

Ölverbrauchsmessung an einem Abgasturbolader mit einem Flammenionisationsdetektor am Heißgasprüfstand

Bachelorarbeit

im Studiengang

Maschinenbau

vorgelegt von

Simon Dietrich

Matrikelnummer: 1848464

am 26. Oktober 2018

am Karlsruher Institut für Technologie

Betreuer IAM:

Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

Betreuer Fraunhofer ICT:

Dipl.-Ing. Stefan Heß

Eidesstattliche Erklärung

Simon Dietrich
Viktoriastraße 12A
76133 Karlsruhe
Matrikelnummer: 1848464

Hiermit erkläre ich, dass ich die folgende Arbeit selbstständig und ohne unzulässige Hilfe Dritter angefertigt habe. Ich versichere alle Angaben und Hilfsmittel, die aus anderen Quellen wörtlich oder sinngemäß übernommen wurden, eindeutig gekennzeichnet und ihren Ursprung im Literaturverzeichnis festgehalten zu haben.

Simon Dietrich

Karlsruhe, den 26. Oktober 2018

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner für die Betreuung meiner Arbeit am Karlsruher Institut für Technologie (KIT) bedanken.

Bei Herrn Dr.-Ing. Hans-Peter Kollmeier bedanke ich mich für die Möglichkeit, die Arbeit in der Projektgruppe Neue Antriebssysteme (NAS) des Fraunhofer Instituts für Chemische Technologie zu erstellen.

Insbesondere danke ich meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Stefan Heß für die hervorragende Betreuung. Er stand mir in vielen Stunden der Diskussion mit konstruktiver Unterstützung zur Seite und half mir besonders bei der Auswertung und Einordnung der Ergebnisse.

Mein Dank gilt allen Kollegen vom NAS, die mich bei der Erstellung der Arbeit unterstützten. Insbesondere danke ich Herrn Dipl.-Ing. Jan Bökelmann, der mir zu jeder Zeit bei der Vorbereitung und Durchführung der Versuche mit seiner Erfahrung und Fachkompetenz weitergeholfen hat.

Ich danke auch dem Institut für Kolbenmaschinen des KIT für die Hilfsbereitschaft und Bereitstellung von wichtigem Messequipment.

Außerdem danke ich Herrn Dr.-Ing. Marcus Gohl, Automobil-Prüftechnik Landau, für die fachliche und stets motivierende Unterstützung.

Schließlich danke ich meinen Eltern und Freunden für die Geduld und den Rückhalt, besonders in stressigen Situationen.

Aufgabenstellung



Fraunhofer – Institut für Chemische Technologie ICT
Rintheimer Querallee 2
76131 Karlsruhe

Bachelorarbeit

Für Herrn Simon Dietrich

Thema (deutsch): Ölverbrauchsmessung an einem Abgasturbolader mit einem Flammenionisationsdetektor am Heißgasprüfstand

Thema (englisch): Measurement of the oil consumption of an Exhaust Turbocharger with a flame ionization detector on the hot-gas test bench

Hintergrund:

Die Emissionen von Fahrzeugen stehen aktuell im Fokus der Medien. Dabei sollen neue Erkenntnisse gewonnen werden, um den Einfluss des Ölverbrauchs von Abgasturboladern an den Gesamtemissionen von verbrennungsmotorischen Antriebssträngen zu bestimmen. Um diesen Anteil zu ermitteln soll eine Messtechnik betrachtet werden, die eine Echtzeit-Messung des Ölverbrauchs ermöglichen soll. Das Ziel der Arbeit ist es die Anwendbarkeit von Flammenionisationsdetektoren zu prüfen, um den Ölverbrauch von Abgasturboladern am Heißgasprüfstand zu bestimmen.

Geplante Arbeiten:

- Recherche zur Ölverbrauchsmessung am Abgasturbolader
- Inbetriebnahme der notwendigen Spezialmesstechnik
- Vorbereitung und Durchführung der Versuche am Heißgasprüfstand
- Auswertung der Versuche
- Bewertung des Flammenionisationsdetektors zur Messung des Ölverbrauchs von Abgasturboladern

Die Ergebnisse der Untersuchungen sind in schriftlicher Form übersichtlich zu dokumentieren und in einem Seminarvortrag vorzustellen.

Beginn der Arbeit: 26.07.2018

Abgabe der Arbeit: 26.10.2018

Aufgabensteller: Prof. Dr.-Ing. Peter Elsner

Betreuer: Dipl.-Ing. Stefan Heß

Kurzfassung

Für moderne Verbrennungsmotoren ist ein niedriger Ölverbrauch unabdingbar, um immer strenger werdende Abgasgrenzwerte einzuhalten und erweiterte Wartungsintervalle zu ermöglichen. Dabei rückt auch der Ölverbrauch einzelner Bauteile in den Fokus. Gerade der Abgasturbolader nimmt eine wichtige Rolle ein, um den Ansprüchen hochentwickelter Motoren gerecht zu werden. Gleichzeitig trägt er aber auch zum Gesamtölverbrauch eines Verbrennungsmotors bei. Es bedarf einer neuen Möglichkeit der Ölverbrauchsmessung am Abgasturbolader, aufgelöst für einzelne Betriebspunkte, die das Verständnis der Ölverbrauchsmechanismen verbessert.

In der vorliegenden Arbeit wird eine Methode zur Ölverbrauchsmessung an einem Abgasturbolader auf dem Heißgasprüfstand entwickelt. Mit einem Hochtemperatur-Flammenionisationsdetektor können Ölkomponenten direkt im Abgas nach der Turbine nachgewiesen werden, ohne Tracersubstanzen einzusetzen zu müssen. Die gemessene Konzentration kann für einzelne Betriebspunkte in einen absoluten Ölverbrauch umgerechnet werden. Außerdem werden im Rahmen dieser Arbeit Berechnungsmethoden aufgestellt, die zur Beschreibung der Druckverhältnisse an den Wellendichtungen des Abgasturboladers dienen. Damit wird der Zusammenhang zwischen dem Ölverbrauch und der Druckdifferenz an den Dichtsegmenten hergestellt und in den Versuchen bestätigt.

Mit der entwickelten Methode ist es nun möglich, für jeden einzelnen Betriebspunkt die turbinenseitige Öl-Leckage zu quantifizieren. Es wurde bestätigt, dass das Austreten von Öl aus dem Lagergehäuse heraus in das Abgas von der Druckdifferenz an der Wellendichtung verursacht wird: Eine Öl-Leckage tritt auf, sobald der Öldruck am Dichtsegment den Gasdruck hinter dem Turbinenrad überschreitet.

Abstract

Measurement of the oil consumption of an Exhaust Turbocharger with a flame ionization detector on the hot-gas test bench

For modern automotive combustion engines, a low oil consumption is essential to meet stricter emission standards and to allow extended maintenance intervals. Therefore, it is important to focus on the oil consumption of the individual components. The turbocharger plays an important role in meeting the demands of highly developed engines. However, at the same time, it also contributes to the total oil consumption of a combustion engine. New methods are required to measure the oil consumption of the turbocharger at individual operating points. This is a major step to improve the understanding of oil consumption mechanisms.

In the present thesis, a method for oil consumption measurement on an exhaust gas turbocharger on the hot-gas test bench is developed. A high-temperature Flame Ionization Detector (FID) detects oil components directly in the exhaust gas after the turbine, without using tracer substances. The measured concentration can be converted into an absolute oil consumption at individual operating points. In addition, calculation methods are established to describe the pressure conditions at the shaft sealings of the turbocharger. Thus, the correlation between the oil consumption and the pressure difference at the sealings is identified and confirmed in the experiments.

Using the developed method, it is now possible to quantify oil leakage for each individual operating point at the turbine side. The results show that the leakage of oil from the bearing housing into the exhaust gas is caused by the pressure difference at the shaft sealing: An oil leakage occurs as soon as the oil pressure at the sealing exceeds the gas pressure behind the turbine wheel.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation.....	1
1.2	Zielsetzung.....	1
1.3	Aufbau der Arbeit	2
2	Grundlagen	3
2.1	Aufladung von Verbrennungsmotoren	3
2.2	Aufbau und Funktionsweise eines Abgasturboladers.....	4
2.3	Wellendichtungen am Abgasturbolader: Aufgabe und Funktionsweise	6
2.4	Thermodynamische Berechnungen am Abgasturbolader	7
2.5	Grundlegendes zum Schmieröl	10
2.6	Funktionsprinzip eines Flammenionisationsdetektors	10
3	Stand der Technik	12
3.1	Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbolader	12
3.2	Druckverhältnisse an den Wellendichtungen eines Abgasturboladers	14
3.2.1	Druck- und Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbolader nach Payri, Galindo et al.	14
3.2.2	Berechnung des Drucks hinter dem Verdichter- und Turbinenrad nach Hung Nguyen-Schäfer	16
4	Ölverbrauchsmessung mit einem Flammenionisationsdetektor	18
4.1	Messbarkeit der Ölanteile im Gas nach der Turbine und nach dem Verdichter.....	18
4.1.1	Schmieröl-Analysen.....	18
4.1.2	Übertragung auf Messbarkeit im Versuch.....	20
4.2	Berechnung des Ölverbrauchs	21
5	Experimentelle Untersuchungen	24
5.1	Flammenionisationsdetektor: Vorversuche	24
5.1.1	Hochtemperatur Flammenionisationsdetektor.....	24
5.1.2	Inbetriebnahme-Protokoll.....	24
5.1.3	Nullpunktfehler	25
5.1.4	Kalibrierung	26
5.1.5	Ansprechzeit.....	29
5.2	Heißgasgenerator Vermessung.....	29
5.2.1	Versuchsaufbau und Messstellen	30
5.2.2	Ergebnisse	31
5.3	Messungen nach der Turbine	33
5.3.1	Versuchsaufbau und Messstellen	33
5.3.2	Versuchsplan.....	40
5.3.3	Ergebnisse einer standardisierten Kennfeldvermessung	41
5.3.4	Berechnung der Druckdifferenz am turbinenseitigen Dichtsegment.....	43

5.3.5	Variation der Betriebsbedingungen.....	45
5.3.6	Erhöhung des Öl-Gegendrucks	49
5.4	Messungen nach dem Verdichter	59
5.4.1	Versuchsaufbau	59
5.4.2	Versuchsplan.....	60
5.4.3	Berechnung der Druckdifferenz am verdichterseitigen Dichtsegment	61
5.4.4	Ergebnisse einer standardisierten Kennfeldvermessung	61
5.4.5	Erhöhung des Öl-Gegendrucks	62
5.4.6	Möglichkeiten der verdichterseitigen Messung von Schmierölanteilen mit einem Flammenionisationsdetektor.....	63
6	Zusammenfassung.....	65
7	Ausblick	67
	Literaturverzeichnis	68
	Abbildungsverzeichnis	71
	Tabellenverzeichnis	73
	Anhang.....	74

Nomenklatur

Formelzeichen

P_e	effektive Leistung
p_{me}	effektiver Mitteldruck
n	Drehzahl
V_H	Hubvolumen
ρ	Luftdichte
T	Temperatur
H_u	Heizwert
L_{min}	Mindestluftbedarf
λ_L	Liefergrad
η_e	effektiver Wirkungsgrad
λ	Verbrennungsluftverhältnis
p	Druck
R	spezifische Gaskonstante
h	spezifische Enthalpie
s	spezifische Entropie
\dot{V}	Volumenstrom
m	Masse
\dot{m}	Massenstrom
N	Drehzahl
Π	Druckverhältnis
Δ	Differenz
c_p	spezifische Wärmekapazität
MFP	Massenstromparameter
P	Leistung
F	Kraft
A_{bf}	Querschnittsfläche der Rückseite (back face)
r	Enthalpie-Quotient (reaction degree)

k_a	Isentropenexponent der Ladeluft
k_g	Isentropenexponent des Abgases
β	Massenkonzentration
M	Molare Masse
k_C	relativer Massenanteil des Kohlenstoffs

Chemische Elemente und Verbindungen

He	Helium
H_2	Wasserstoff
C	Kohlenstoff
CH_4	Methan
C_3H_8	Propan
HC	Kohlenwasserstoff

Indizes

1	Verdichtereintritt
2	Verdichteraustritt
3	Turbineneintritt
4	Turbinenaustritt
C	Verdichter
T	Turbine
is	isentrop
t	Totalgröße
st	statische Größe
tt	total zu total
ts	total zu statisch
corr	temperaturkorrigiert
corr,N	drehzahlkorrigiert
ref	Referenz
soll	Sollwert
mech	mechanisch
*	hinter Turbinen- bzw. Verdichterrad

<i>n</i>	normal
<i>Zcor</i>	Nullpunkt-korrigiert
<i>KALcor</i>	Kalibrier-korrigiert
<i>sealing</i>	Dichtung
I	Berechnungsmethode I (Grundlage: Simon, Lang et al.)
II	Berechnungsmethode II (Grundlage: Hung Nguyen-Schäfer)
<i>oil,out,atl</i>	Öl-Auslasskanal des Turboladers

Besondere Zeichen

[1]	Quellenverweis
(1.1)	mathematische Gleichung

Abkürzungen

FID	Flammenionisationsdetektor
ATL	Abgasturbolader
HGG	Heißgasgenerator
TBPU	Abgasgegendruckeinheit
IBN-Protokoll	Inbetriebnahme-Protokoll

1 Einleitung

Die Forderung nach erweiterten Wartungsintervallen ist schon lange ein erklärtes Ziel der Motorenentwicklung. Auch die immer strenger werdende Abgasgesetzgebung erfordert die genaue Betrachtung der Ölverbrauchsmechanismen hinsichtlich limitierter Abgasgrenzwerte. Mit diesen Ansprüchen geht das unerlässliche Ziel einher, den Schmierölverbrauch von Verbrennungsmotoren zu minimieren. Ein niedriger Ölverbrauch ist unabdingbar, um niedrige Abgasgrenzwerte und lange Wartungsintervalle zu ermöglichen.

