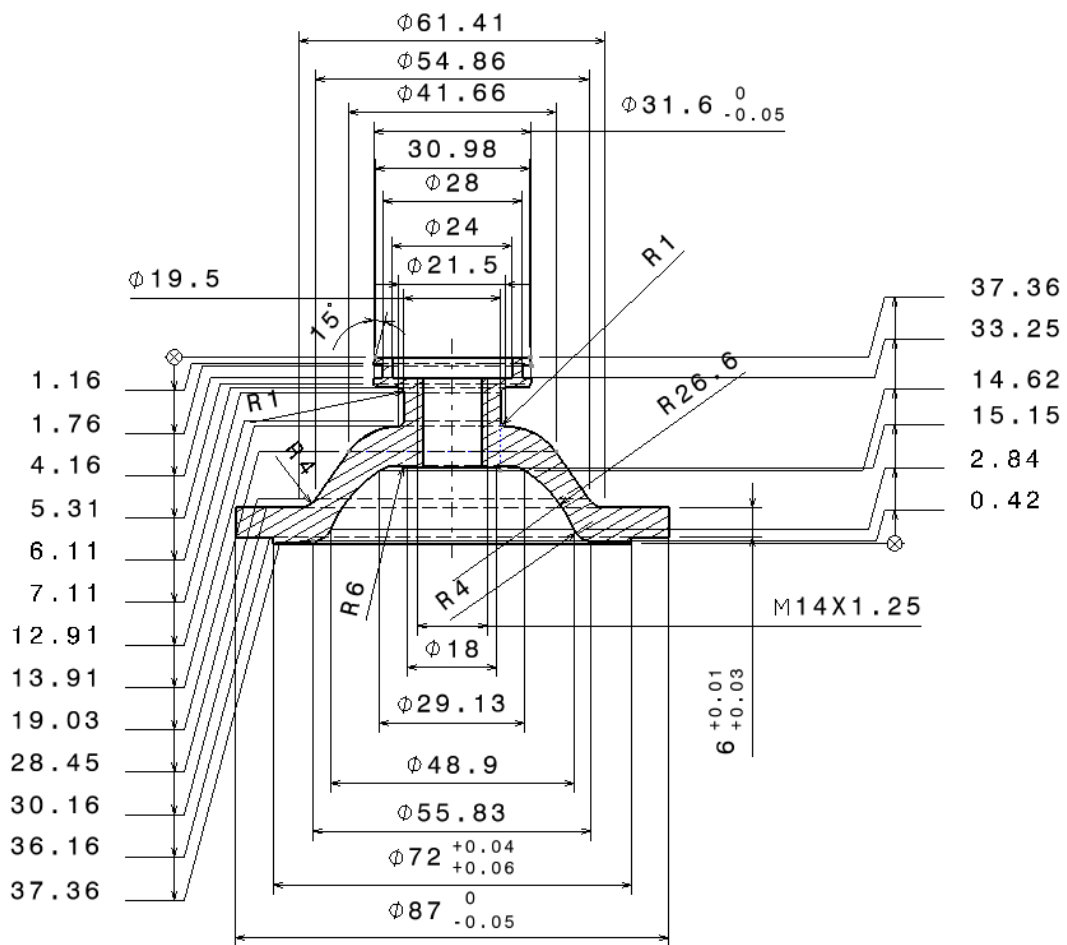


Abbildung 5-37: Kugelbrennraum 1

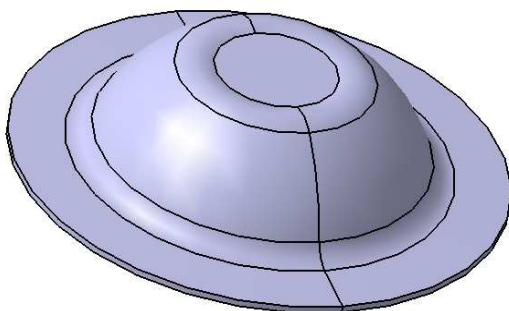


Abbildung 5-38: Kugelbrennraum 1 3D

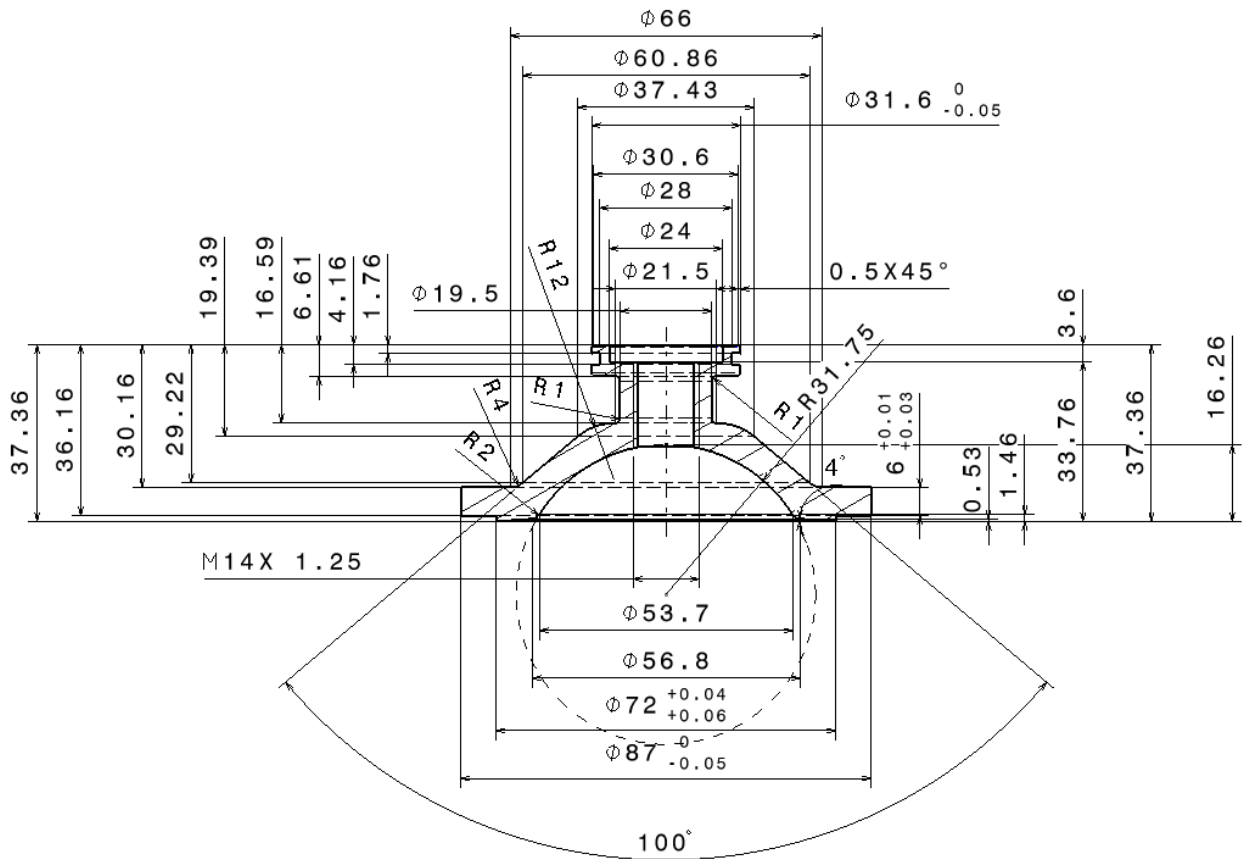


Abbildung 5-39: Kugelbrennraum 2

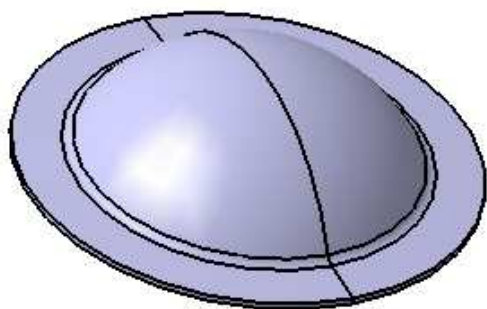


Abbildung 5-40: Kugelbrennraum 2 3D

5.3.1.5 Reduktion der Vorverdichtung

Im Zuge der Leistungsentwicklung wurden Versuche mit reduzierter Vorverdichtung durchgeführt. Da das Vergrößern des Schadraumes im Kurbelgehäuse nur mit großem Aufwand möglich gewesen wäre, wurde das Volumen des Membrankastens nach dem Membranventil um $75,26 \text{ cm}^3$, mit Hilfe einer Zwischenplatte, vergrößert (Abbildung 5-43). Durch diese Maßnahme wurde gleichzeitig die Ansaugstrecke nach dem Membranventil um 20mm verlängert.

Mit Hilfe der reduzierten Vorverdichtung bzw. der verlängerten Ansaugstrecke konnte das Drehmoment (Abbildung 5-44) im oberen Drehzahlbereich deutlich angehoben werden, besonders im Bereich ab 8000 U/min.

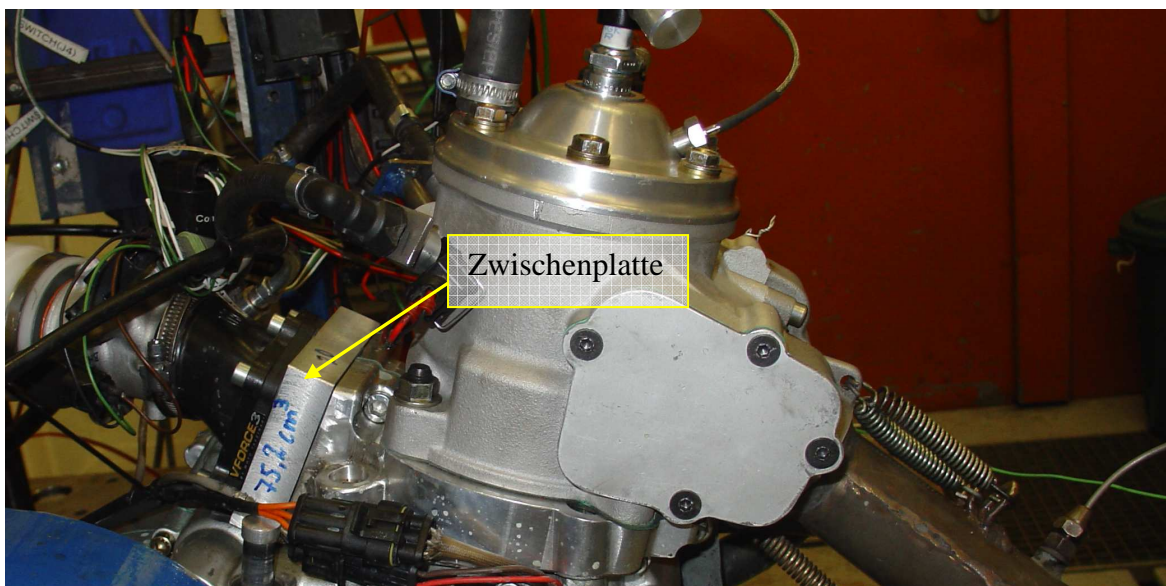


Abbildung 5-43: Zusätzliches Schadvolumen im Membrankasten; Verlängerung der Ansaugstrecke

Durch das Verringern der Vorverdichtung und dem gleichzeitigen Verlängern der Ansaugstrecke kann keine eindeutige Aussage darüber getroffen werden, auf welche der beiden Änderungen die Leistungssteigerung zurückzuführen ist.

Einerseits könnte durch die verlängerte Strecke zwischen Membrane und Kurbelgehäuse das Einströmen in das Kurbelgehäuse, sowie die Verteilung der Ansaugluft, verbessert worden sein. Andererseits könnten, durch die reduzierte Vorverdichtung, sich negativ auswirkende Druckspitzen bei Beginn des Spülvorgangs, vermindert worden sein.