1.1 Motivation

Der Abgasturbolader nimmt in verbrennungsmotorischen Antrieben eine entscheidende Rolle ein, um die Ziele des *Downsizing*¹ und *Downspeeding*² umzusetzen und um gesetzte Emissionsziele einzuhalten. Die Entwicklung immer leistungsfähigerer Aufladesysteme erfordert neue Methoden und Ansätze, wodurch auch Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbolader in den Fokus gerückt sind. Um das Verständnis der Ölverbrauchsmechanismen am Abgasturbolader zu verbessern, stellt sich die Frage nach der Umsetzbarkeit der hoch aufgelösten Messung des Ölverbrauchs für einzelne Betriebspunkte.

Bedingt durch die Konstruktion und Funktionsweise eines Abgasturboladers kann Schmieröl turbinenseitig oder verdichterseitig austreten. Eine turbinenseitige Leckage beeinflusst direkt die Rohemissionen des Verbrennungsmotors. Ein nach der Turbine installiertes Abgasnachbehandlungssystem kann durch Ölbestandteile in der Effizienz beeinträchtigt oder sogar beschädigt werden. Eine verdichterseitige Leckage kann die Funktion eines Ladeluftkühlers einschränken. Schmierölanteile können sogar bis in den Brennraum gelangen und somit innermotorische Prozesse beeinflussen. Eine getrennte Erfassung des turbinen- und verdichterseitigen Ölverbrauchs bietet neue Möglichkeiten in der Entwicklung von Abgasturboladern und kann zur ganzheitlichen Verbesserung des Verbrennungsmotors entscheidend beitragen.

1.2 Zielsetzung

Das Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung eines Messverfahrens mit einem Flammenionisationsdetektor, das den Ölverbrauch eines Abgasturboladers bestimmen kann. Die Methode soll für einzelne Betriebspunkte aufgelöst anwendbar sein. Es soll experimentell validiert werden, ob das Verfahren für Verdichter- und Turbinenseite unabhängig voneinander durchführbar ist. Somit sollen wichtige Zusammenhänge zwischen den

¹ allg.: Reduzierung des Hubvolumens [1]

² allg.: Absenkung der Nenndrehzahl [1]

Betriebsbedingungen eines Abgasturboladers und dem Ölverbrauch erkannt werden, um das Verständnis der Ölverbrauchsmechanismen am Abgasturbolader zu verbessern.

1.3 Aufbau der Arbeit

Die vorliegende Arbeit umfasst die Entwicklung eines Messverfahrens zur Bestimmung des Ölverbrauchs von Abgasturboladern und die anschließende experimentellen Untersuchungen am Heißgasprüfstand.

Einführend werden die Grundlagen zusammenfassend dargestellt, die für das Verständnis dieser Arbeit notwendig sind. Im Abschnitt zum Stand der Technik wird zum einen auf bestehende Messmethoden zur Bestimmung des Ölverbrauchs eingegangen und zum anderen Literatur vorgestellt, die die Druckverhältnisse an den Wellendichtungen des Abgasturboladers beschreiben. Im anschließenden Kapitel wird erläutert, unter welchen Bedingungen ein Flammenionisationsdetektor zur Bestimmung des Ölverbrauchs von Abgasturboladern geeignet ist und wie das Messsignal in eine absolute Größe umgerechnet werden kann.

Im experimentellen Teil dieser Arbeit wird zuerst auf die Besonderheit, die Kalibrierung und Ansprechzeit des verwendeten Flammenionisationsdetektors eingegangen. Außerdem werden die Vorversuche zur Reproduzierbarkeit der Messungen beschrieben. Anschließend wird die Vermessung des Heißgasgenerators diskutiert, um zu beurteilen ob Kohlenwasserstoffe bereits im Abgasstrom vor der Turbine vorhanden sind. Nachfolgend werden die Versuche zur Messung der Kohlenwasserstoffkonzentration nach der Turbine dargestellt und die Ergebnisse in einen Zusammenhang mit den Druckverhältnissen an der Wellendichtung gestellt. Darüber hinaus werden die experimentellen Untersuchungen zur Messung nach dem Verdichter erläutert und die Umsetzbarkeit diskutiert.

Die Arbeit wird abgeschlossen mit einer Zusammenfassung der Ergebnisse sowie einem Ausblick auf Aspekte und Verbesserungen, die in weiteren Versuchen umgesetzt werden können.

2 Grundlagen

In diesem Kapitel werden die Grundlagen zusammenfassend dargestellt, die für das Verständnis der im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen notwendig sind. Zunächst wird auf die grundlegende Bedeutung der Aufladung im verbrennungsmotorischen Prozess sowie auf die thermodynamischen Berechnungen im Rahmen von Abgasturboladervermessungen eingegangen. Anschließend werden der Aufbau und die Funktionsweise des Turboladers sowie die für den Versuch wichtigen Wellendichtungen im Turbolader beschrieben. Weiter wird auf die Eigenschaften des Schmieröls und die Funktionsweise der verwendeten Messtechnik zum Ölverbrauch eingegangen.

2.1 Aufladung von Verbrennungsmotoren

In diesem Kapitel wird der Nutzen der Aufladung für die Leistungssteigerung von Verbrennungsmotoren dargestellt. Außerdem werden die wichtigsten Methoden zur Aufladung im Gesamtkonzept Verbrennungsmotor beschrieben.

Die effektive Leistung P_e eines 4-takt Verbrennungsmotors lässt sich durch die Formel (2.1) beschreiben [1].

$$P_e = p_{me} * n * V_H * \frac{1}{2} \quad (2.1)$$

Dabei ist die Leistung proportional zum effektiven Mitteldruck p_{me} , der Drehzahl n und dem Hubvolumen V_H . Zur Leistungssteigerung können somit drei Größen verändert werden. Eine Erhöhung der Drehzahl zur Leistungssteigerung erwirkt eine überproportionale Steigerung der Reibverluste und ist begrenzt durch die Erhöhung der Bauteilbelastung. Eine Erhöhung des Hubvolumens geht einher mit der Vergrößerung der Motormasse und bewirkt dadurch eine Wirkungsgradverschlechterung durch zusätzliche Reibleistung. Betrachtet man die Formel (2.2) zur Berechnung des effektiven Mitteldrucks, so ist offensichtlich durch eine Erhöhung der Luftdichte ρ_2 eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks und somit der effektiven Leistung erzielbar. ρ_2 entspricht der Dichte der in den Zylinder einströmenden Luft. Durch eine Erhöhung dieser steht mehr Luftmasse zur Verbrennung von Kraftstoff zur Verfügung. [1]

$$p_{me} = \rho_2 * \lambda_L * \eta_e * \frac{H_u}{\lambda * L_{min}} \quad (2.2)$$

Um thermodynamisch eine optimale Erhöhung der Dichte zu erreichen, ist nach dem idealen Gasgesetz (Formel (2.3)) eine Erhöhung des Drucks p ohne Anstieg der Temperatur T anzustreben. Diese isotherme Zustandsänderung ist in einem realen Verdichtungsprozess im Fahrzeug jedoch nicht erreichbar, da die Verdichtung immer verlustbehaftet ist. Durch eine Kühlung der Ladeluft nach der Verdichtung, kann dieser

Effekt teilweise kompensiert werden. Durch Senkung der Temperatur lässt sich die Ladungsdichte erneut erhöhen, was zur weiteren Steigerung der Motorleistung führt. [2]

$$\rho = \frac{p}{R * T} \quad (2.3)$$

Zur Erhöhung des effektiven Mitteldrucks haben nach Formel (2.2) weitere Größen Einfluss. Dabei sind jedoch der Heizwert H_u und der Mindestluftbedarf L_{min} Kraftstoffkennwerte und somit festgelegt. Der Liefergrad λ_L und der effektive Wirkungsgrad η_e können nicht nach Belieben gesteigert werden. Das Verbrennungsluftverhältnis λ hat großen innermotorischen Einfluss auf den Verbrennungsprozess, und ist daher nur in Grenzen variierbar. [1]

Durch das Prinzip der Aufladung, also der Erhöhung der Luftdichte, kann die Leistung eines Verbrennungsmotors gesteigert werden, ohne das Hubvolumen oder die Drehzahl zu erhöhen. Die Aufladung kann durch verschiedene Methoden erzielt werden. Im Groben unterscheidet man zwischen Fremdaufladung und Selbstaumladung. Die Fremdaumladung wird beispielsweise durch einen elektrisch angetriebenen Verdichter ausgeführt. Bei der Selbstaumladung wird zwischen gasdynamischer Aufladung, mechanischer Aufladung und der Aufladung mit einem Abgasturbolader unterschieden. [1]

Die gasdynamische Aufladung erhöht den Liefergrad ohne den Einsatz eines Verdichters. Es werden gasdynamische Vorgänge im Ansaug- und Abgassystem für die Ladungserhöhung genutzt. [1]

Bei der mechanischen Aufladung wird die Verdichterarbeit von der Motor-Nutzarbeit aufgebracht. Der Verdichter wird mechanisch von der Kurbelwelle angetrieben. Bei dieser leistungssteigernden Maßnahme wird gleichzeitig eine Wirkungsgradverschlechterung bewirkt. Im Vergleich zu leistungsgleichen Saugmotoren ist jedoch ein Effizienzvorteil erreichbar, da weniger mechanische und thermische Verluste auftreten. [1, 2]

Bei der Aufladung mit einem Abgasturbolader sind Verdichter und Motor thermodynamisch miteinander gekoppelt. Die Turboladerdrehzahl und Motordrehzahl sind nicht mechanisch verbunden. Die Turbine, die mit dem Verdichter verbunden ist, wird durch das Abgas des Motors angetrieben und liefert die benötigte Leistung zur Verdichtung der Frischluft. Der Vorteil dieses Prinzips liegt in der Nutzung der im Abgas enthaltenen Enthalpie. Damit wird sonst verlorene Abgasenergie dem Motor wieder zugeführt. [1, 2]

2.2 Aufbau und Funktionsweise eines Abgasturboladers

Im Folgenden wird der prinzipielle Aufbau eines Abgasturboladers nach der Strömungsbauart in radialer Richtung dargestellt, wie er in den Versuchen im Rahmen dieser Arbeit zum Einsatz kommt (vgl. Abbildung 2.1). Bei der Aufladung von Verbrennungsmotoren wird fast ausschließlich diese Bauart eingesetzt, da sie im Vergleich zur axial durchströmten Bauart eine kompakte Bauweise bei hohem Druckverhältnis er-

möglichst. Im Gegensatz zu Verdrängerladern (z.B. Kolbenverdichter) wird bei einem Strömungslader der Massenstrom kontinuierlich gefördert. [2, 3]