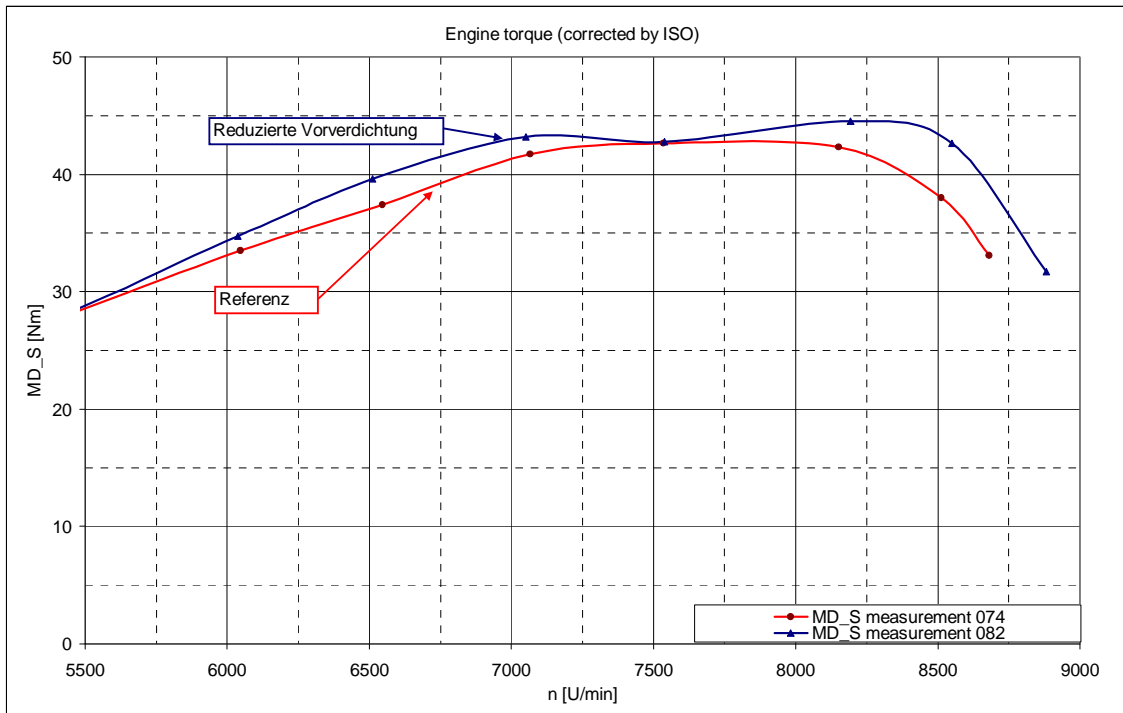


Abbildung 5-44: Drehmoment mit reduzierter Vorverdichtung

5.3.1.6 Anheben der Steuerzeiten

Mit der in 5.3.1.3 beschriebenen Auspuffbirne 3 konnte im unteren Drehzahlbereich ein hohes Drehmoment gemessen werden. Dieses fiel jedoch über 8200 U/min sehr stark ab. Um dem entgegen zu wirken wurde die Steuerzeit durch Unterlegen von 0,5 mm dicken Zylinderfußdichtungen angehoben. Durch das Anheben des Zylinders ohne weitere Maßnahmen wird das Verdichtungsverhältnis verringert, was sich negativ auf das Drehmomentniveau auswirkt. Der Einfluss auf den Drehmomentverlauf konnte trotzdem veranschaulicht werden. Durch Anheben der Steuerzeiten könnte das Drehmoment über 8000 U/min deutlich angehoben werden.

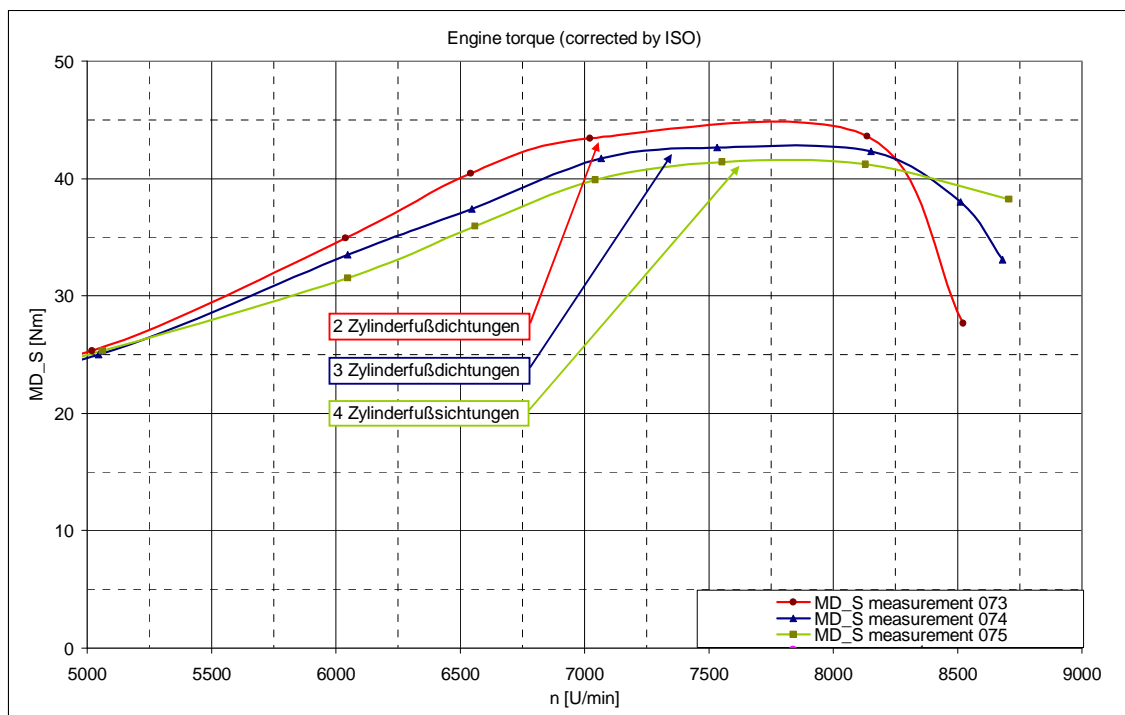


Abbildung 5-45 Einfluss Steuerzeit

5.3.1.7 Kanalbearbeitung zur Leistungssteigerung

Um die Leistung weiter zu erhöhen, wurden die Kanäle mit Hilfe eines Handfräsgewerks bearbeitet. Es wurde einerseits die Breite der Fensterflächen der Nebenüberströmkanäle vergrößert, andererseits die Höhe von Auslasskanal und Überströmkanälen zum Anheben der Steuerzeit und Fensterfläche. Die Bearbeitung wurde in mehreren Schritten

durchgeführt, um nach jedem Schritt Messungen am Motorprüfstand durchzuführen. In Tabelle 5-2 sind die Werte der Kanalhöhenbearbeitung zu sehen.

Durch diese Maßnahmen konnte das Drehmoment im Bereich von 8000 U/min bis 8500 U/min gesteigert werden.

Tabelle 5-2: Fensterhöhenbearbeitung

| | Fensterhöhe Hauptüberströmer | Fensterhöhe Nebenüberströmer | Fensterhöhe Auslass |
|------------------------|------------------------------|------------------------------|---------------------|
| Prototyp | 14,57 mm | 14,57 mm | 32,82 mm |
| Prototyp Bearbeitung 1 | 14,57 mm | 15 mm | 32,82 mm |
| Prototyp Bearbeitung 2 | 15 mm | 15 mm | 32,82 mm |
| Prototyp Bearbeitung 3 | 15 mm | 15,5 mm | 33,2 mm |

In Abbildung 5-46 sind die Einflüsse der Bearbeitungsschritte auf das Drehmoment dargestellt. Im Bereich von 8500 U/min konnte das Drehmoment von 41,4 Nm um 1,4 Nm auf 42,8 Nm gesteigert werden. Bei dieser Drehzahl ergibt sich dadurch ein Leistungszuwachs von rund 1,6 KW.

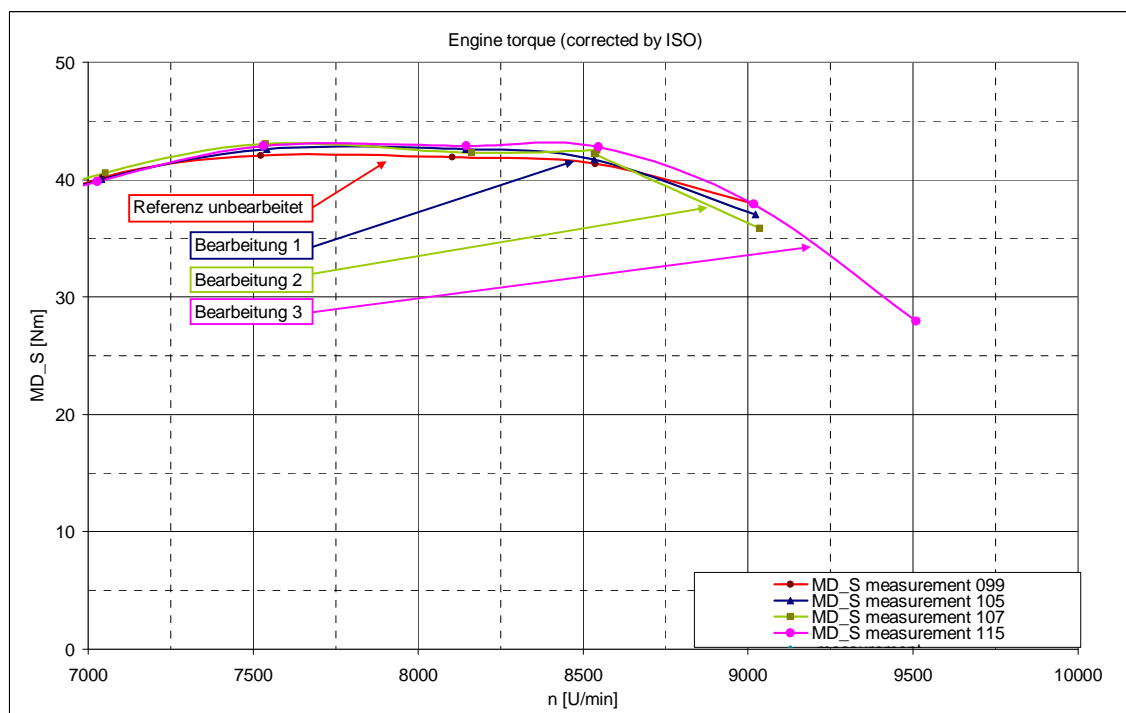


Abbildung 5-46: Moment Fensterbearbeitung

5.3.1.8 Abschließende Konfiguration

Nach zahlreichen Versuchen am Motorprüfstand wurde die bestmögliche Konfiguration für den Prototypenzylinder gefunden.

Es wurden alle Maßnahmen, die am Motorprüfstand eine Leistungssteigerung herbeigeführt hatten, zusammengeführt. Natürlich sind nicht alle Änderungen miteinander kompatibel. Aus diesem Grund wurden allein zur Leistungsentwicklung 68 Messungen an der Vollast durchgeführt. Dabei kam es zu einigen Motorschäden die im nächsten Unterkapitel beschrieben werden sollen.

In Abbildung 5-47 und Abbildung 5-48 sind die mit dem Prototypenzylinder maximal erreichten Drehmomenten- und Leistungsverläufe im Vergleich zum Benchmarkmotor und zum originalen Vergasermotor dargestellt. Da zu diesem Zeitpunkt der Entwicklung die Auslasssteuerung des Prototypenzylinders nicht in Betrieb war, ist nur der Bereich ab 7000 U/min zu beachten.

Der Motor wurde mit Auspuffbirne 4 (Abbildung 5-32), Fensterhöhenbearbeitung 3 (Tabelle 5-2), Kugelbrennraum 1 (Abbildung 5-37), 3 Zylinderfußdichtungen (5.3.1.6) und reduzierter Vorverdichtung (Abbildung 5-43) betrieben.