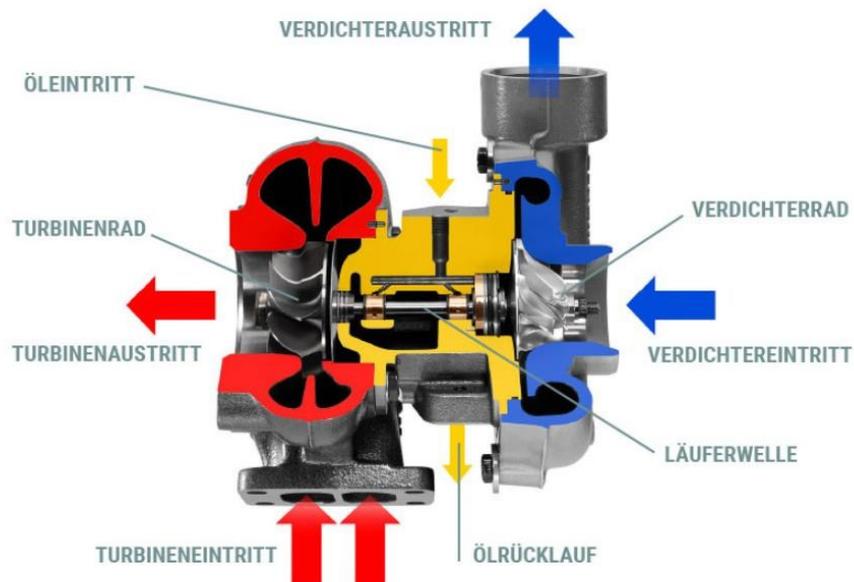


Abbildung 2.1: Schnittdarstellung eines Abgasturboladers, Turbine (rot), Lagergehäuse (gelb), Verdichter (blau) [4]

Der Abgasturbolader besteht aus einem Verdichter und einer Turbine, die über das Lagergehäuse miteinander verbunden sind. Das Verdicherrad und das Turbinenrad sind über die Läuferwelle mechanisch gekoppelt. Die Turbine wird von den Abgasen des Motors radial angeströmt. Im Turbineneintritt wird der Querschnitt im Drallkanal verengt, wodurch sich eine hohe Anströmgeschwindigkeit und damit auch eine hohe Drehzahl der Läuferwelle einstellen. Durch die Geometrie des Eintrittskanals lassen sich das Ansprechverhalten, die Drehzahl und der Ladedruck des Abgasturboladers beeinflussen. Im Falle eines Wastegate-gesteuerten Turboladers ist im Turbinengehäuse außerdem das Wastegate-Ventil verbaut. Bei den meisten Serienturboladern ist der Abgaskrümmner in das Turbinengehäuse integriert, wodurch eine kompaktere Bauart und günstigere Abgasenergienutzung ermöglicht werden. Am Verdicherrad stellt sich die gleiche Drehzahl wie am Turbinenrad ein, da sie starr gekoppelt sind. Die Geometrie des Verdichters ist so ausgelegt, dass am Verdichtereintritt Frischluft angesaugt wird und diese im Drallkanal bis hin zum Verdichteraustritt komprimiert wird. Die Läuferwelle ist im Lagergehäuse gelagert. Da bei Serienturboladern im PKW-Bereich Drehzahlen bis zu 340.000 1/min auftreten [5], kommt der Lagerung entsprechende Bedeutung zu. Meist kommen hydrodynamische Öllager, sowohl für die radiale als auch für die axiale Lagerung, zum Einsatz. Alternativ werden Wälzlager eingesetzt. Neben der Lagerung des Turbolader-Laufzeugs beinhaltet das Lagergehäuse die Kanäle für die Schmierölszu- und abfuhr und gegebenenfalls Kühlkanäle für wassergekühlte Abgasturbolader. Außerdem sind Wellendichtungen im Lagergehäuse montiert, die

in Form von Kolbenringen ausgeführt sind. In Kombination mit einer Nut in der Läuferwelle bilden sie eine Art Labyrinthdichtung. [2, 5]

Im Funktionsumfeld eines Verbrennungsmotors ist der Turbolader in den Ölkreislauf des Motors integriert und wird mit Öldruck am Öleintritt versorgt. Das Öl hat einerseits die Funktion der Schmierung für die hydrodynamische Lagerung. Es wird ein Schmierfilm in den Lagerspalten aufgebaut, wodurch eine Festkörperberührung zwischen Welle und Lagerung vermieden wird. Andererseits hat der Ölfilm die Funktion einer Dämpfung der Wellenbahn, was zur Stabilisierung der Läuferwelle beiträgt. Der Öldurchsatz durch den Turbolader ist so ausgelegt, dass eine ausreichende Wärmeabfuhr aus dem Lagergehäuse durch das Öl stattfindet. Am Ölaustritt fließt das Öl drucklos in die Ölwanne zurück. [2, 5]

2.3 Wellendichtungen am Abgasturbolader: Aufgabe und Funktionsweise

Am Abgasturbolader sind zwei Wellendichtungen zwischen Läuferwelle und Lagergehäuse montiert. Auf Turbinenseite müssen sie das Eindringen von heißem Abgas aus der Turbine in das Lagergehäuse verhindern. Auf Verdichterseite müssen sie das Eindringen von Frischluft aus dem Verdichter in das Lagergehäuse unterbinden. Beidseitig ist das Austreten von Öl aus dem Lagergehäuse in das Verdichter- bzw. Turbinengehäuse zu verhindern. In Abbildung 2.2 sind die möglichen Leckagepfade des Gases und des Öls an den Dichtsegmenten vorbei aufgezeigt. [2]

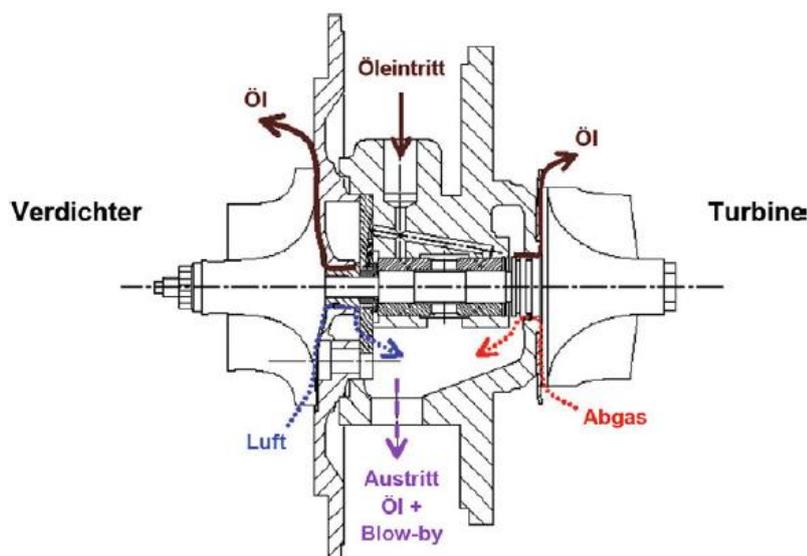


Abbildung 2.2: Leckagepfade von Öl und Blowby am Turbolader [6]

Zur Abdichtung auf Verdichter- und Turbinenseite kommen im Lagergehäuse fest verspannte Kolbenringe zum Einsatz. Der Kolbenring ist in einer Nut der Läuferwelle angeordnet, wodurch eine Art Labyrinthdichtung entsteht, die berührungslos arbeitet. Durch die Strömungsumlenkungen werden das Eintreten von Gas (Blowby) und das

Austreten von Öl erschwert. Durch die berührungslose Art des Dichtens sind Turbolader jedoch konstruktiv weder gas- noch öldicht. Im Normalbetrieb eines Abgasturboladers verhindert die Dichtung zuverlässig den Austritt von Öl aus dem Turbolader. Blowby tritt jedoch auch unter normalen Bedingungen auf und muss über die Öl-Rücklaufleitung ins Kurbelgehäuse abgeleitet werden. [2, 5, 7, 8]

Den Dichtungen am Abgasturbolader kommt im Hinblick auf den Beitrag an den Emissionen eines Verbrennungsmotors eine besondere Bedeutung zu. In Abbildung 2.3 sind unter anderem die Beiträge der verdichterseitigen und turbinenseitigen Leckage an den Emissionen des Gesamtmotors dargestellt.

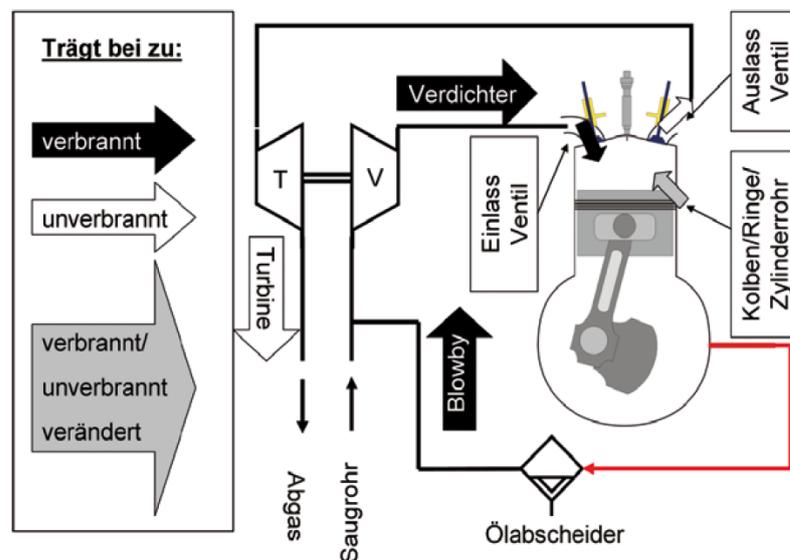


Abbildung 2.3: Beitrag der Ölverbrauchsquellen zu den Emissionen; V: Verdichter, T: Turbine [9]

Durch eine verdichterseitige Öl-Leckage des Turboladers findet ein Öl-Eintrag in die Ansaugluft statt. Ist ein Ladeluftkühler verbaut, so können sich dort Ablagerungen bilden und die Funktionsfähigkeit des Ladeluftkühlers eingeschränkt werden. Mit der Ladeluft kann Öl durch den Ansaugtrakt in den Brennraum gelangen und somit zu den verbrannten Emissionen des Verbrennungsmotors beitragen. Wenn Öl auf Turbinenseite des Abgasturboladers austritt, so findet ein Öl-Eintrag in das Abgas statt. Ein nach dem Turbolader installiertes Abgasnachbehandlungssystem kann in der Effizienz beeinträchtigt oder sogar beschädigt werden. Eine turbinenseitige Öl-Leckage trägt zu den unverbrannten Emissionen des Verbrennungsmotors bei, da keine Verbrennung durch den Motor mehr stattfindet. [9, 10]

2.4 Thermodynamische Berechnungen am Abgasturbolader

Die Charakteristik eines Abgasturboladers wird mit Hilfe thermodynamischer Berechnungen beschrieben. Die wichtigsten Kennzahlen und Wirkungsgrade werden in diesem Kapitel dargestellt.

Die Messstellenbezeichnung und Indexierung ist nach der für Abgasturbolader üblichen Nomenklatur durchnummeriert [11]. Die Luft am Verdichtereintritt ist mit Zustand 1, am Verdichteraustritt mit Zustand 2 bezeichnet. Analog sind der Eintritt an der Turbine mit Zustand 3 und der Austritt an der Turbine mit Zustand 4 gekennzeichnet. Diese Nomenklatur findet sich auch im Aufbauplan und Messstellenplan der Versuche mit dem Abgasturbolader wieder.

Im Verdichter und in der Turbine finden Zustandsänderungen des Gases statt, die sich im h,s -Diagramm darstellen lassen. Unter Annahme einer adiabaten (also wärmedichten) Maschine sowie der Annahme keiner inneren Verluste, gilt eine isentrope Verdichtung bzw. Expansion im Turbolader. In Abbildung 2.4 sind sowohl der isentrope als auch der polytrope (reale) Verdichtungsprozess vom Druck p_1 auf den Druck p_2 dargestellt. Der Index is steht für isentrop, der Index t steht für Totalgröße. Analog dazu wird in Abbildung 2.5 der Entspannungsprozess von der Isobaren p_3 auf die Isobare p_4 als isentrope und polytrope Zustandsänderung dargestellt.

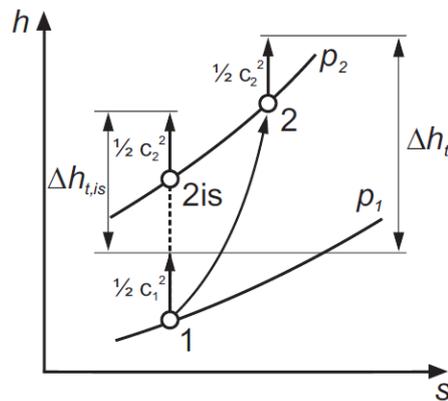


Abbildung 2.4: Verdichtungsprozess im h,s -Diagramm [12]

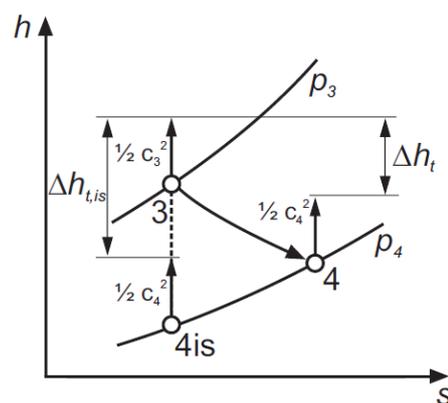


Abbildung 2.5: Entspannungsprozess im h,s -Diagramm [12]

Im Folgenden werden die Kennwerte für Verdichter und Turbine getrennt dargestellt. Um die Vergleichbarkeit von Kennfeldern, die bei unterschiedlichen Umgebungsbedingungen erstellt wurden, zu gewährleisten, werden korrigierte Größen verwendet.