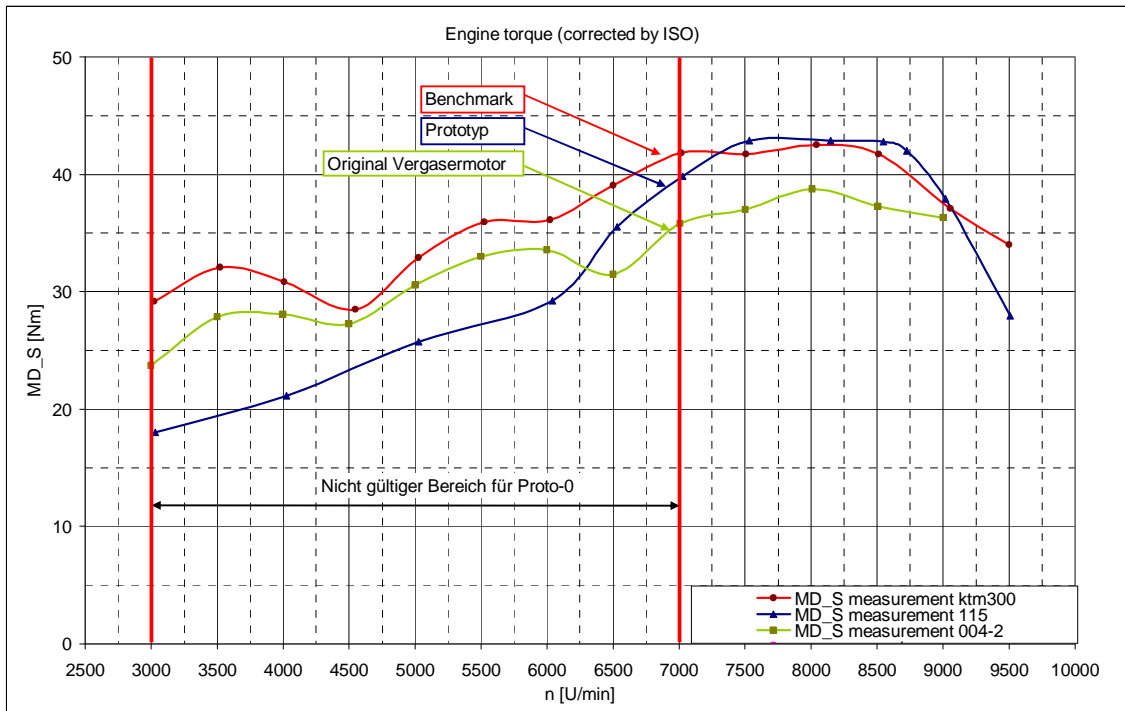


Abbildung 5-47: Vergleich maximales Drehmoment

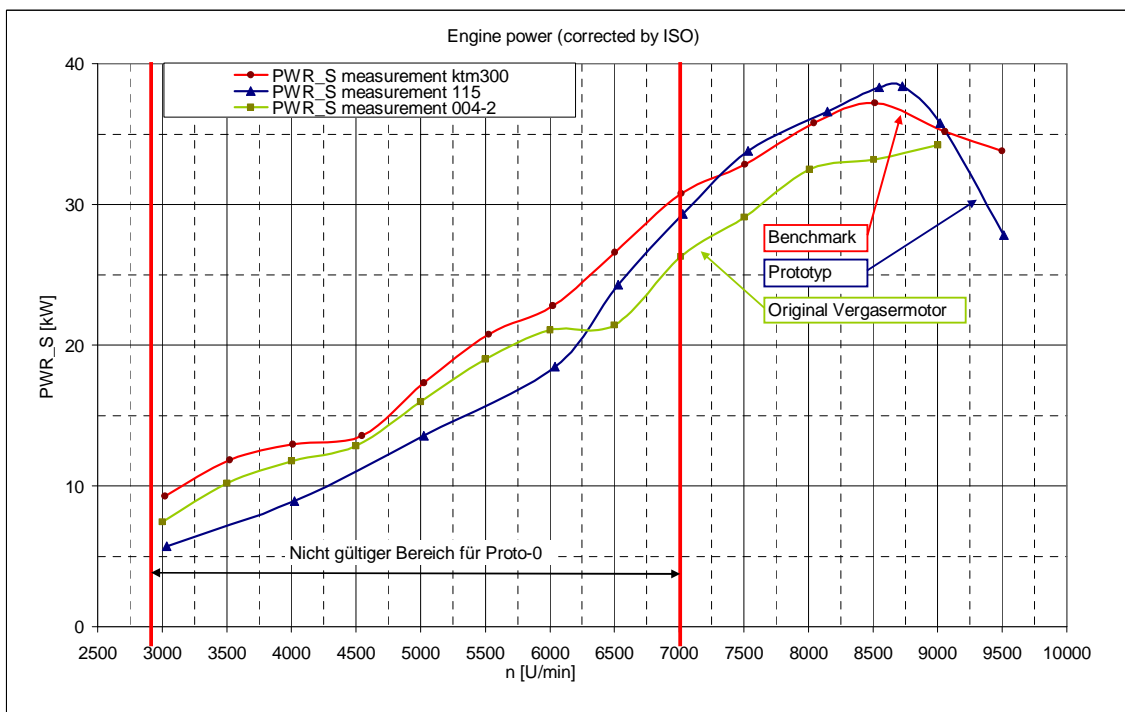


Abbildung 5-48: Vergleich maximale Leistung

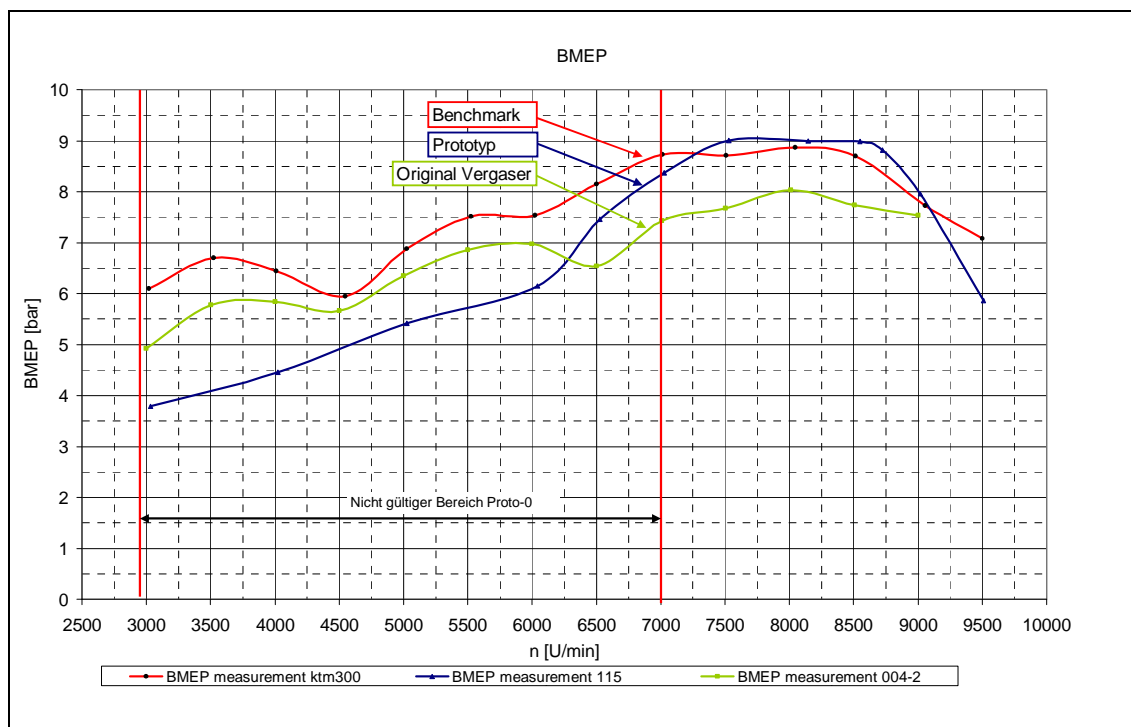


Abbildung 5-49 Vergleich effektive Mitteldrücke

Die maximalen Drehmomente, Leistungen und effektiven Mitteldrücke (BMEP: Break Mean Effective Pressure) sind [Tabelle 5-3](#) zu entnehmen.

Alle drei Motoren entwickeln ihr maximales Drehmoment bzw. ihren maximalen effektiven Mitteldruck bei ca. 8000 U/min.

Der Prototyp und der Benchmarkmotor erreichen ihre maximale Leistung bei 8500 U/min, der Vergasermotor bei 9000 U/min.

Tabelle 5-3: Maximales Drehmoment, maximale Leistung, maximaler effektiver Mitteldruck

| | max. Drehmoment [Nm] | max. Leistung [KW] | max. BMEP [bar] |
|-------------------|----------------------|--------------------|-----------------|
| Prototyp | 42,9 | 38,4 | 9 |
| Benchmark | 42,5 | 37,2 | 8,87 |
| Original Vergaser | 38,7 | 34,2 | 8 |

5.3.2 Spezifischer Kraftstoffverbrauch an der Vollast

Um auf den Wirkungsgrad des Motors schließen zu können wurde der spezifische Kraftstoffverbrauch bestimmt. Dieser erfolgt über die Kraftstoffmenge, welche mittels Kraftstoffwaage ermittelt wird, und über die gemessene Leistung.

In Abbildung 5-50 sind die spezifischen Kraftstoffverbräuche von Benchmark, Prototyp und dem Basismotor dargestellt.

Der Prototyp kann zwischen 7500 und 9000 U/min die 300 g/KWh Grenze unterschreiten und hat bei 8500 U/min seinen Bestpunkt mit 283 g/KWh.

Der Bestpunkt der beiden anderen Motoren liegt ebenfalls bei 8500 U/min und beträgt beim Benchmarkmotor 399 g/KWh. Der Basismotor weist einen Wert von 475 g/KWh auf.

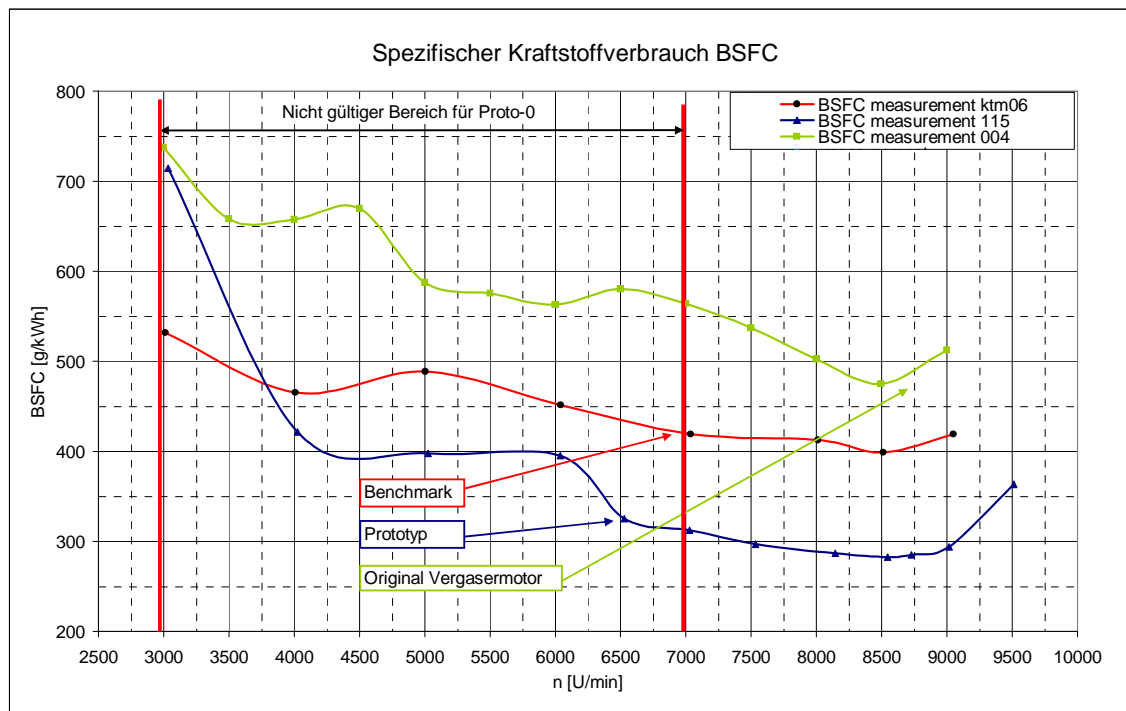


Abbildung 5-50: Spezifische Kraftstoffverbräuche

Aus den ermittelten spezifischen Kraftstoffverbrauchswerten b_e können die effektiven Wirkungsgrade η_e mit Formel 2-12 errechnet werden. Unter Annahme eines unteren Heizwertes für Benzin von 41000 kJ/kg ergeben sich folgende Werte:

Tabelle 5-4: Wirkungsgradvergleich

| | spez. Kraftstoffverbrauch [g/kWh] | effektiver Wirkungsgrad [%] |
|------------|-----------------------------------|-----------------------------|
| Basismotor | 475 | 18,5 |
| Benchmark | 399 | 22,0 |
| Prototyp | 283 | 31,0 |

5.3.2.1 Motorschäden (vgl. [11])

Während der Entwicklung am Motorprüfstand kam es zu mehreren Motorschäden, die unterschiedliche Ursachen hatten. Besonders bei der Leistungsentwicklung an der Vollast wurde der Motor stark belastet und es traten verschiedene Schäden, vor allem am Kolben, auf. An dieser Stelle sollen einige dieser Beschädigungen aufgeführt und deren Ursache dargestellt werden. Am Prüfstand kam es zu drei unterschiedlichen Arten bzw. Auslösern.

- Kolbenfresser aufgrund thermischer Überlastung

Für den sogenannten Kolbenreiber bzw. Kolbenfresser gibt es meist mehrere Ursachen. An dieser Stelle sollen nur die am Motorprüfstand am häufigsten und wahrscheinlichsten aufgeführt werden.

Ist der Wärmeeintrag auf den Kolben durch Verbrennung und Reibung zu groß dehnt sich der Kolben so weit aus bis er im Zylinder festsitzt. Das kann einerseits dann geschehen wenn das Kolbenspiel zu gering ist, sodass sich der Kolben bereits bei seiner normalen Betriebstemperatur zu weit ausdehnt. Andererseits kann aus verschiedenen Gründen (Klopfen, Glühzündungen) die Temperatur des Kolbens über seine Betriebstemperatur steigen bis er entweder klemmt oder sogar schmilzt. Bei zu hohen Temperaturen an der Zylinderwand reißt der Ölschmierfilm ab, was meist ebenfalls zu einem Kolbenreiber führt.



Abbildung 5-51: Kolbenreiber infolge thermischer Überlastung

Der in Abbildung 5-51 dargestellte Kolben zeigt das für thermische Überlastung typische Bild, der Abrieb infolge der zu großen Ausdehnung ist über den gesamten Umfang zu erkennen.

- Kolbenschäden durch klopfende Verbrennung

Bei der Leistungsentwicklung kam es immer wieder zu stark klopfender Verbrennung die innerhalb weniger Sekunden den Kolben stark beschädigt.

Klopfen trat immer auf der Auslassseite des Kolbenbodens auf, bedingt durch die höheren Temperaturen in diesem Bereich. In Abbildung 5-52 sind zwei durch Klopfen zerstörte Kolben zu sehen. Bei beiden wurde der Kolbenboden bis zum ersten Kolbenring abgetragen. Der Klopfbereich auf der Auslassseite des Kolbens, der zum Abtrag führte, war stark vom jeweiligen Aufbau bzw. der Spülung abhängig.



Abbildung 5-52: Kolbenschäden aufgrund von klopfender Verbrennung

- Dauerbruch des Kolbenhemdes

Wie bereits in [3.4.4](#) beschrieben, wurde der Originalkolben mit zwei Fenstern versehen. In diesem Bereich des Kolbenhemdes kam es zu Dauerbrüchen nach längerem Betrieb bei Vollast und hoher Drehzahl. Bei dieser Form des Motorschadens können durch die abgebrochenen Kolbenteile erhebliche Beschädigungen von Zylinder, Kurbelgehäuse, Kurbelwelle, Lager usw. auftreten. In [Abbildung 5-53](#) ist ein Kolben mit abgebrochenem Kolbenhemd zu sehen, in [Abbildung 5-54](#) sind bereits erste Risse an Ober- und Unterseite der Fenster zu erkennen.



Abbildung 5-53: abgebrochenes Kolbenhemd



Abbildung 5-54: Risse im Kolbenhemd

6 Fahrzeugentwicklung

Nach der Entwicklung am Motorprüfstand wurde ein Versuchsfahrzeug mit dem Prototypenmotor aufgebaut. Dabei wurde das Originalfahrzeug als Basis verwendet und soweit modifiziert, dass es mit dem entwickelten Motor betrieben werden konnte.

Die Änderungen am Fahrzeug wurden so gering wie möglich gehalten. Vor allem für die Rollenprüfstandsentwicklung war ein Versuchsfahrzeug erforderlich um die notwendigen Emissionstests durchführen zu können.

6.1 Aufbau des Versuchsfahrzeuges

Um den Motor mit dem neuen Zylinder im Rahmen des Originalfahrzeuges unterbringen zu können musste der Rahmen im Bereich des Auspuffkrümmers adaptiert werden.

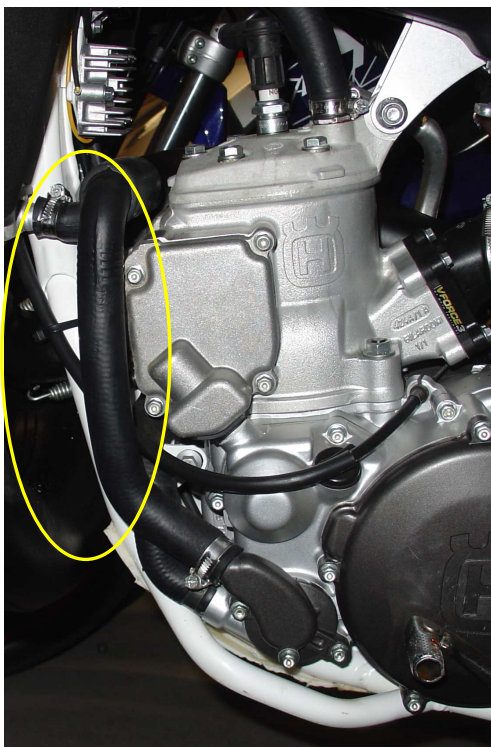


Abbildung 6-1: Rahmen original

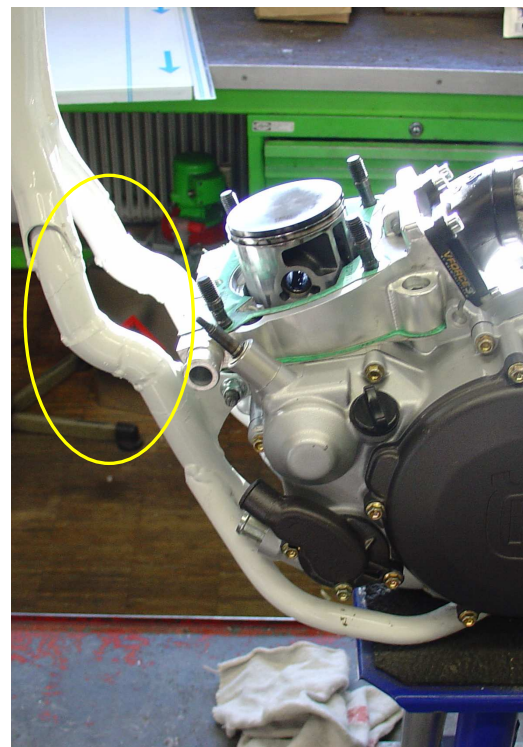


Abbildung 6-2: Rahmen angepasst

Des Weiteren wurde der Auspuff (Abbildung 5-13), der bereits für die in 5.2.4 beschriebenen Voruntersuchungen verwendet wurde, an das Fahrzeug angepasst und mit einem neuen Endschalldämpfer versehen. Das Motorsteuergerät wurde unter der Sitzbank und die Benzinpumpe auf der linken Seite unter dem Tank untergebracht. In Abbildung 6-3 ist das Fahrzeug auf dem Rollenprüfstand zu sehen.

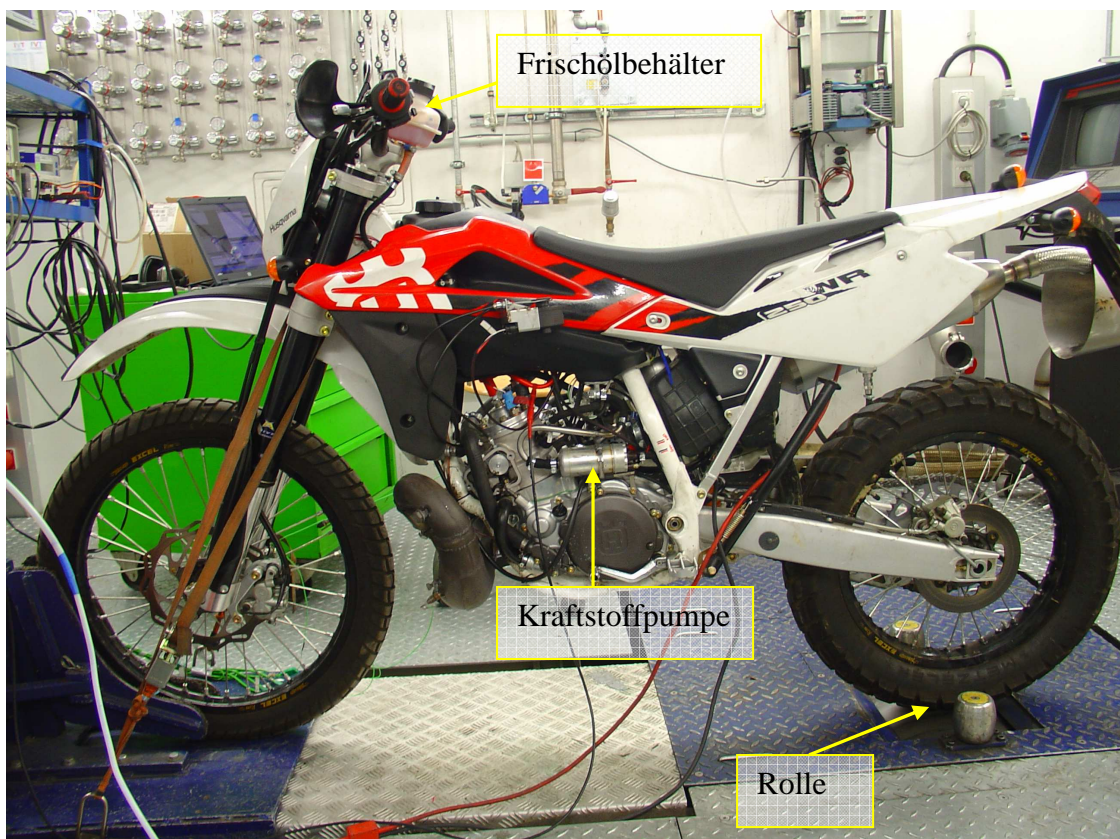


Abbildung 6-3: Versuchsfahrzeug am Rollenprüfstand

6.2 Rollenprüfstandsbeschreibung

Am Rollenprüfstand wird das Gesamtfahrzeug getestet und vermessen. Es können Emissionstests und Leistungsmessungen durchgeführt werden. Außerdem kann das dynamische Fahrverhalten untersucht und optimiert werden. Für diese Untersuchungen wird das Fahrzeug am Rollenprüfstand aufgespannt und mit dem Hinterrad auf der Rolle platziert. Die entsprechenden Fahr- und Luftwiderstände werden auf das Fahrzeug abgestimmt um so ein möglichst reales Bremsmoment an der Rolle vorzugeben. Der Fahrtwind wird mit Hilfe eines Gebläses aufgebracht.

Die technischen Daten des Rollenprüfstandes sind Tabelle 6-1 zu entnehmen.

Tabelle 6-1: Technische Daten Rollenprüfstand

| | |
|--------------------------|---------------------------------|
| Bremsen: | |
| Bezeichnung | Avi Zöllner TS PR0274 |
| Typ | elektromechanisch |
| Leistung | 42 KW bei 90 Km/h |
| max. Tragkraft | 350 kg |
| Höchstgeschwindigkeit | 160 km/h |
| Rollendurchmesser | 20" |
| Gebläse | |
| Hersteller | Witt & Sohn |
| Typ | P-N8L5/V1.5/900/GD/4 |
| Leistung | 18,75 KW |
| max. Volumenstrom | 48000 m ³ /h |
| Luftgeschwindigkeit | +/- 10% der Fahrgeschwindigkeit |
| max. Luftgeschwindigkeit | 160 km/h |

6.2.1 Abgasmessung am Rollenprüfstand

Die Abgasmessung erfolgt über ein offenes Vollstromverdünnungssystem, einer sogenannte CVS-Anlage (Constant Volume Sampling). Bei diesem System wird der gesamte Abgasstrom mit Frischluft verdünnt. Ein Teil des verdünnten Abgases wird in Beuteln gesammelt und nach Abschluss des Prüfzyklus ausgewertet. Um die Hintergrundkonzentration der zugeführten Frischluft berücksichtigen zu können werden Beutel mit Frischluft gefüllt und ebenfalls analysiert. Von den Werten der Abgasbeutelmessung werden dann jene der Frischgasbeutelmessung abgezogen.

In Abbildung 6-4 ist die CVS-Anlage schematisch dargestellt.