Verdichterkennwerte [11]

Korrigierter Volumenstrom

$$\dot{V}_{C,corr} = \frac{\dot{m}_{C,corr,N}}{\frac{p_{ref}}{R_c * T_{ref,C}}} \quad (2.4)$$

Korrigierter Massenstrom

$$\dot{m}_{C,corr,N} = \dot{m}_C * \frac{p_{ref}}{p_{t1}} * \sqrt{\frac{T_{t1}}{T_{ref,C}}} * \frac{N_{soll}}{N_{C,corr}} \quad (2.5)$$

Temperaturkorrigierte Drehzahl

$$N_{C,corr} = N * \sqrt{\frac{T_{ref,C}}{T_{t1}}} \quad (2.6)$$

Korrigiertes Verdichterdruckverhältnis total zu total

$$\Pi_{tt,C,corr} = \left(\frac{\Delta h_{tt,C,is,corr}}{c_{p,C} * T_{ref,C}} + 1 \right)^{\left(\frac{c_{p,C}}{R_c} \right)} \quad (2.7)$$

Isentrope spezifische Verdichterarbeit total zu total

$$\Delta h_{tt,C,is} = c_{p,C} * T_{t1} * \left(\Pi_{tt,C}^{\frac{R_c}{c_{p,C}}} - 1 \right) \quad (2.8)$$

Korrigierte isentrope spezifische Verdichterarbeit total zu total

$$\Delta h_{tt,C,is,corr} = \Delta h_{tt,C,is} * \left(\frac{N_{soll}}{N} \right)^2 \quad (2.9)$$

Isentroper Verdichterwirkungsgrad total zu total

$$\eta_{tt,C,is} = \frac{\Delta h_{tt,C,is}}{\Delta h_C} = \frac{h_{t2,is} - h_{t1}}{h_{t2} - h_{t1}} \quad (2.10)$$

Der isentrope Verdichterwirkungsgrad total zu total berechnet sich aus dem Verhältnis der isentropen zur realen Totalenthalpiedifferenz (Formel (2.10)). Das Maximum dieses Wirkungsgrades liegt normalerweise zwischen 70 und 80 %. Generell benutzt man für den Verdichter die Totalgrößen, da die kinetische Energie im Zustand 2 in einem Diffusor in nutzbare Druck-Energie gewandelt werden kann. [13]

Turbinenkennwerte [11]

Massenstromparameter

$$MFP = \dot{m}_{cor,T} = \dot{m}_T * \frac{\sqrt{T_{t3}}}{p_{t3}} \quad (2.11)$$

Temperaturkorrigierte Turbinendrehzahl

$$N_{T,cor} = N * \sqrt{\frac{T_{ref,T}}{T_{t3}}} \quad (2.12)$$

Turbinendruckverhältnis total zu statisch

$$\Pi_{ts,T} = \frac{p_{t3}}{p_{st4}} \quad (2.13)$$

Isentroper Turbinenwirkungsgrad total zu statisch

$$\eta_{ts,T,is} = \frac{P_C + P_{mech}}{P_{ts,T,is}} = \frac{h_{t3} - h_{t4}}{h_{t3} - h_{t4,is}} \quad (2.14)$$

Analog zum Verdichterwirkungsgrad berechnet sich der isentrope Turbinenwirkungsgrad total zu statisch aus dem Verhältnis der realen zur isentropen Enthalpiedifferenz (Formel (2.14)). Der maximale Wirkungsgrad liegt normalerweise zwischen 65 und 70 %. Bei der Berechnung der Turbine wird das Verhältnis total zu statisch gebildet, da die kinetische Energie im Zustand 4 keine weitere Leistung für die Turbine erzeugen kann. [13]

2.5 Grundlegendes zum Schmieröl

Der Turbolader ist im Funktionsumfeld eines Verbrennungsmotors in den Ölkreislauf des Motors integriert. Das Schmieröl hat für den Abgasturbolader die Funktion der Schmierung der hydrodynamischen Lagerung, der Dämpfung der Wellenbahn und der Wärmeabfuhr aus dem Lagergehäuse (vgl. Kapitel 2.2).

Das Schmieröl setzt sich aus Grundölen und einem abgestimmten Additivpaket zusammen. Die Grundöle bestehen aus Mineralölen, synthetischen Ölen oder einer Mischung³ beider. Das Additivpaket enthält Wirkstoffe, die sich im Grundöl lösen und die Eigenschaften des Schmieröls gezielt verbessern, um den thermischen und mechanischen Anforderungen gerecht zu werden. Schmieröle bestehen aus einer komplexen Mischung hochmolekularer Kohlenwasserstoffe, die sich aus etwa 20 bis 35 Kohlenstoffatomen zusammensetzen. Der Siedebereich von Schmierölen liegt zwischen 210 und 600 °C. [1, 14]

2.6 Funktionsprinzip eines Flammenionisationsdetektors

Der Flammenionisationsdetektor (FID) dient zum Nachweis von Kohlenwasserstoffen im Proben gas als Summenparameter. Das Verfahren beruht auf der Ionisation organisch gebundener Kohlenstoffatome in einer Wasserstoffflamme und der anschließenden Entladung dieser an einem Elektrodenpaar. [15, 16]

³ teilsynthetische Öle

In Abbildung 2.6 ist das Prinzip des Flammenionisationsdetektors von Testa dargestellt. Zum Betrieb des FID werden die Versorgungsgase Brenngas (H_e/H_2) und Brennluft sowie das Probengas benötigt. Das Gemisch aus Brenngas und Probengas wird über die Brennerdüse der Flamme zugeführt. An einem Elektrodenpaar über der Flamme liegt eine Gleichspannung an. Die in der Flamme gebildeten Ionen entladen sich am Elektrodenpaar und bewirken einen messbaren Stromfluss, der durch den Gleichstromverstärker in ein Messsignal umgewandelt wird. Da der Ionenstrom proportional zur Massengeschwindigkeit ist, müssen die Flüsse im Brenner konstant gehalten werden. Dies erfolgt durch ein System aus Düsen, Kapillaren, Vakuumreglern und Vakuumpumpen. [15, 17]

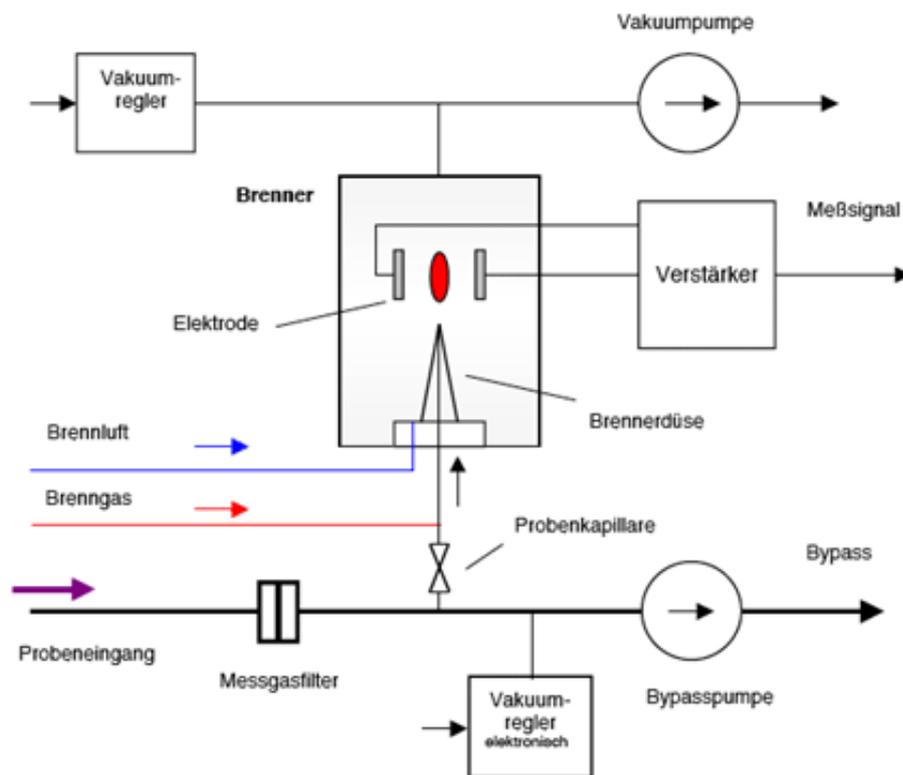


Abbildung 2.6: Prinzipdarstellung Flammenionisationsdetektor (Testa Vakuum-FID) [15]

Das Messsignal ist näherungsweise direkt proportional zur Anzahl der Kohlenstoffatome im Probengas. Jedoch beeinflusst die strukturelle Bindung der C-Atome im Molekül die Oxidationseigenschaften und somit auch die Größe des Stroms. Diese Abweichung gegenüber den verschiedenen organischen Verbindungen wird von den Herstellern als Responsefaktor angegeben und ist bei der Ergebnisinterpretation zu berücksichtigen. Für eine präzise Messung des Kohlenstoffgehalts muss also die genaue Zusammensetzung der Kohlenwasserstoffe bekannt sein, um einen Responsefaktor angeben zu können. Bei unbekanntem Gasgemischen lässt sich der Responsefaktor nicht eindeutig bestimmen, liegt aber idealerweise in der Nähe von 1,00. [15 bis 17]

3 Stand der Technik

Nachfolgend wird der aktuelle Stand der Technik zu Ölverbrauchsmessungen an Abgasturbo ladern beschrieben. Außerdem wird bestehende Literatur vorgestellt, auf deren Basis die Druckverhältnisse an den Wellendichtungen eines Abgasturbo laders beschrieben werden können.

3.1 Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbo lader

Zur Bestimmung des Ölverbrauchs an Abgasturbo ladern bestehen verschiedene Herangehensweisen (Abbildung 3.1). Grundsätzlich besteht die Möglichkeit, entweder den Gesamtölverbrauch des Turbo laders zu messen oder getrennte Messungen des turbinenseitigen und des verdichterseitigen Ölverbrauchs aufzustellen.

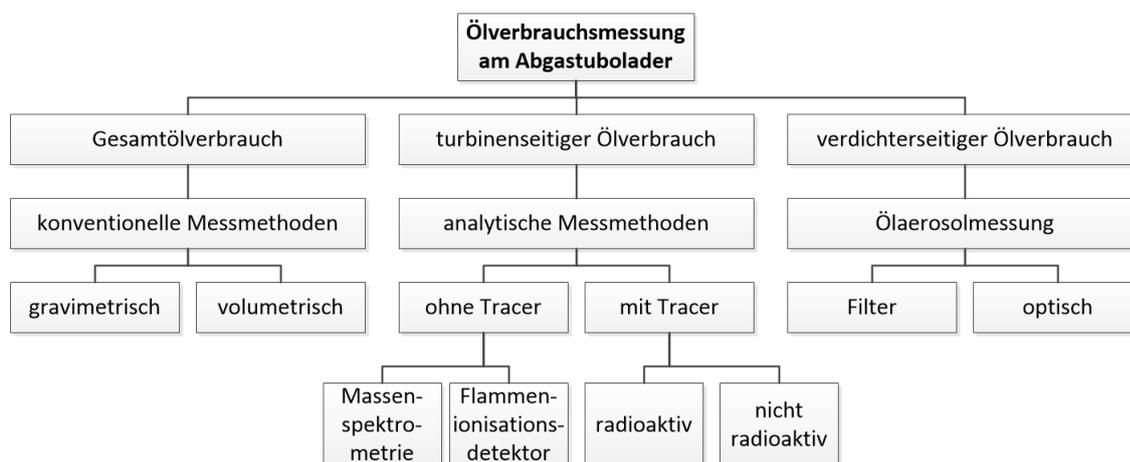


Abbildung 3.1: Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbo lader

Bei der Messung des Gesamtölverbrauchs können konventionelle Messmethoden zum Einsatz kommen. Es ist erforderlich die Ölversorgung des Turbo laders vom Schmierölkreislauf des Motors zu trennen und einen separaten Ölkreislauf des Turbo laders zu installieren. Das Schmieröl wird aus einem Ölbehälter zum Turbo lader gefördert und fließt danach wieder zurück. Damit ist es möglich die zeitliche Änderung der Ölmenge im Ölbehälter zu bilanzieren. Grundsätzlich besteht die Möglichkeit der gravimetrischen oder volumetrischen Messung. Bei der gravimetrischen Messung wird der Ölbehälter auf einer Wägezelle positioniert. Damit ist eine kontinuierliche Messung des Ölgewichts möglich. Die volumetrische Bilanzierung erfolgt über eine statische oder kontinuierliche Ölstandsmessung, beispielsweise durch Mess-Stäbe oder kalibrierte Schaugläser. Bei den konventionellen Messmethoden des Gesamtölverbrauchs sind lange Messzeiten erforderlich um den geringen Ölverbrauch mit ausreichender Genauigkeit erfassen zu

können. Eine genaue Auflösung des Ölverbrauchs für einzelne Betriebspunkte ist somit nur mit hohen Kosten realisierbar. [6, 18, 19]