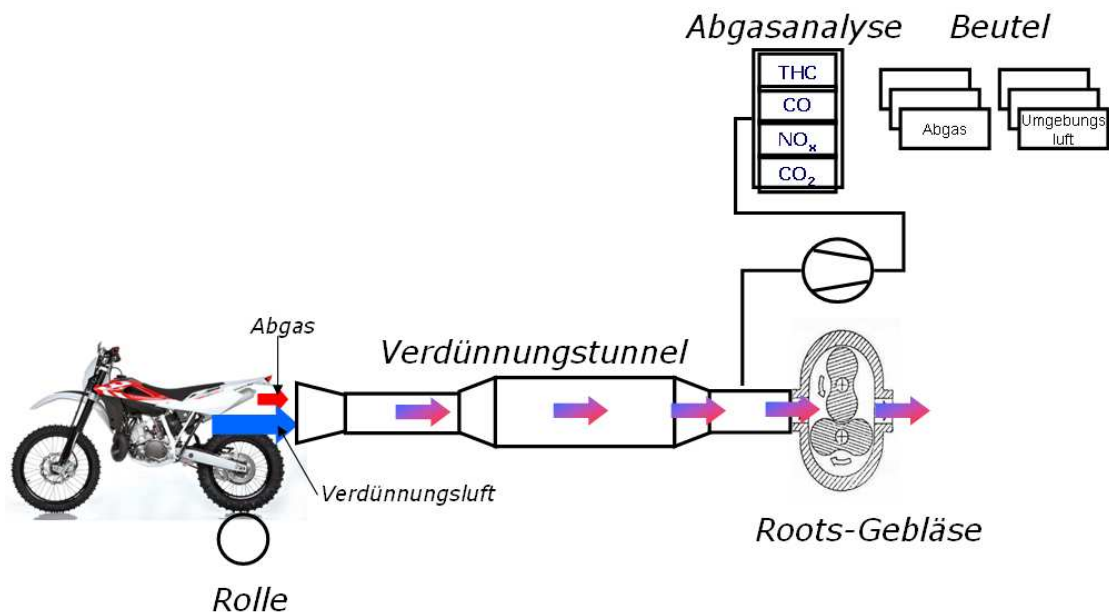


Abbildung 6-4: Schema der offenen CVS-Anlage

6.2.2 Abgaskomponenten (vgl. [10])

Kohlendioxid:

CO₂ ist ein farbloses, ungiftiges, geruchloses Treibhausgas und ein Verbrennungsprodukt der vollständigen Verbrennung von Kohlenwasserstoffen.

Kohlenmonoxid:

CO ist ebenfalls farblos und geruchlos aber giftig und kann in hohen Konzentrationen tödlich sein. Es entsteht bei unvollständiger Verbrennung unter globalem und örtlichem Luftmangel ($\lambda < 1$).

Kohlenwasserstoffe:

HC kommt im Abgas in verschiedensten Verbindungen vor. Es ist giftig und ein Produkt unvollständiger Verbrennung und vor allem bei Zweitaktmotoren aufgrund der Spülverluste vorhanden.

Stickoxide:

NO_x tritt in der Form von NO und NO₂ auf. Dabei ist NO farb-, geruchlos und giftig. NO₂ ist ein Reizgas, es ist braun und hat einen intensiven Geruch. Stickoxide treten bei hohen Verbrennungstemperaturen und inhomogenem Luft-Kraftstoffgemisch auf.

6.2.3 WMTC Testzyklus

Der WMTC Testzyklus wurde bereits in 1.4 beschrieben. Hier sollen die Ergebnisse aus den am Rollenprüfstand durchgeführten Emissionstests dargestellt werden. Es wurden mehrere Testzyklen mit dem Ziel die Abgasgesetzgebung EURO IV zu erfüllen, am Prüfstand gefahren. Die folgenden Ergebnisse stellen nicht das endgültige Ergebnis der Emissionsentwicklung dar, die Emissionsgrenzwerte konnten dennoch unterschritten werden. In Abbildung 6-5 ist das Ergebnis aus einer der ersten Messungen zu sehen. Die Grenzwerte für HC und CO wurden überschritten. Durch Anpassung der Kennfelder für Einspritzmenge, Einspritzzeitpunkt und Zündzeitpunkt konnten die limitierten Emissionen so weit verringert werden, dass die Grenzwerte von Euro IV unterschritten wurden. In Abbildung 6-7 ist das Ergebnis der letzten Messung zu sehen. Der Grenzwert für CO konnte um 76% unterschritten werden, jener von NO_x um 38%. Die HC Emissionen erreichen jedoch über 90% des Grenzwertes. Um reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, sollte am HC Ausstoß noch gearbeitet werden.

| | | | |
|-----------|-------------------------|------|--|
| Grenzwert | CO [g/km]: | 1,97 | |
| | HC [g/km]: | 0,56 | |
| | NO _x [g/km]: | 0,13 | |

| Emissionen PART 1 | | | Gewichtung | |
|-------------------|------------------------|--------|------------|----|
| | CO [g/km] | 4,282 | | 30 |
| | HC [g/km] | 3,996 | | |
| | NO _x [g/km] | 0,031 | | |
| | CO ₂ [g/km] | 70,970 | | |

| Emissionen PART 2 | | | Gewichtung | |
|-------------------|------------------------|--------|------------|----|
| | CO [g/km] | 1,023 | | 70 |
| | HC [g/km] | 0,363 | | |
| | NO _x [g/km] | 0,080 | | |
| | CO ₂ [g/km] | 68,029 | | |

| | Summe der Emissionen | % von Grenzwert |
|------------------------|----------------------|-----------------|
| CO [g/km] | 2,0009 | 101,57 |
| HC [g/km] | 1,4530 | 259,47 |
| NO _x [g/km] | 0,0657 | 50,54 |
| CO ₂ [g/km] | 69,50 | kein |

Abbildung 6-5: Ergebnis WMTC 2.2; EURO IV Grenzwerte überschritten

Um das Abgasverhalten des Motors besser verstehen zu können wurden zusätzlich Rekordermessungen durchgeführt. In Abbildung 6-6 und Abbildung 6-9 sind die HC Emissionen über die gesamte Testdauer dargestellt. Es ist ersichtlich, dass die meisten HC Emissionen in den ersten 120 Sekunden entstehen, also in der Kaltstartphase bevor der Katalysator seine Anspringtemperatur erreicht. Sobald der Katalysator arbeitet hält sich der HC Ausstoß in Grenzen. Wie in 5.2.4 bereits erwähnt, wurde aus diesem Grund ein Vorkatalysator zum Vorwärmen des Hauptkatalysators, der über eine Klappe im Auspuff in der Kaltstartphase zugeschaltet werden kann, verbaut. In Abbildung 6-8 ist der am Fahrzeug verwendete Auspuff zu sehen.

Die Messwerte aus der in Abbildung 6-6 dargestellten Rekorderaufzeichnung zeigen deutliche HC-Spitzen, die vor allem bei höheren Lasten auftreten. Diese Spitzen konnten allein durch die Optimierung der Motorkennfelder vermindert bzw. teilweise verhindert werden.

Die Verbesserung ist beim Vergleich der Rekordermessung 1 (Abbildung 6-6) und Rekordermessung 2 (Abbildung 6-9) eindeutig zu erkennen.

(Für den Verlauf von CO über WMTC siehe 9 (Abbildung 9-1, Abbildung 9-2))

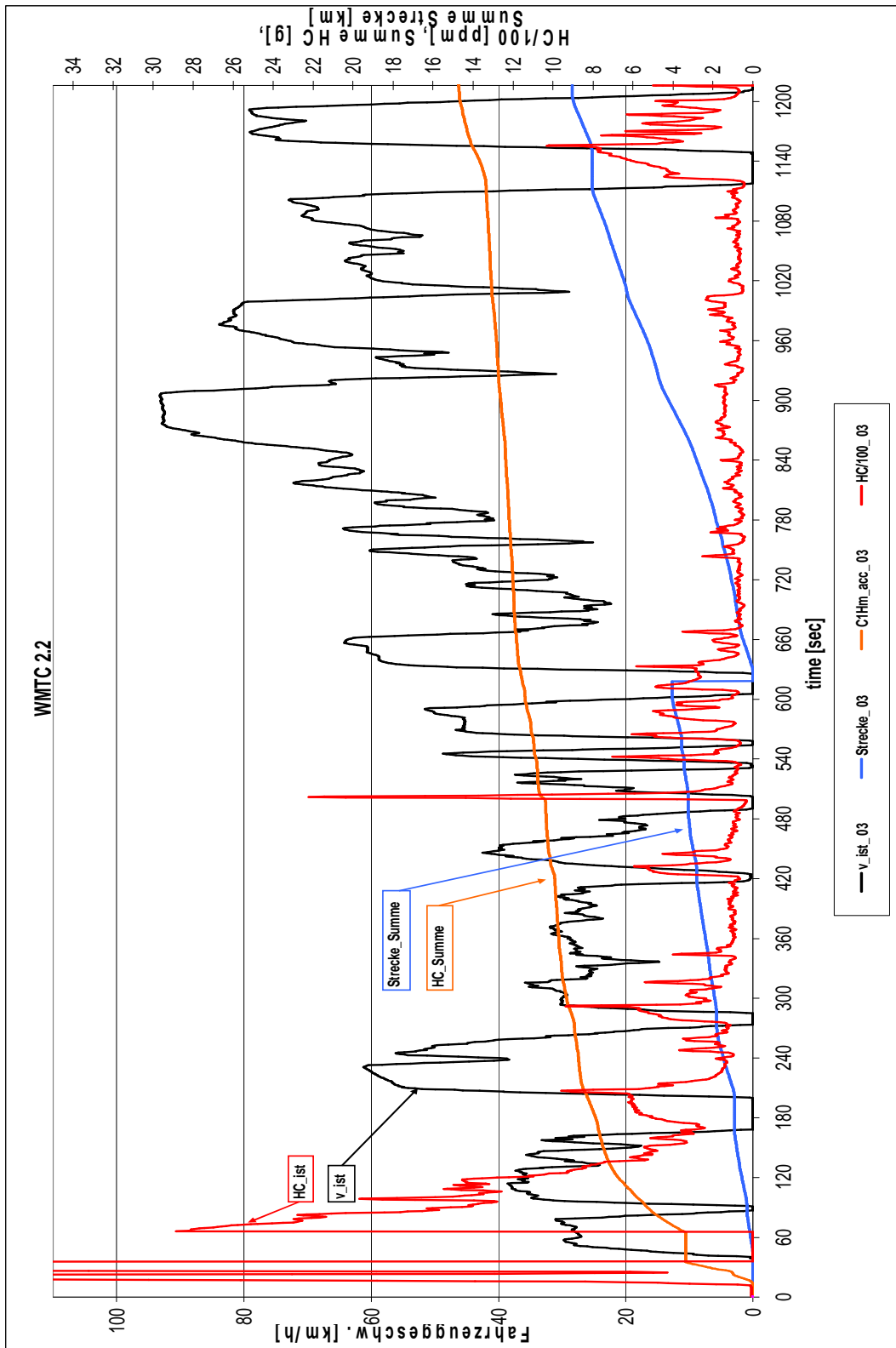


Abbildung 6-6: Rekordermessung 1; HC über WMTTC; Grenzwerte überschritten

Grenzwert CO [g/km]: 1,97
 HC [g/km]: 0,56
 NOx [g/km]: 0,13

| Emissionen PART 1 | | | Gewichtung |
|------------------------|--------|----|------------|
| CO [g/km] | 0,754 | 30 | |
| HC [g/km] | 1,307 | | |
| NOx [g/km] | 0,087 | | |
| CO ₂ [g/km] | 74,598 | | |

| Emissionen PART 2 | | | Gewichtung |
|------------------------|--------|----|------------|
| CO [g/km] | 0,334 | 70 | |
| HC [g/km] | 0,165 | | |
| NOx [g/km] | 0,077 | | |
| CO ₂ [g/km] | 64,287 | | |

| | Summe der Emissionen | % von Grenzwert |
|------------------------|----------------------|-----------------|
| CO [g/km] | 0,4597 | 23,34 |
| HC [g/km] | 0,5078 | 90,68 |
| NOx [g/km] | 0,0802 | 61,72 |
| CO ₂ [g/km] | 69,44 | kein |

Abbildung 6-7: Ergebnis WMTC 2.2; EURO IV Grenzwerte unterschritten

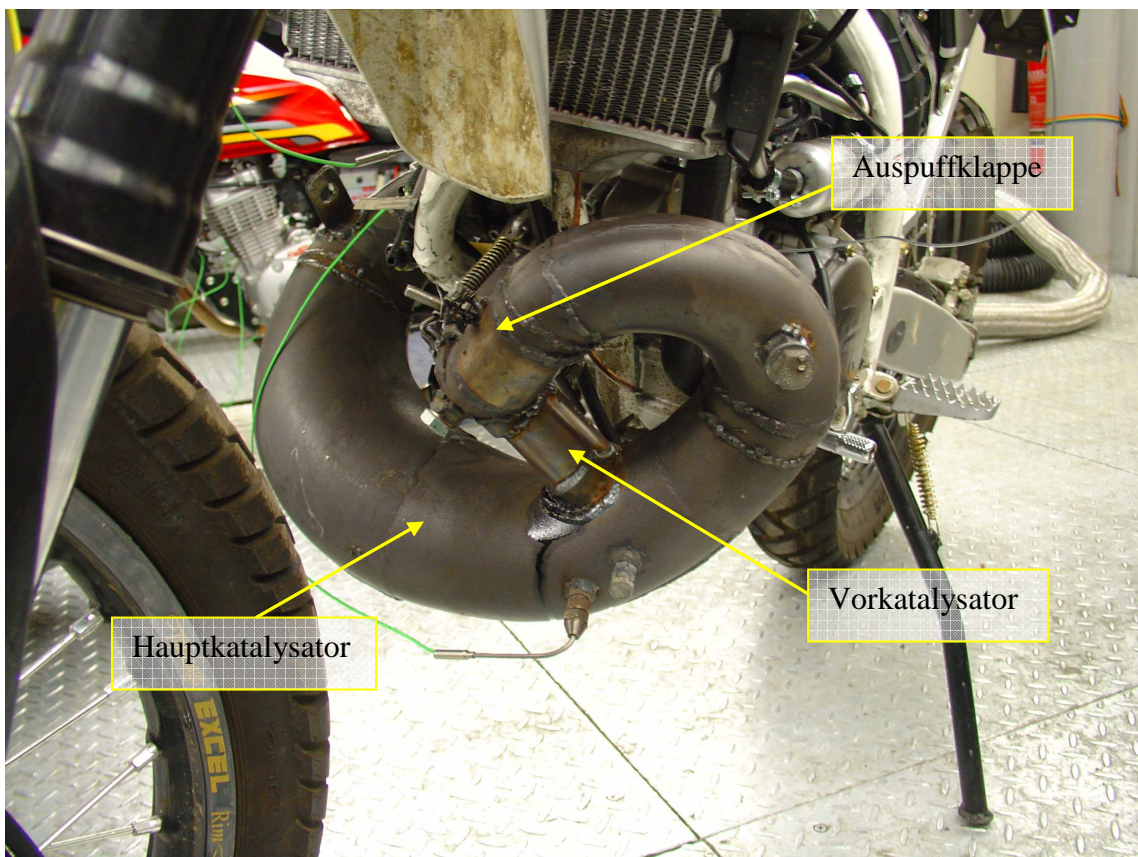


Abbildung 6-8: Auspuff am Versuchsfahrzeug

Die Abgastemperaturverläufe sind in 9 (Abbildung 9-3, Abbildung 9-4) dargestellt.

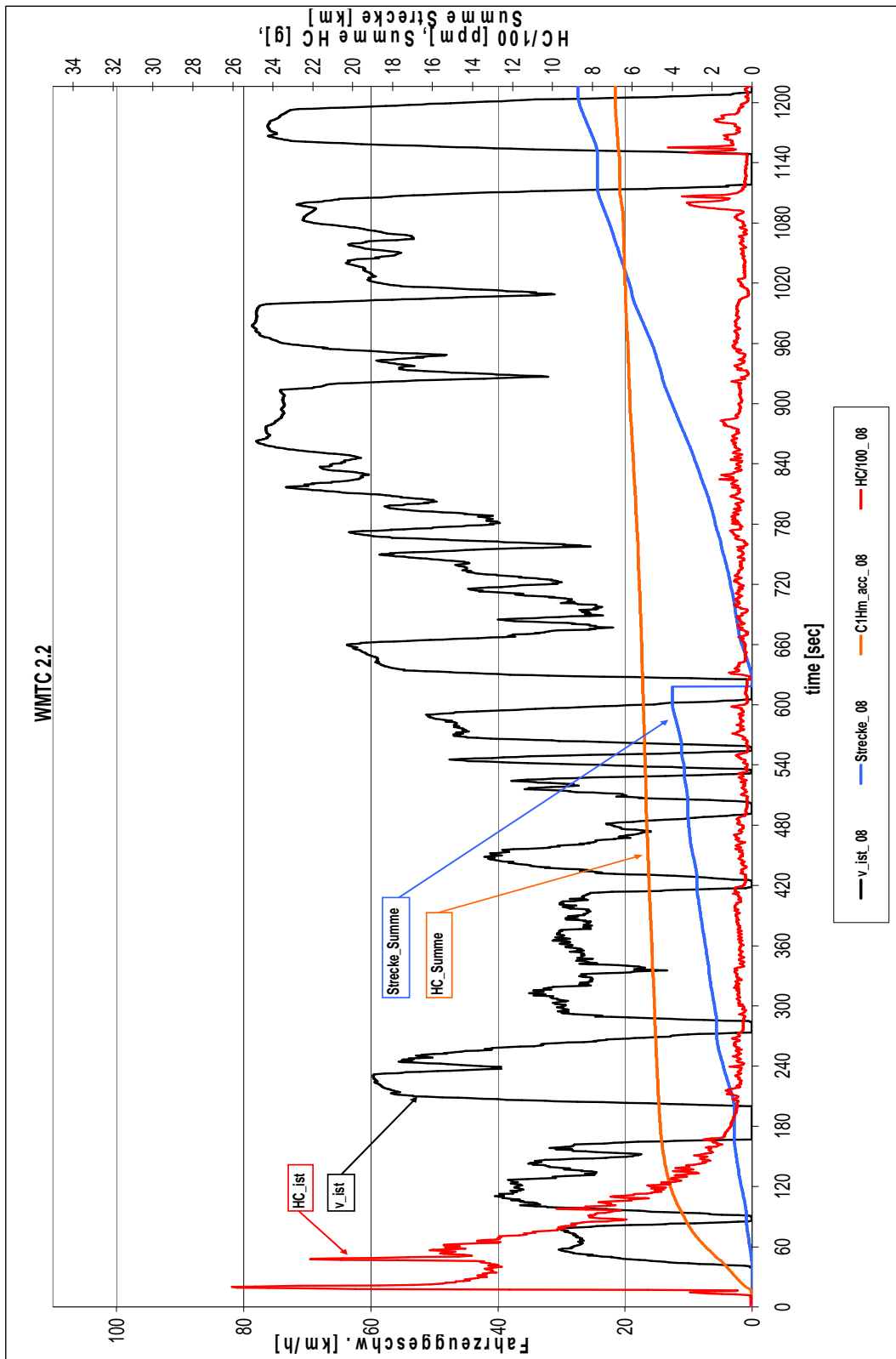


Abbildung 6-9: Rekordermessung 2; HC über WMTTC; Grenzwerte unterschritten

7 Zusammenfassung

Im Rahmen dieser Diplomarbeit wurde ein bestehender 300 cm³ Zweitakt-Vergasermotor am Motorprüfstand aufgebaut und mehrere Basismessungen durchgeführt.

Weiters wurde der Vergasermotor mit einer Niederdruckdirekteinspritzung ausgerüstet. Das Niederdruck- Direkteinspritzverfahren wurde von einem 50 cm³ Zweitakt-Motor in einen für den Endurosport konzipierten Hochleistungsmotor übergeführt.

Die Motivation bestand einerseits darin, die Euro IV Abgasgrenzwerte zu erfüllen und andererseits, eine höhere Motorleistung zu erzielen.

Dabei soll die Niederdruckdirekteinspritzung vor allem für eine Reduktion der beim umkehrgespülten Zweitaktmotor besonders problematischen Kraftstoffspülverluste sorgen.

Für erste Voruntersuchungen wurde der Originalzylinder beibehalten und am Motorprüfstand aufgebaut. Im Zuge der Voruntersuchungen wurden Erkenntnisse für die Konstruktion des Prototypenmotors gesammelt, Versuche zur Verkürzung der Katalysator Anspringdauer durchgeführt und die Basisbedatung des Motorsteuergeräts für den gesamten Betriebsbereich des Motors erstellt. Die am Motorprüfstand gesammelten Messdaten wurden unter anderem zum Abgleich mit eindimensionalen- und dreidimensionalen-CFD Simulationen verwendet.

Weiters wurde der Motor des Marktführers hinsichtlich Leistung und Drehmomentcharakteristik am Motorprüfstand untersucht und als Benchmark festgelegt.

Im nächsten Entwicklungsschritt wurde der Prototypenmotor am Motorprüfstand zahlreichen Untersuchungen mit dem Hauptziel der Leistungssteigerung unterzogen.

Die Leistungsentwicklung an der Vollast wurde von zahlreichen Motorschäden begleitet, die vor allem durch stark klopfende Verbrennung und thermische Überlastung ausgelöst wurden.

Im Zuge der Leistungsentwicklung wurden verschiedene Brennraum- und Auspuffgeometrien getestet und Versuche mit veränderten Steuerzeiten und bearbeiteten Kanälen durchgeführt.

Infolge dieser Entwicklung konnte die maximale Leistung, im Vergleich zum Basismotor, um über 12% gesteigert werden. Der maximale effektive Mitteldruck konnte von 8 auf 9 bar angehoben werden. Die maximale Leistung des Benchmarkmotors konnte ebenfalls übertroffen werden.

Im Zuge des Projektes wurde aber nicht nur eine Leistungssteigerung erreicht, auch der effektive Wirkungsgrad konnte, verglichen mit dem Basismotor, von 18,5% auf 31% gesteigert werden, was einer Verbesserung von 67% entspricht.

Danach wurde das Ausgangsfahrzeuge mit dem Prototypenmotor ausgerüstet, um die Entwicklung am Rollenprüfstand weiterzuführen.

Mit Hilfe der am Motorprüfstand gewonnenen Erkenntnisse konnte das Ziel der Erfüllung der EURO IV Abgasgesetzgebung, nach Anpassen der Motorkennfelder hinsichtlich Einspritzmenge, Zünd- und Einspritzzeitpunkt, erreicht werden.

8 Verzeichnisse

8.1 Abbildungsverzeichnis

| | |
|---|----|
| Abbildung 1-1: WMTC Teil 1 Kaltstart | 10 |
| Abbildung 1-2: WMTC Teil 2 | 10 |
| Abbildung 2-1: Prinzip des Zweitaktprozesses [2]..... | 11 |
| Abbildung 2-2: Prinzip Schnürle Umkehrspülung [2]..... | 12 |
| Abbildung 2-3: Umkehrspülung Versuchsträger | 13 |
| Abbildung 2-4: Grundtypen Spülung: | 14 |
| Abbildung 2-5: Spülkurven verschiedener Spülverfahren: Verdrängungsspülung, 2 Verdünnungsspülung, 3 Kurzschlusspülung [3]..... | 16 |
| Abbildung 3-1: Gesamtfahrzeug [4] | 20 |
| Abbildung 3-2: Leistungs- und Drehmomentkurve Basismotor..... | 22 |
| Abbildung 3-3: Motor für Voruntersuchung am Prüfstand | 24 |
| Abbildung 3-4: Drosselklappe Øinnen: 42mm | 25 |
| Abbildung 3-5: Ölpumpe Motorprüfstand | 26 |
| Abbildung 3-6: Ölzufuhr Kurbelgehäuse | 26 |
| Abbildung 3-7: Massenanteil am Gesamtpülverlust von Haupt-, Nebenüberströmkanälen und dem Aufrichtkanal [8]..... | 27 |
| Abbildung 3-8: Direkte Einspritzung | 28 |
| Abbildung 3-9: Geschichtete Einspritzung | 28 |
| Abbildung 3-10: PIN Belegung [5] | 29 |
| Abbildung 3-11: Kabelbaum [5]..... | 30 |
| Abbildung 3-12: Injektor | 31 |
| Abbildung 3-13: Kraftstoffpumpe | 32 |
| Abbildung 3-14: Steuerzeit Original..... | 34 |
| Abbildung 3-15: Steuerzeit Prototypenzylinder | 34 |
| Abbildung 3-16: Abwicklung der Zylindermantelfläche Original | 35 |
| Abbildung 3-17: Abwicklung der Zylindermantelfläche Prototyp..... | 35 |
| Abbildung 3-18: Originalzylinder mit Injektorbohrungen | 37 |
| Abbildung 3-19: Neukonstruktion mit Zwischenplatte | 37 |
| Abbildung 3-20: Originalzylinderkopf Abbildung 3-21: Zylinderkopf neu..... | 38 |
| Abbildung 3-22: Brennraum Original Abbildung 3-23: Brennraum neu | 38 |
| Abbildung 3-24: Zylinderkopf zweiteilig | 39 |
| Abbildung 3-25: Originalkolben Abbildung 3-26: Kolben mit Fenster .. | 40 |
| Abbildung 3-27: Kolbenschliffbild original und bearbeitet | 40 |
| Abbildung 3-28: Auslasskanäle mit Auslasskappe und Nebenauslass-Ventilen..... | 42 |
| Abbildung 3-29: Aktuator am Motorprüfstand..... | 43 |
| Abbildung 4-1: Aufbau des Motorprüfstands | 44 |
| Abbildung 4-2: Motorbock | 45 |