Der turbinenseitige Ölverbrauch kann durch analytische Methoden erfasst werden. Bei Ölverbrauchsmessungen am gesamten Verbrennungsmotor wird dabei unterschieden zwischen den analytischen Messmethoden ohne Einsatz von Tracersubstanzen und mit Einsatz von Tracersubstanzen. Bei den analytischen Messmethoden ohne Tracersubstanzen beruht die Messung auf der Detektion von Schmierölanteilen im Abgas. Die Bestimmung der Abgaszusammensetzung ist mit einem Massenspektrometer möglich. Die damit gemessenen Kohlenwasserstoffe im Abgas werden anhand ihrer Kettenlänge den unverbrannten Kohlenwasserstoffen des Brennstoffs oder den langkettigen und schwerflüchtigen Kohlenwasserstoffen des Schmieröls zugeordnet. Die Erfassung der Kohlenwasserstoffe im Abgas als Summenparameter kann mit einem Flammenionisationsdetektor erfolgen. Das Prinzip der analytischen Messmethoden mit Tracersubstanzen beruht auf der Markierung des Schmieröls mit einem Tracer, der im Abgas nachgewiesen werden kann. Die Tracersubstanzen lassen sich in radioaktive und nicht radioaktive unterscheiden. Der Vorteil der radioaktiven Tracer (z.B. Tritium, Brom, Iod) ist, dass sie mit hoher Empfindlichkeit gemessen werden können. Aber auch die nicht radioaktiven Tracer (z.B. Schwefeldioxid, Chlor, Pyren) ermöglichen eine Bestimmung des Ölverbrauchs für einzelne Betriebspunkte. Um mit den bei Verbrennungsmotoren verwendeten analytischen Messmethoden auf den turbinenseitigen Ölverbrauch rückschließen zu können, müsste eine entsprechende Bilanzierung vor und nach der Turbine durchgeführt werden. Der Vorteil dieser analytischen Methoden liegt in der Möglichkeit der zeitlich hoch aufgelösten Messungen bei der Verwendung schneller Messtechnik. [6, 18, 20]

Bei der verdichterseitigen Ölverbrauchsmessung sind erschwerte Messbedingungen durch den erhöhten Druck nach dem Verdichter und den niedrigen Temperaturen der Ladeluft zu erwarten. Zum einen kann der verdichterseitige Ölverbrauch durch die Aufnahme der Ölbestandteile durch Filtermedien, wie sie beispielsweise bei Messungen von Ölaerosolen in Kurbelgehäuseentlüftungen zum Einsatz kommen, bestimmt werden. Die Ölmenge wird entweder durch eine anschließende visuelle Prüfung quantifiziert oder gravimetrisch ausgewertet. Es ist eine lange Abscheidezeit erforderlich um Ölmengen innerhalb des Messbereichs im Filtermedium aufzunehmen. Zum anderen kann eine Messung der Ölaerosole durch optische Messgeräte erfolgen, die die Wechselwirkung von Licht mit dem Aerosol ausnutzen. Fragwürdig bleibt, welche Bestandteile des Öls aus dem Verdichter austreten und welche Bestandteile als Wandfilm im Verdichtergehäuse zurückbleiben. Eine Quantifizierung des verdichterseitigen Ölverbrauchs ist somit fast unmöglich. [10, 21]

3.2 Druckverhältnisse an den Wellendichtungen eines Abgasturboladers

Das Abdichtverhalten der Wellendichtungen eines Abgasturboladers ist von den Druckverhältnissen an diesen abhängig [6]. In der gängigen Vorstellung zum Ölverbrauch an Turboladern geht man davon aus, dass der Öltransport durch die Dichtungen vom Druckgefälle zwischen dem ölführenden Bereich und dem gasführenden Bereich angetrieben wird [22].

Nach Simon, Lang et al. [10] ist die Öl-Leckage Q proportional zur dritten Potenz der Spalthöhe h der Dichtung und zur Druckdifferenz dp über dem Dichtsegment.

$$Q \sim h^3 * dp \quad (3.1)$$

Die Spalthöhe an den Kolbenringen kann aufgrund von Fertigungstoleranzen, Wärme- dehnungen und Verschleiß konstruktiv nicht beliebig minimiert werden. Bei Annahme einer konstanten Spalthöhe ist somit nach Formel (3.1) eine proportionale Abhängigkeit der Leckage von der Druckdifferenz am Dichtsegment zu erwarten. [10]

Im Folgenden werden unterschiedliche Herangehensweisen zur Annäherung der Druckverhältnisse am Dichtsegment vorgestellt, wodurch die Berechnung der Druckdifferenz mit den vorhandenen Messwerten aus den Versuchen ermöglicht wird.

3.2.1 Druck- und Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbolader nach Payri, Galindo et al.

In der Veröffentlichung von Payri, Galindo et al. [23] wurden Untersuchungen zum Ölverbrauch an einem Abgasturbolader (ATL) durchgeführt. Dabei wurden mehrere Drucksensoren im Gehäuse des ATL angebracht (

Abbildung 3.2) und der Ölverbrauch gravimetrisch im Öl-Reservoir bestimmt.

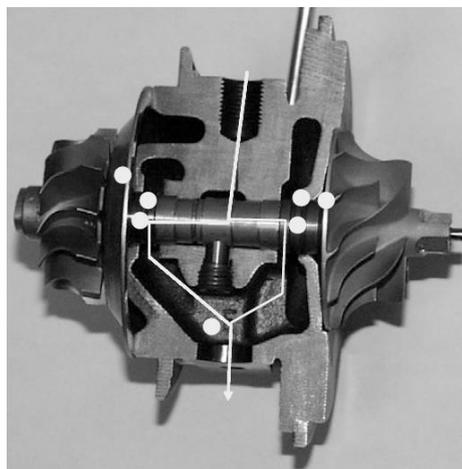


Abbildung 3.2: Öl-Pfad im ATL und Positionen der Druckmessstellen [23]

Durch die Messerwerte der Drucksensoren wurden Zusammenhänge der vorherrschenden Drücke aufgestellt. Im Rahmen dieser Abschlussarbeit interessieren die Ab-

hängigkeiten der Drücke direkt am Dichtsegment. Dabei sind die Abhängigkeiten vom Ölauslassdruck und von den Drücken vor und nach Turbinen- bzw. Verdichterrad wichtig, da diese Größen in den Versuchen als Messwerte zur Verfügung stehen.

Der Öl-Druck am turbinenseitigen Dichtsegment verläuft oberhalb von 30.000 1/min ähnlich dem Druck im Ölauslasskanal (Abbildung 3.3). Zu bemerken ist, dass in den Versuchen nur Betriebspunkte bis etwa 60.000 1/min angefahren wurden. In diesem Fall ist eine konstante Druckdifferenz von etwa 40 mbar zwischen dem gemessenen Öl-Druck im Auslasskanal und dem Öl-Druck am Turbinen-Dichtsegment erkennbar.

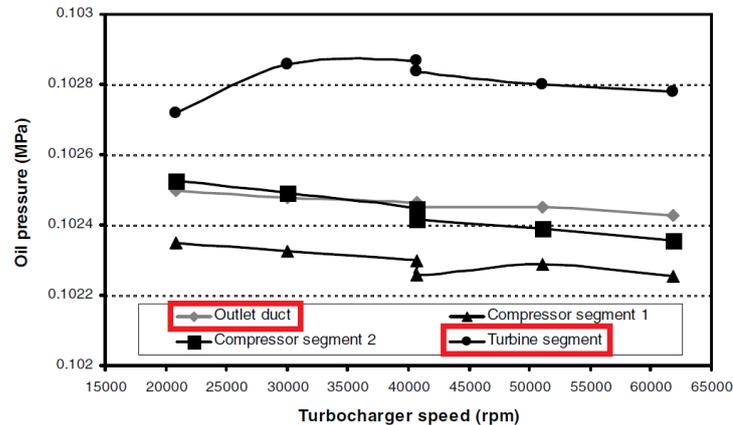


Abbildung 3.3: Druckmessungen am ATL an verschiedenen Positionen [23]

Der Druck hinter dem Verdichterrad ist näherungsweise der Mittelwert zwischen Verdichtereintritt und -austritt (Abbildung 3.4, links). Der Druck hinter dem Turbinenrad verläuft ähnlich zum Druck nach der Turbine, wobei ein bei diesem Turbolader konstant annehmbarer Druckunterschied von etwa 500 mbar vorliegt (Abbildung 3.4, rechts).

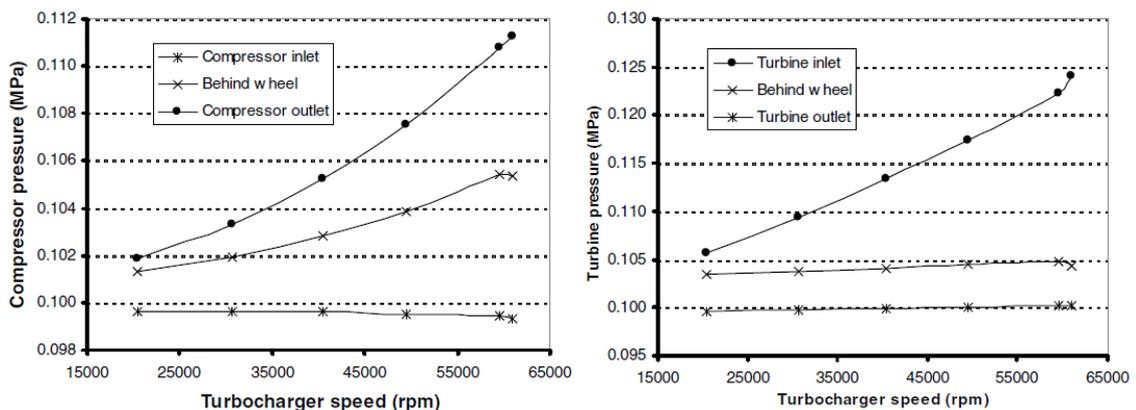


Abbildung 3.4: Gas-Druckmessungen am Verdichter- (links) und Turbinenrad (rechts)

In den Versuchen von Payri, Galindo et al. wurde der Ölverbrauch des ATL über mehrere Stunden gravimetrisch bestimmt und in einen Zusammenhang mit den Druckverhältnissen an den Dichtsegmenten gestellt (Abbildung 3.5). Es ist zu erkennen, dass ab einem Schwellenwert der Ölverbrauch signifikant ansteigt. Dieser Schwellenwert lag im betrachteten Versuch auf Verdichterseite bei etwa 3 mbar Unterdruck zwischen

Druck hinter Verdichterrad und Öldruck am Lager. Turbinenseitig stieg der Ölverbrauch signifikant bei einem Druckgefälle von mehr als 10 mbar über dem Dichtsegment.