| | |
|---|----|
| Abbildung 4-3 Motorbock mit Versuchsträger am Prüfstandstisch | 46 |
| Abbildung 4-4: Drehmoment-Messflansch T40 [6] | 47 |
| Abbildung 4-5: Prinzipskizze Kraftstoffwaage [7]..... | 48 |
| Abbildung 4-6: Luftmassenmessung am Motorprüfstand | 49 |
| Abbildung 4-7: Abgasentnahme am Prüfstand und Abgasanalysegerät ABB | 50 |
| Abbildung 4-8: Zahnscheibe und induktiver Sensor | 52 |
| Abbildung 4-9: Indizierte Drücke bei 7500 U/min..... | 53 |
| Abbildung 5-1: Leistungs- und Drehmomentkurve Basismotor im Rechts- und Linkslauf | 56 |
| Abbildung 5-2: Auspuffdüse Ø innen: 23mm | 57 |
| Abbildung 5-3: Auspuffdüse Ø innen: 25mm | 57 |
| Abbildung 5-4: Auspuff mit Düse am Motorprüfstand; L=1066 mm | 58 |
| Abbildung 5-5: Leistung Auspuffdüsen-Untersuchung..... | 58 |
| Abbildung 5-6: Abgasgeschwindigkeit über °Kurbelwinkel (Boost)..... | 59 |
| Abbildung 5-7: Abgasdruck über °Kurbelwinkel (Boost)..... | 60 |
| Abbildung 5-8: Drehmoment Nebenauslass-Untersuchung | 61 |
| Abbildung 5-9: Kurbelwelle und Auslasssteuerung | 61 |
| Abbildung 5-10: Zylinder mit Referenz-Auslassklappenhöhe H = 48mm..... | 62 |
| Abbildung 5-11: Prinzip Vergleichsauspuff mit Vorkatalysator..... | 63 |
| Abbildung 5-12: Prinzip Versuchsauspuff mit geschlossener Auspuffklappe | 63 |
| Abbildung 5-13: Versuchsauspuff am Motorenprüfstand | 64 |
| Abbildung 5-14 Temperaturverlauf Auspuff | 65 |
| Abbildung 5-15 Kohlenwasserstoffe Auspuffklappe | 66 |
| Abbildung 5-16: Prinzip des Versuchsauspuff mit offener Auspuffklappe. | 67 |
| Abbildung 5-17: Leistung mit und ohne Vorkatalysator | 67 |
| Abbildung 5-18: Effektiver Mitteldruck mit und ohne Vorkatalysator..... | 68 |
| Abbildung 5-19: BMW Airbox am Motorprüfstand..... | 69 |
| Abbildung 5-20: BMW Airbox mit langer Ansaugstrecke..... | 70 |
| Abbildung 5-21: Drehmoment BMW Airbox | 71 |
| Abbildung 5-22: Drehmoment Benchmark | 72 |
| Abbildung 5-23: Leistung Benchmark | 73 |
| Abbildung 5-24: Motorgehäuse mit Zwischenplatte | 74 |
| Abbildung 5-25: Drehmoment Proto-0..... | 75 |
| Abbildung 5-26: Zylinderhemdbearbeitung 1 | 76 |
| Abbildung 5-27: Drehmoment Zylinderhemdbearbeitung 1 | 77 |
| Abbildung 5-28: Druckverlauf in einer Auspuffanlage [9] | 78 |
| Abbildung 5-29: Auspuffbirne 1..... | 80 |
| Abbildung 5-30: Auspuffbirne 2..... | 80 |
| Abbildung 5-31: Auspuffbirne 3 [12]..... | 80 |
| Abbildung 5-32: Auspuffbirne 4 [12]..... | 81 |
| Abbildung 5-33: Drehmomentvergleich Auspuffvarianten..... | 82 |
| Abbildung 5-34: Einfluss Abgasgegendruck auf Drehmoment..... | 83 |
| Abbildung 5-35: Abgasgegendruck | 83 |
| Abbildung 5-36: Drehmoment Brennräume | 85 |
| Abbildung 5-37: Kugelbrennraum 1 | 86 |
| Abbildung 5-38: Kugelbrennraum 1 3D..... | 86 |
| Abbildung 5-39: Kugelbrennraum 2..... | 87 |

| | |
|--|-----|
| Abbildung 5-40: Kugelbrennraum 2 3D | 87 |
| Abbildung 5-41: ellipsenförmiger Brennraum | 88 |
| Abbildung 5-42: ellipsenförmiger Brennraum | 88 |
| Abbildung 5-43: Zusätzliches Schadvolumen im Membrankasten; Verlängerung der Ansaugstrecke | 89 |
| Abbildung 5-44: Drehmoment mit reduzierter Vorverdichtung | 90 |
| Abbildung 5-45 Einfluss Steuerzeit | 91 |
| Abbildung 5-46: Moment Fensterbearbeitung | 92 |
| Abbildung 5-47: Vergleich maximales Drehmoment | 94 |
| Abbildung 5-48: Vergleich maximale Leistung | 94 |
| Abbildung 5-49 Vergleich effektive Mitteldrücke | 95 |
| Abbildung 5-50: Spezifische Kraftstoffverbräuche | 96 |
| Abbildung 5-51: Kolbenreißer infolge thermischer Überlastung | 98 |
| Abbildung 5-52: Kolbenschäden aufgrund von klopfender Verbrennung | 99 |
| Abbildung 5-53: abgebrochenes Kolbenhemd | 100 |
| Abbildung 5-54: Risse im Kolbenhemd | 100 |
| Abbildung 6-1: Rahmen original | 101 |
| Abbildung 6-2: Rahmen angepasst | 101 |
| Abbildung 6-3: Versuchsfahrzeug am Rollenprüfstand | 102 |
| Abbildung 6-4: Schema der offenen CVS-Anlage | 104 |
| Abbildung 6-5: Ergebnis WMTC 2.2; EURO IV Grenzwerte überschritten | 105 |
| Abbildung 6-6: Rekordermessung 1; HC über WMTC; Grenzwerte überschritten | 107 |
| Abbildung 6-7: Ergebnis WMTC 2.2; EURO IV Grenzwerte unterschritten | 108 |
| Abbildung 6-8: Rekordermessung 2; HC über WMTC; Grenzwerte unterschritten | 109 |
| Abbildung 6-9: Auspuff am Versuchsfahrzeug | 108 |
| Abbildung 9-1: Rekordermessung 1; CO über WMTC; Grenzwerte überschritten | 115 |
| Abbildung 9-2: Rekordermessung 2; CO über WMTC; Grenzwerte unterschritten | 116 |
| Abbildung 9-3: Rekordermessung 1; Abgastemperatur über WMTC; Grenzwerte überschritten | 117 |
| Abbildung 9-4: Rekordermessung 2; Abgastemperatur über WMTC; Grenzwerte unterschritten | 118 |

8.2 Tabellenverzeichnis

| | |
|--|-----|
| Tabelle 1-1: WMTC Grenzwerte und Klassen für EURO IV [1] | 9 |
| Tabelle 3-1: Motordaten WR 300 [4] | 21 |
| Tabelle 3-2: Änderung der Kanalhöhen | 33 |
| Tabelle 4-1: Übersicht Sensoren | 53 |
| Tabelle 5-1: Katalysatoren | 63 |
| Tabelle 5-2: Fensterhöhenbearbeitung | 92 |
| Tabelle 5-3: Maximales Drehmoment, maximale Leistung, maximaler effektiver Mitteldruck | 95 |
| Tabelle 5-4: Wirkungsgradvergleich | 97 |
| Tabelle 6-1: Technische Daten Rollenprüfstand | 103 |

9 Anhang

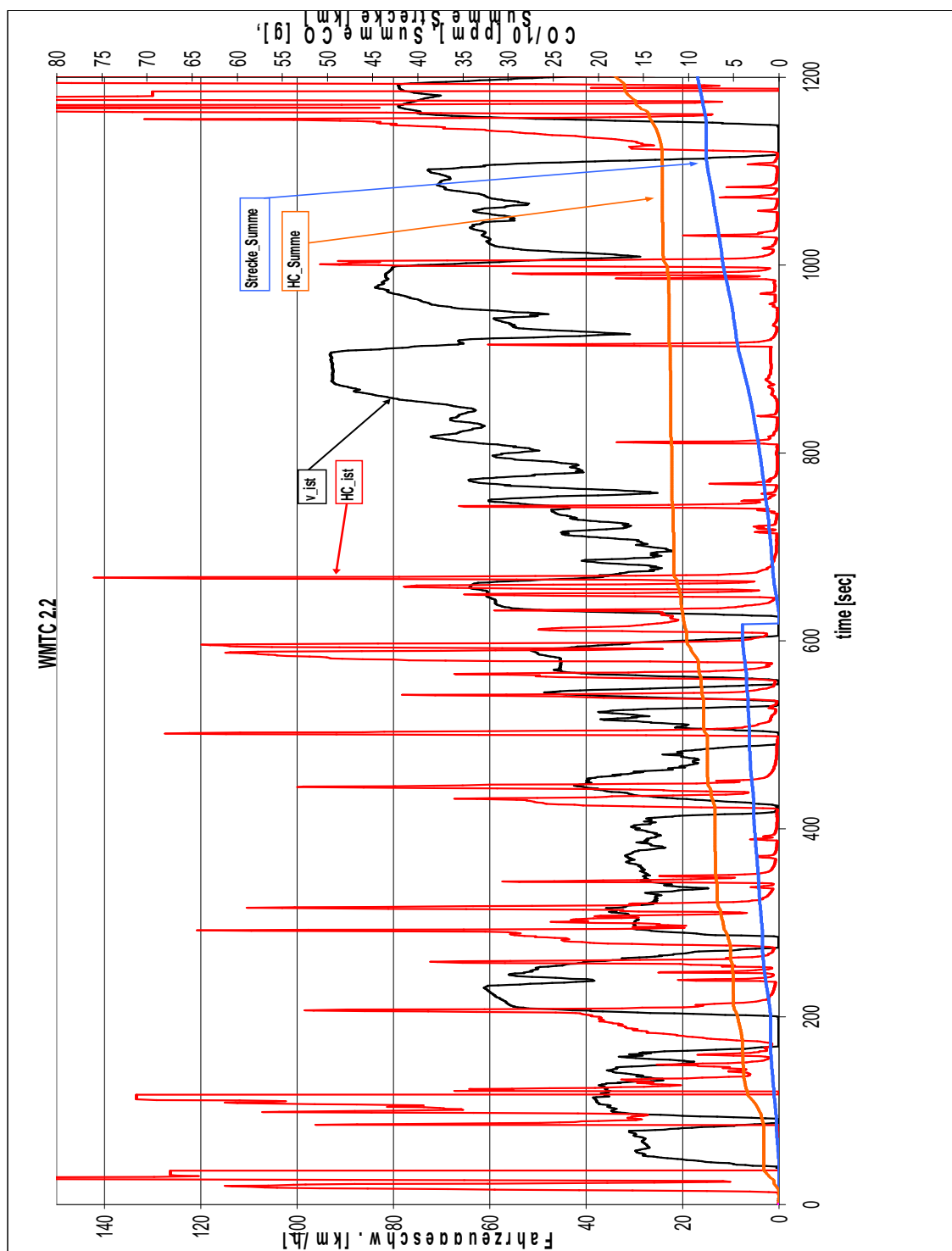


Abbildung 9-1: Rekordermessung 1; CO über WMTc; Grenzwerte überschritten

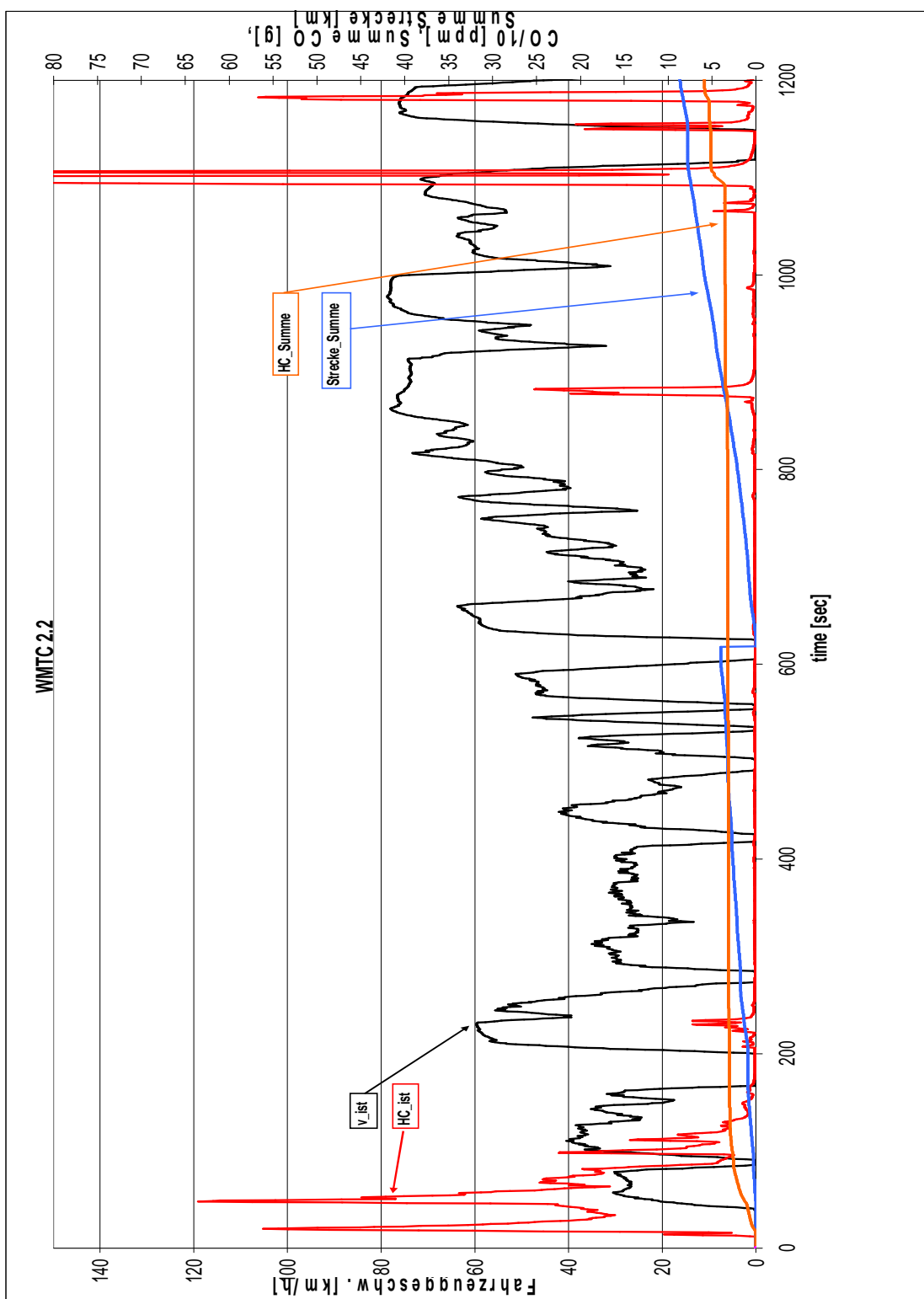


Abbildung 9-2: Rekordermessung 2; CO über WMTC; Grenzwerte unterschritten

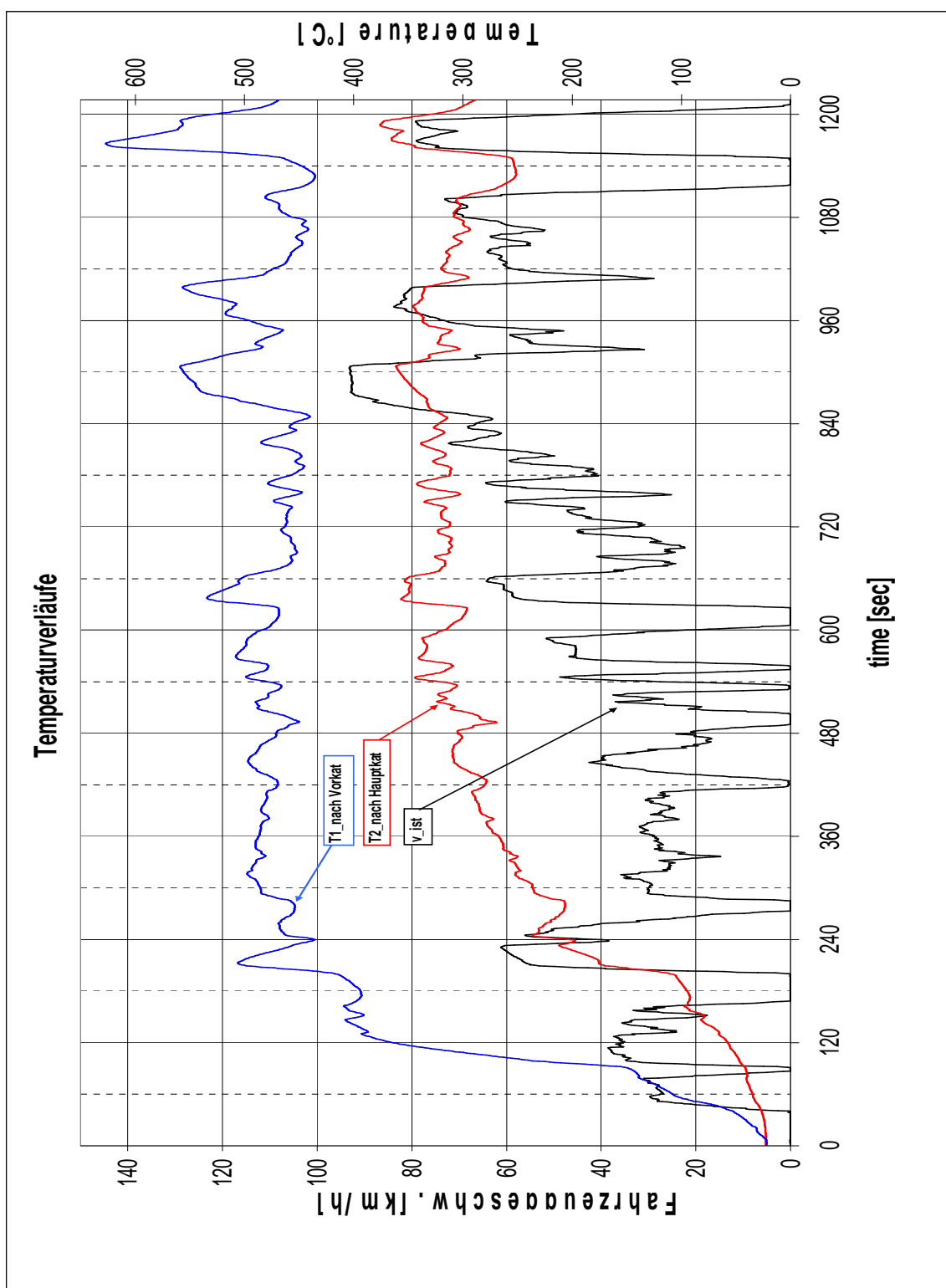


Abbildung 9-3: Rekordermessung 1; Abgastemperatur über WMTC; Grenzwerte überschritten

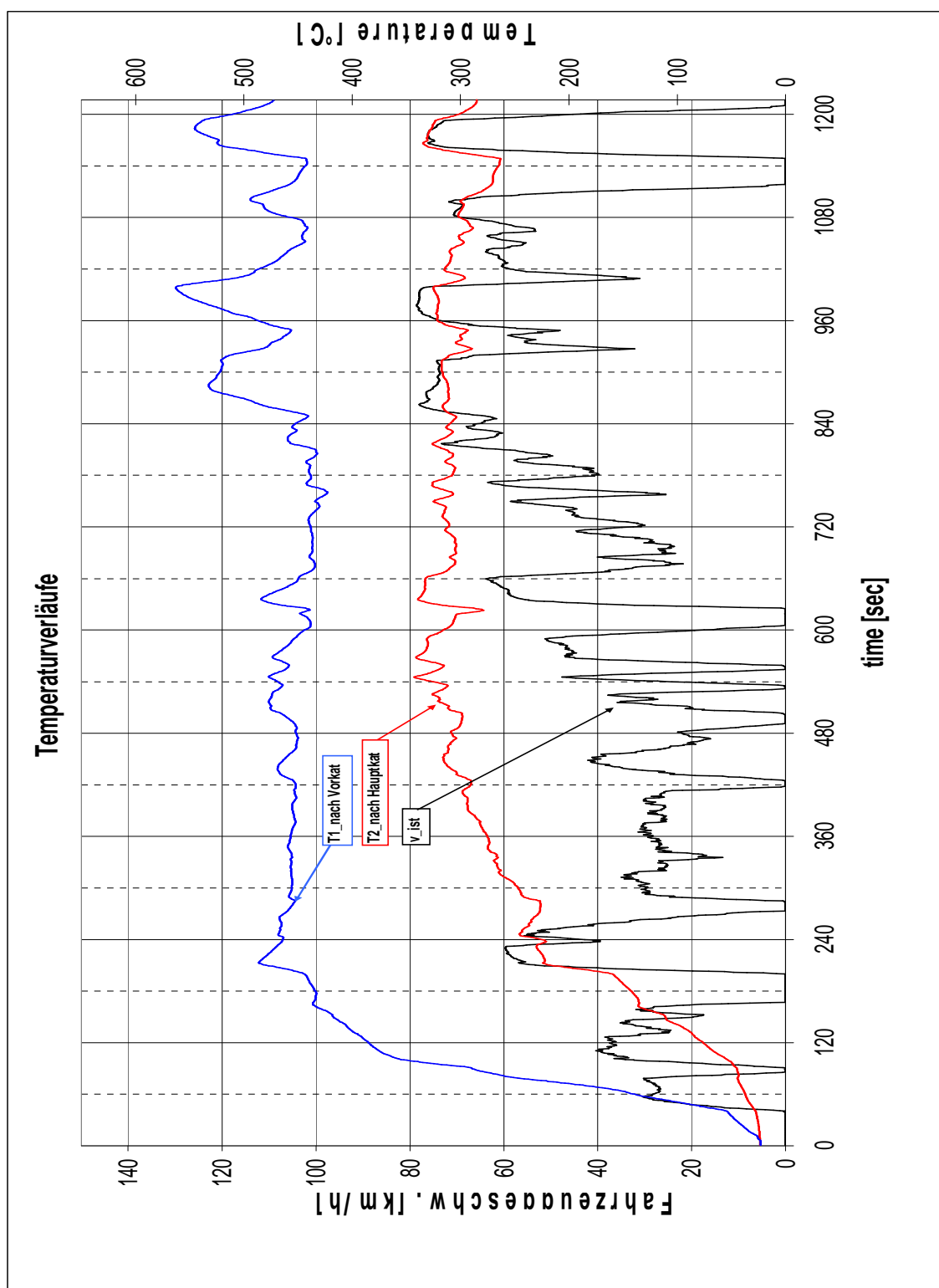


Abbildung 9-4 Rekordermessung 2; Abgastemperatur über WMTc; Grenzwerte unterschritten

10 Literaturverzeichnis

- [1] Proposal EURO IV: Emisia Summary Report; Scenarios on the future regulation of Power Two Wheelers
- [2] Helmut Eichlseder (1999/2000) Kolbenmaschinen. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [3] Helmut Eichlseder (2005) Verbrennungskraftmaschinen . Vertiefte Ausbildung. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [4] www.husqvarna-motorrad.de
- [5] Synerject M3C Application
- [6] Montageanleitung HBM T40 Drehmoment-Messflansch
- [7] Andreas Wimmer (2007/2008) Motorenmesstechnik. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [8] Franz Winkler (2009) Untersuchungen zur Reduktion von Spülverlusten bei kleinvolumigen Zweitaktmotoren. Dissertation. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [9] Franz Laimböck (1998) Zweiradtechnik und Kleinmotoren. 4. erweiterte Auflage. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [10] Div. Autoren (2009) Ausgewählte Kapitel der Verbrennungskraftmaschine. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [11] Stefan Zima (2005) Motorkolben. ATZ/MTZ-Fachbuch, Vieweg Verlag
- [12] Andrea Abis (2011) Simulatorische Unterstützung bei der Auslegung eines Zweitakt Hochleistungsmotor mit Niederdruckdirekteinspritzung. Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik, TU-Graz
- [13] www.motorenlexikon.de