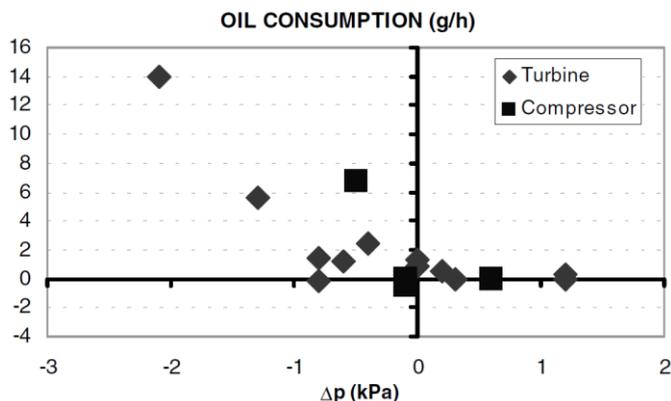


Abbildung 3.5: Turbinen- und verdichterseitiger Ölverbrauch als Funktion der Druckdifferenz am Dichtsegment [23]

3.2.2 Berechnung des Drucks hinter dem Verdichter- und Turbinenrad nach Hung Nguyen-Schäfer

In der Veröffentlichung von Hung Nguyen-Schäfer „Rotordynamics of Automotive Turbochargers“ [13] werden unter anderem zur Auslegung des Axiallagers eines Turboladers die wirkenden Axialkräfte auf die Rotorwelle berechnet. Die Berechnung beruht auf der Anwendung des zweiten Newtonschen Gesetzes. Die Berechnung der Axialkräfte nach dieser Methode weicht von einer numerischen Lösung weniger als 10% ab und ist mit weniger Rechenaufwand erreichbar. Daher wird diese Methode gewöhnlicher Weise zur Berechnung der Axialkräfte in Automobil-Turboladern angewendet. Als Teilkraft der resultierenden Axialkraft wirkt die Druckkraft $F_{4,C}$ bzw. $F_{4,T}$ aufgrund des Druckes hinter dem Verdichterrad p_{2*} bzw. Turbinenrad p_{3*} und der Querschnittsfläche des Verdichter- bzw. Turbinenrads.

$$F_{4,C} = A_{bf,C} * p_{2*} \quad (3.2)$$

$$F_{4,T} = A_{bf,T} * p_{3*} \quad (3.3)$$

Der Druck hinter dem Verdichterrad p_{2*} bzw. Turbinenrad p_{3*} wird nach folgenden Formeln berechnet:

$$p_{2*} = p_1 \left[1 + r_C \left(\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{k_a-1}{k_a}} - 1 \right) \right]^{\frac{k_a}{k_a-1}} \quad (3.4)$$

$$p_{3*} = p_4 \left[1 + r_T \left(\left(\frac{p_3}{p_4} \right)^{-\frac{k_g-1}{k_g}} - 1 \right) \right]^{\frac{-k_g}{k_g-1}} \quad (3.5)$$

Dabei ist r_c (reaction degree) definiert als der Enthalpie-Quotient gebildet aus dem Enthalpie-Zuwachs im Verdichterrad und dem Enthalpie-Zuwachs in der Verdichterstufe. r_c beträgt zwischen 55 und 60 % für alle Betriebspunkte. r_T bezeichnet die reaction degree der Turbine und ist analog definiert. r_T beträgt für ATL mit Wastegate nahezu 50 % für alle Positionen des Wastegates. k_a ist der Isentropenexponent der Ladeluft ($\approx 1,4$) und k_g der Isentropenexponent des Abgases ($\approx 1,32$). Beide Isentropenexponenten können als konstant angesehen werden. [13]

4 Ölverbrauchsmessung mit einem Flammenionisationsdetektor

Durch den Einsatz eines Flammenionisationsdetektors ist es möglich, die Konzentration von Kohlenwasserstoffen im Probengas als Summenparameter zu messen. Vorausgesetzt die Konzentration im Probengas vor dem Turbolader ist bekannt und die Kohlenwasserstoffe gelangen durch den Probenahmeweg zum FID, so kann für die Turbine und Verdichter getrennt der Öl-Eintrag vom Turbolader ins Gas bestimmt werden. Bei Kenntnis der elementaren Zusammensetzung des Öls sowie des Turbinen- bzw. Verdichtermassenstroms können damit Rückschlüsse auf den Ölverbrauch des Turboladers gezogen werden. Da im Vergleich zu den konventionellen gravimetrischen oder volumetrischen Messmethoden für den Ölverbrauch die Problematik der langen Messzeiten entfällt, ist es möglich, die Messungen für einzelne Betriebspunkte zeitoptimiert durchzuführen.

4.1 Messbarkeit der Ölanteile im Gas nach der Turbine und nach dem Verdichter

Es bleibt zu zeigen, inwiefern die Messungen der Ölbestandteile im Probengas mit einem FID umgesetzt werden können. Die Eigenschaften des Probengases unterscheiden sich zwischen der Messung nach Turbine und nach Verdichter. Um zu prüfen wie sich Ölbestandteile im Abgas und der Ladeluft verhalten, wurden zunächst Analysen des verwendeten Schmieröls durchgeführt.

4.1.1 Schmieröl-Analysen

Um die Eigenschaften des verwendeten Schmieröls zu bestimmen, wurden Elementaranalysen und thermogravimetrische Analysen durchgeführt. Mit der Elementaranalyse kann die prozentuale Zusammensetzung organischer Proben bestimmt werden. Mit der thermogravimetrischen Analyse kann die Zersetzungskurve einer Probe als Funktion der Temperatur bestimmt werden. Die Ergebnisse dienen zur Prüfung der Umsetzbarkeit der geplanten Messungen von Kohlenwasserstoffen aus dem Schmieröl. Außerdem dienen sie als Grundlage für die Berechnung des Ölverbrauchs.

Es wurden Proben des verwendeten Öls (SAE 5W-30) zu vier verschiedenen Zeitpunkten genommen. Probe 1 entspricht dem Anlieferungszustand des Frischöls. Probe 2 entspricht dem Öl im Kreislauf nach der ersten Durchmischung mit den restlichen Öl-Bestandteilen in der Ölkonditionierung. Probe 3 und 4 wurden jeweils an den Tagen entnommen, an denen Kohlenwasserstoffe im Abgas gemessen wurden.

Zur Berechnung des Ölverbrauchs ist der relative Massenanteil des Kohlenstoffs im Öl von Interesse. Damit kann das zur Anzahl der Kohlenstoffatome proportionale Mess-

signal des FID in eine Ölmasse umgerechnet werden. Es wurde mit allen vier Proben eine Elementaranalyse zur Bestimmung des prozentualen Massenanteils von Kohlenstoff in Doppelbestimmung durchgeführt. Die Ergebnisse werden in Tabelle 4.1 präsentiert. Für die relevanten Analysen der zwei Versuchstage ergibt sich ein mittlerer relativer Massenanteil des Kohlenstoffs im Öl von 84,25 %.

Tabelle 4.1: Ergebnisse der Elementaranalysen des verwendeten Schmieröls

Probe	Zustand	Carbon in wt.-%	STABW
1	Anlieferungszustand	82,44	0,300
2	erste Durchmischung	84,50	0,165
3	Versuchstag 1	84,47	0,001
4	Versuchstag 2	84,02	0,329

Zur Abschätzung welche Anteile des Öls im Abgas nach der Turbine und in der Ladeluft nach dem Verdichter gasförmig sind und damit zum FID gelangen können, wurden thermogravimetrische Analysen des verwendeten Öls durchgeführt. Bei der thermogravimetrischen Analyse wird die Masseänderung der Probe in Abhängigkeit der Temperatur ermittelt. Die beobachtete Masseänderung ist eine Folge von Verdampfung oder Zersetzungsreaktionen, wobei flüchtige Komponenten an die Umgebung abgeben werden können [24]. Für alle vier Proben wurden Untersuchungen im Temperaturbereich von 25 - 600 °C mit einer konstanten Heizrate von 10 K/min durchgeführt. Die Analyse wurde in der Umgebung von synthetischer Luft durchgeführt. Alle Proben wurden jeweils zweimal in Aluminiumoxidtiegel eingewogen. In Abbildung 4.1 ist das Thermogramm der vierten Probe dargestellt. In Tabelle 4.2 sind die Ergebnisse aller 4 Proben zusammengefasst.

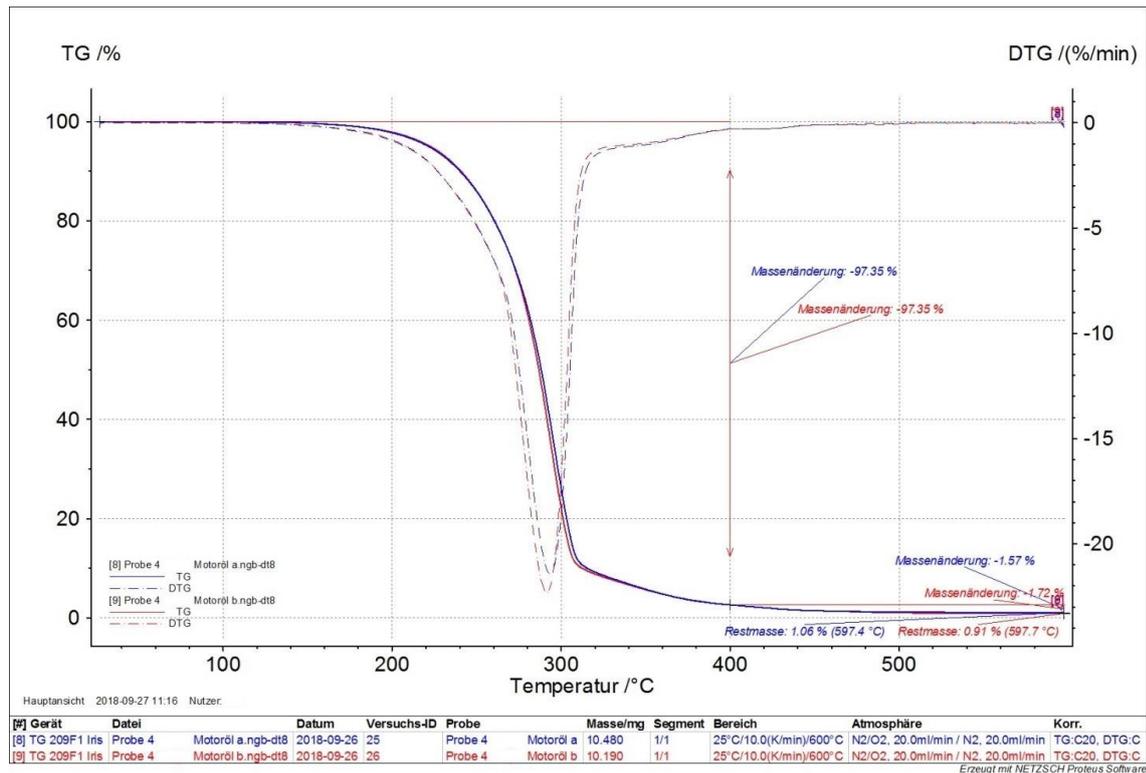


Abbildung 4.1: Thermogramm Schmieröl Probe 4

Tabelle 4.2: Ergebnisse der Thermogravimetrischen Analysen des verwendeten Schmieröls

Probe	Zustand	Temperaturbereich der Hauptzersetzung in °C	Masseverlust bei 400 °C in %	Restmasse bei 600 °C in %
1	Anlieferungszustand	120 - 400	96,10	1,14
2	erste Durchmischung	120 - 400	96,33	0,94
3	Versuchstag 1	120 - 400	96,52	0,94
4	Versuchstag 2	120 - 400	97,35	0,99

Die Thermogramme aller Proben zeigen eine Hauptzersetzung im Temperaturbereich von ca. 120 – 400 °C. Der Masseverlust bei 400 °C liegt für die versuchsrelevanten Proben 3 und 4 gemittelt bei 97 %. Die Restmasse beträgt nach Erreichen der Endtemperatur von 600 °C weniger als 1 %.

Die Thermogramme aller durchgeführten Analysen sind im Anhang angefügt (siehe Anhang 2).

4.1.2 Übertragung auf Messbarkeit im Versuch

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Schmieröl-Analysen zur Prüfung der Messbarkeit von Ölbestandteilen nach der Turbine und nach dem Verdichter mit dem FID herangezogen. Dazu werden die Messungen aus der standardisierten Kennfeld-

vermessung des Abgasturboladers (Kapitel 5.3.3) betrachtet, um die Eigenschaften des Abgases und der Ladeluft zu beschreiben.

Nach der Turbine an Messstelle 4 liegt die Abgastemperatur im Bereich von 480 – 510 °C. Aus den Ergebnissen der thermogravimetrischen Analysen ist bekannt, dass bereits bei 400 °C etwa 97 % des Öls nicht mehr fest oder flüssig vorliegen. Es ist im Bereich des Möglichen, dass verdampfte Komponenten des Schmieröls im heißen Abgas reagieren [18]. Es ist aber anzunehmen, dass der größte Teil des Schmieröls unverbrannt oder lediglich teilverbrannt im Abgas vorliegt [20] und somit vom FID detektiert werden kann.

In der durchgeführten Kennfeldvermessung erzeugte der Verdichter je nach Betriebspunkt einen Ladedruck zwischen 0,2 – 1,0 bar. Dabei erhitzte sich die Ladeluft auf 53 – 133 °C. Bei der thermogravimetrischen Analyse des Schmieröls wurde festgestellt, dass der Masseverlust erst bei etwa 120 °C langsam einsetzt. Selbst bei 130 °C ist der Masseverlust so gering, dass er unterhalb der messbaren Konzentration liegt. Es ist anzunehmen, dass sich das Öl bei einer verdichterseitigen Leckage im Verdichtergehäuse und der Ladeluftleitung als Wandfilm ansammelt und nicht verdampft.

Herkömmliche Abgasmessstechnik beheizt den Probenweg unterhalb von 200 °C um Kondensatbildung zu vermeiden [16]. Zum Nachweis von Ölbestandteilen im Proben gas ist ein kurzer und heißer Probenahmeweg zum FID erforderlich. Nur bei einer entsprechenden Modifikation des FID ist es möglich auch Kohlenwasserstoffe mit Siedetemperaturen über 200 °C zum FID zu bringen. [20]

4.2 Berechnung des Ölverbrauchs

Das Messsignal des FID gibt die Kohlenstoffkonzentration im Probengas an. Um daraus den Ölverbrauch bestimmen zu können, ist es erforderlich das FID-Signal umzurechnen. In diesem Kapitel wird eine beispielhafte Berechnung des turbinenseitigen Ölverbrauchs durchgeführt. Analog kann der verdichterseitige Ölverbrauch bestimmt werden. Die Berechnung stützt sich dabei auf den Rechenweg von Peter K. Püffel [20].

Die relevanten Werte für die beispielhafte Berechnung des Ölverbrauchs sind in Tabelle 4.3 angegeben. Die Normbedingungen (Index n) nach DIN 1343 entsprechen einer Normtemperatur (T_n) von 0 °C (= 273,15 K) und einem Normdruck (p_n) von 101,325 kPa.

Tabelle 4.3: Relevante Daten zur Berechnung des turbinenseitigen Ölverbrauchs

FID-Signal vor Turbine	ppm	0
FID-Signal nach Turbine	ppm	400
Gaskonstante des Abgases	J/(kg*K)	289,99
Turbinenmassenstrom	kg/h	222,52
relativer Massenanteil des Kohlenstoffs im Öl	%	84,25
Dichte des Öls bei 15 °C	g/cm ³	0,855

Die Zunahme der Kohlestoffkonzentration über der Turbine wird durch den Eintrag von Schmieröl aus dem Abgasturbolader hervorgerufen. Daher interessiert die Differenz der FID-Signale vor und nach der Turbine. Wie in Kapitel 5.2 gezeigt werden kann, entstehen durch den Heißgasgenerator keine Kohlenwasserstoffemissionen. Daher kann der absolute Wert des FID-Signals nach der Turbine verwendet werden.

Der verwendete FID ist geeicht auf Propan (C₃H₈). Daher wird zuerst die **Massenkonzentration des Kohlenstoffs in einem Normliter Propangas** ($\beta(C)_{Propan,n}$) berechnet:

$$\beta(C)_{Propan,n} = \frac{M(C_3H_8) - M(H_8)}{Molvolumen_n} = \frac{44,1 \frac{g}{mol} - 8,1 \frac{g}{mol}}{22,4 \frac{l}{mol}} = 1,607 \frac{g(C)}{l}$$

Das FID-Signal kann damit auf die **Kohlenstoffmasse pro Normvolumen** ($\beta(C)_{öl,n}$) umgerechnet werden:

$$\beta(C)_{öl,n} = FID_{Signal} * \beta(C)_{Propan,n} = 400 ppm * 1,607 \frac{g(C)}{l} = 643 \frac{mg(C)}{m^3}$$

Die **Normdichte des Turbinenmassenstroms** ($\rho_{T,n}$) kann anhand des idealen Gasgesetzes berechnet werden. Die dafür benötigte Gaskonstante des Abgasgemisches ($R_{T,Abgas}$) wird bereits vom Prüfstand für jeden Messpunkt berechnet. Sie setzt sich zusammen aus der Summe der gewichteten Gaskonstanten der Abgasmassenanteile Kohlenstoffdioxid, Wasserdampf, Sauerstoff und Stickstoff (siehe Anhang 1).

$$\rho_{T,n} = \frac{p_n}{R_{T,Abgas} * T_n} = \frac{101,325 kPa}{289,99 \frac{J}{kg * K} * 273,15 K} = 1,28 \frac{kg}{m^3}$$

Der Turbinenmassenstrom (\dot{m}_T) ist die Summe aus dem Brennstoffmassenstrom und dem Luftmassenstrom, welche in den Heißgasbrenner einströmen. Daraus berechnet sich der **Turbinenvolumenstrom in Normkubikmetern** ($\dot{V}_{T,n}$) wie folgt:

$$\dot{V}_{T,n} = \frac{\dot{m}_T}{\rho_{T,n}} = \frac{222,52 \frac{kg}{h}}{1,28 \frac{kg}{m^3}} = 173,84 \frac{m^3}{h}$$

Damit kann die **Kohlenstoffmasse des Öls im Abgas pro Stunde** ($m(C)_{\text{öl}}$) berechnet werden:

$$m(C)_{\text{öl}} = \dot{V}_{T,n} * \beta(C)_{\text{öl},n} = 173,84 \frac{\text{m}^3}{\text{h}} * 643 \frac{\text{mg}(C)}{\text{m}^3} = 111,8 \frac{\text{g}(C)}{\text{h}}$$

Der relative Massenanteil des Kohlenstoffs im Öl ist definiert als der Quotient aus der Kohlenstoffmasse im Öl ($m(C)_{\text{öl}}$) und der gesamten Ölmasse ($m_{\text{öl}}$). Aus den Ergebnissen der Elementaranalysen ist bekannt, dass der relative Massenanteil des Kohlenstoffs (k_C) im verwendeten Öl 84,25 % beträgt. Somit kann die **Masse des Öls im Abgas pro Stunde** ($m_{\text{öl}}$) bestimmt werden:

$$m_{\text{öl}} = \frac{m(C)_{\text{öl}}}{k_C} = \frac{111,8 \frac{\text{g}(C)}{\text{h}}}{0,8425} = 132,7 \frac{\text{g}}{\text{h}}$$

Die Dichte des verwendeten Schmieröls ist herstellerseitig nach DIN 51757 angegeben ($\rho_{\text{öl},15^\circ\text{C}}$). Bei 15 °C beträgt die Dichte 0,855 g/cm³. Damit kann die Ölmasse in ein **Ölvolumen** ($V_{\text{öl},15^\circ\text{C}}$) umgerechnet werden:

$$V_{\text{öl},15^\circ\text{C}} = \frac{m_{\text{öl}}}{\rho_{\text{öl},15^\circ\text{C}}} = \frac{132,7 \frac{\text{g}}{\text{h}}}{0,855 \frac{\text{g}}{\text{cm}^3}} = 155,2 \frac{\text{ml}}{\text{h}}$$

Für das FID-Signal von 400 ppm beträgt der turbinenseitige Ölverbrauch im betrachteten Betriebspunkt 132,7 g/h. Bei 15 °C entspricht das einem Ölvolumen von 155,2 ml/h.

5 Experimentelle Untersuchungen

In diesem Kapitel werden die durchgeführten Versuche zur Ölverbrauchsmessung am Abgasturbolader mit einem Flammenionisationsdetektor beschrieben. Die Kapitel sind nach den einzelnen Versuchen gegliedert und thematisch aufbauend sortiert.

5.1 Flammenionisationsdetektor: Vorversuche

Zunächst wird in diesem Kapitel auf die Besonderheit und die Eignung des verwendeten Flammenionisationsdetektors zur Messung von Schmierölanteilen eingegangen. Außerdem werden in diesem Kapitel die experimentellen Untersuchungen zum Nullpunkt, zur Kalibrierung und zur Ansprechzeit des Gerätes sowie zur Reproduzierbarkeit der Messungen beschrieben.

5.1.1 Hochtemperatur Flammenionisationsdetektor

Bei dem verwendeten Gerät handelt es sich um einen Hochtemperatur Flammenionisationsdetektor. Die Probenleitung von der Probenahme bis zum Filter sowie der Filter selbst werden auf 350 °C beheizt. Der Brennerblock wird ebenfalls auf 350 °C beheizt. Die unbeheizten Leitungsstücke, beispielsweise die Verschraubung zwischen Filter und FID, sind temperaturisoliert. Durch eine Vorheizzeit von mindestens 60 min vor Beginn der tatsächlichen Messung wird gewährleistet, dass der gesamte Probenweg bis zum Brennerblock lückenlos auf 350 °C konditioniert ist, um eine nachträgliche Kondensatbildung zu vermeiden [1]. Durch die erhöhte Temperatur im Vergleich zu herkömmlichen FIDs ist es möglich, auch Kohlenwasserstoffe mit Siedetemperaturen über 200 °C zu messen [20]. Dies ist Voraussetzung um Ölbestandteile im Probengas nachweisen zu können.

Das Gerät ist geeicht auf Propan (C₃H₈). Das FID-Signal ist bezogen auf dieses Eichgas und muss auf die Molekülstruktur der gemessenen Stoffart umgerechnet werden (vgl. Kapitel 2.6 und 4.2).

5.1.2 Inbetriebnahme-Protokoll

Vor Beginn der ersten Messung eines Versuchs wird das Inbetriebnahme-Protokoll (IBN-Protokoll) ausgefüllt (exemplarisches Protokoll siehe Anhang 3). Dabei werden alle wichtigen Parameter wie Nullpunkt, Spreizung, Temperaturen der beheizten Bauteile, Eingangsdrücke der Flaschengase sowie der gewählte Messbereich überprüft, um eine vergleichbare Messung zu gewährleisten. Außerdem wird Nullgas und Eichgas am Filtereingang aufgeschaltet und der Messwert dokumentiert, um tägliche Schwankungen auszugleichen (siehe 5.1.3 und 5.1.4).

5.1.3 Nullpunktfehler

Der Nullpunkt des Gerätes lässt sich über ein Präzisionskalibrierung direkt am Messgerät einstellen [25]. Jedoch driftet der Nullpunkt während eines Versuches so stark, dass sich kein fester Nullpunkt einstellen lässt. Wird der Nullpunkt zu niedrig gewählt und fällt dieser während des Versuchs unter 0 ppm, so ist die Messung unbrauchbar. In den folgenden Abbildungen wird der Nullpunktverlauf an zwei verschiedenen Tagen zusammen mit den Temperaturen im Gasflaschenraum und im Prüfstand dargestellt.

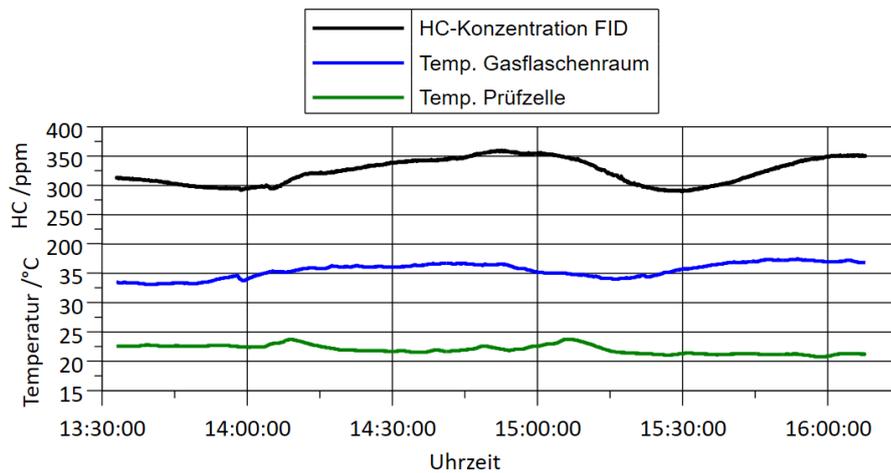


Abbildung 5.1: FID Nullpunktdrift und Temperaturverlauf am 08.08.2018

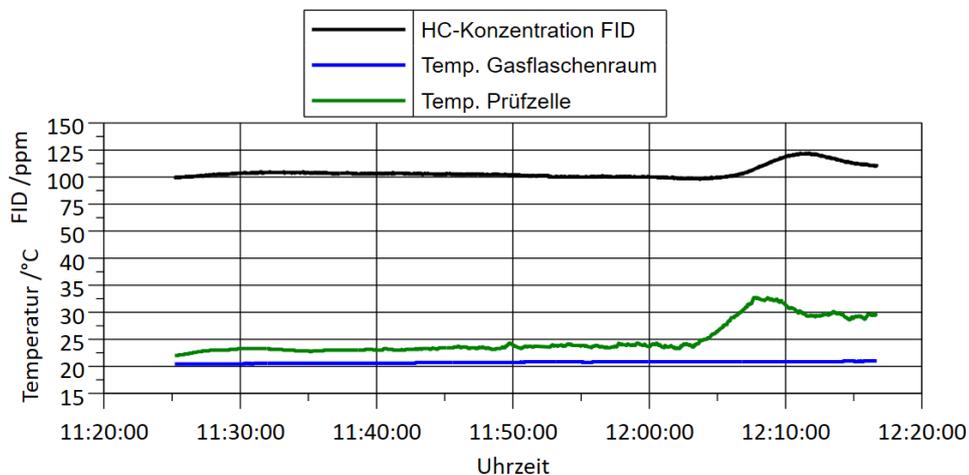


Abbildung 5.2: FID Nullpunktdrift und Temperaturverlauf am 13.08.2018

In Abbildung 5.1 und Abbildung 5.2 lässt sich ein Zusammenhang zwischen dem Nullpunktverlauf und den Temperaturen im Gasflaschenraum bzw. in der Prüfzelle feststellen. Steigt oder fällt die Temperatur in einem der Räume, so ist zeitversetzt ein analoger Ausschlag im Messsignal des FID zu erkennen. Laut Hersteller ist eine Temperaturabhängigkeit der Nullpunktanzeige normal, sollte aber bei einer Umgebungstemperaturänderung von 10 °C kleiner als 2 % des Messbereichsendwertes sein [15]. Dies entspricht im hier gewählten Messbereich 20 ppm. In Abbildung 5.1 ist erkennbar, dass diese Toleranz überschritten wurde und deutlich größere Schwankungen auftraten.

Die Auswertung dieser zwei Versuche ergibt eine maximale absolute Schwankung von 73 ppm. Innerhalb von einer Sekunde schwankt der Wert maximal um 4 ppm. Innerhalb von 60 Sekunden schwankt der Nullpunkt maximal um 6 ppm.

Als Nullgas wurde kohlenwasserstofffreie synthetische Luft verwendet. Zusätzlich wurde ein Abgleich des Nullpunktes mit Stickstoff durchgeführt. Dabei wurde kein Einfluss des veränderten Nullgases auf den Nullpunkt festgestellt. Somit können beide Nullgase gleichwertig verwendet werden.

Um die festgestellten Schwankungen ausgleichen zu können und um ein verlässliches Messergebnis zu erreichen, wird für jeden Messpunkt ein Nullpunktausgleich (Zero-correction) durchgeführt. Es wurde entweder kurz vor oder kurz nach Abspeichern eines Messpunktes Nullgas am FID aufgeschaltet. Wird der Nullpunktgleich innerhalb von 60 Sekunden vor oder nach Abspeichern des Messpunktes durchgeführt, so ist der Ausgleich auf 6 ppm genau. Der Nullpunkt-korrigierte Messwert ergibt sich durch:

$$HC_{FID,Zcor} = HC_{FID} - \text{Nullpunkt} \quad (5.1)$$

5.1.4 Kalibrierung

Die Spreizung des Messbereichs wird durch den Präzisionsskalenantrieb an der Vorderseite des Geräts auf den gewünschten Eichwert eingestellt [25]. Das Messprinzip des FID zeichnet sich durch einen linearen Verlauf der Kennlinie aus [15], wodurch die Kalibrierung mit einer einzigen Eichgas-Konzentration ausreicht [16].

Zur Kalibrierung des FID wurde eine Gaskonzentration mit 80 ppm Propan 2.5, Rest synthetische Luft ($\pm 2\%$ Analysentoleranz, im Folgenden *C3H8-80ppm* genannt) verwendet. Damit wurde die Spreizung am Gerät auf 8,20 eingestellt und während allen Versuchen konstant gehalten. Zur Überprüfung der Kalibrierung wurde eine zweite Gaskonzentration (260 - 280 ppm Propan, Rest Stickstoff; kein Analysenprotokoll vorhanden; im Folgenden *C3H8-270ppm* genannt) als Referenzmessung aufgeschaltet. Mit diesen zwei Kalibriergasen wurden jeweils drei Messungen innerhalb von zwei Stunden durchgeführt. In Abbildung 5.3 sind die Nullpunkt-korrigierten Messwerte über den vorgegebenen Konzentrationen aufgetragen.

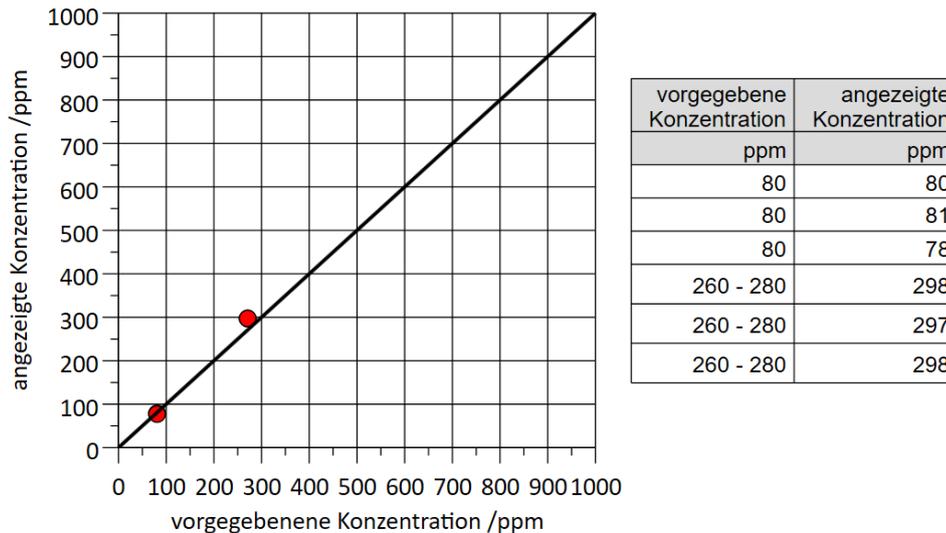


Abbildung 5.3: Kalibrierkurve mit $C_3H_8-80ppm$ und $C_3H_8-270ppm$ (Nullpunkt-korrigiert), dargestellt im Diagramm von 0 - 100 % des Messbereichs

Es ist eine sehr gute Reproduzierbarkeit der Messergebnisse für beide Konzentrationen erkennbar. Der Messwert von $C_3H_8-80ppm$ liegt im Mittel bei 79 ppm und damit < 2 % Abweichung zu 80 ppm. Für $C_3H_8-270ppm$ liegt der Mittelwert bei 298 ppm und damit 10 % über 270 ppm. Da ein Messbereich von 0 bis 1000 ppm gewählt wurde und die Messergebnisse der folgenden Versuche im Bereich von 0 bis 700 ppm liegen (vgl. Kapitel 5.3), ist die Messung von $C_3H_8-270ppm$ von größerer Bedeutung. Um die Spreizung nachträglich so anzupassen, dass $C_3H_8-270ppm$ eine geringere Messabweichung hat, und um tägliche Schwankungen des Eichwerts auszugleichen, wird ein Kalibrierungsfaktor eingeführt, der für jeden Versuchstag bestimmt wird.

Der Nullpunkt-korrigierte Messwert (Formel (5.1)) wird mit dem täglichen Kalibrierungsfaktor multipliziert. Man erhält somit den Kalibrier-korrigierten Messwert:

$$HC_{FID,KALcor} = HC_{FID,Zcor} * \text{Kalibrierungsfaktor} \quad (5.2)$$

Der Kalibrierungsfaktor wird für jeden Versuch neu bestimmt und so gewählt, dass $C_3H_8-80ppm$ einen Messwert von 75 ppm ergibt. Für die gleichen Messdaten wie in Abbildung 5.3 dargestellt, wurde mit einem Kalibrierungsfaktor von 0,95 die korrigierten Messwerte in Abbildung 5.4 erreicht.

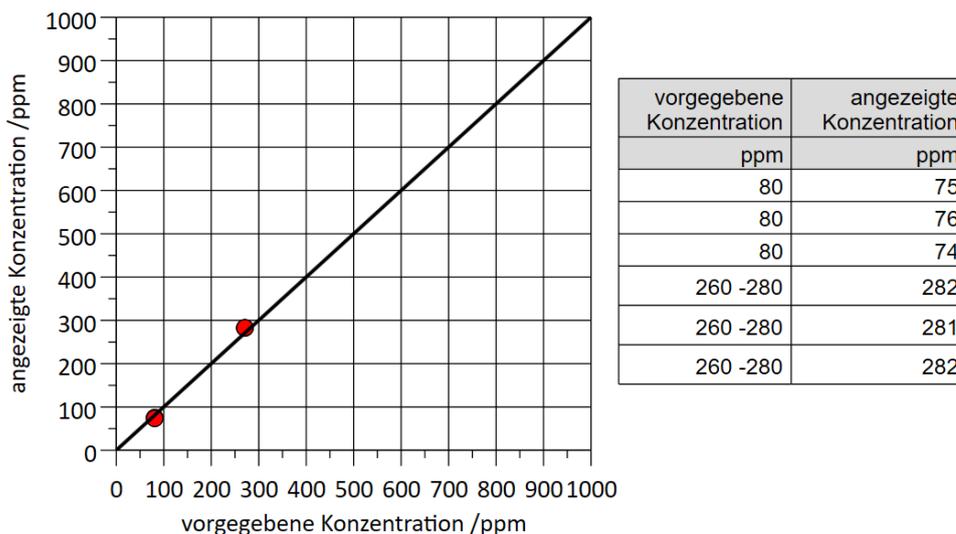


Abbildung 5.4: Korrigierte Kalibrierkurve mit $C_3H_8-80ppm$ und $C_3H_8-270ppm$ (Nullpunkt-korrigiert), dargestellt im Diagramm von 0 – 100 % des Messbereichs

Damit liegt der korrigierte Messwert für $C_3H_8-80ppm$ etwa 5 ppm unterhalb der vorgegebenen Konzentration. Für $C_3H_8-270ppm$ liegt die angezeigte Konzentration jedoch näher an der vorgegebenen Konzentration von 260-280 ppm.

Die eben erläuterte Vorgehensweise wird für jeden Versuch anhand des Eichwerts aus dem IBN-Protokoll von $C_3H_8-80ppm$ durchgeführt und ein Kalibrierungsfaktor festgelegt, um für $C_3H_8-80ppm$ einen Messwert von 75 ppm zu erreichen. In Abbildung 5.5 sind die Nullpunkt-korrigierten Eichwerte aller IBN-Protokolle dargestellt, auf dessen Basis der Kalibrierungsfaktor festgelegt wird.

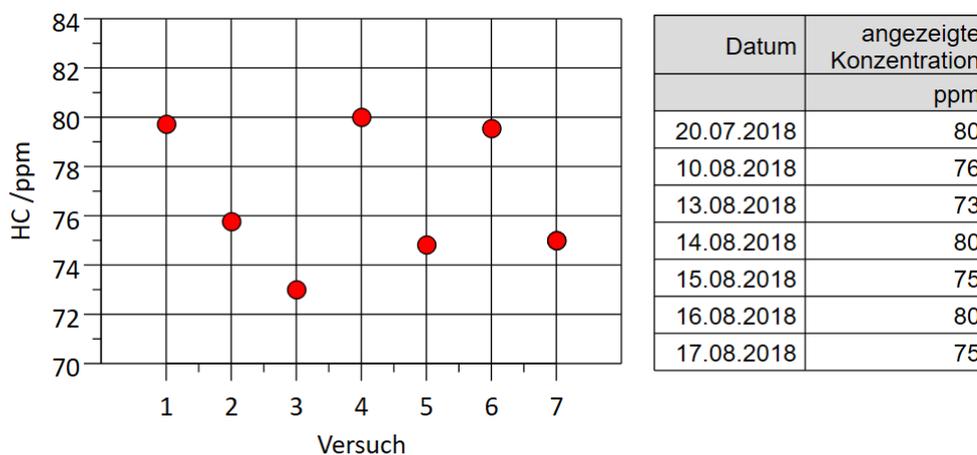


Abbildung 5.5: Nullpunkt-korrigierte Eichwerte der IBN-Protokolle

Zur besseren Übersicht wird bei allen nachfolgend dargestellten Konzentrationen aller Versuche vom Messwert des FID gesprochen. Gemeint ist dabei immer der Nullpunkt- und Kalibrier-korrigierte Messwert.

Um höheren Genauigkeitsansprüchen gerecht zu werden und um die angenommene Linearität des FID zu überprüfen, ist eine Kalibrierung mit weiteren Konzentrationen

[16] erforderlich, insbesondere in den versuchsrelevanten Messbereichen zwischen 0 und 700 ppm.

5.1.5 Ansprechzeit

Auch zur Ansprechzeit des FID wurden Versuche durchgeführt. Dabei wurde Eichgas vor dem Filter aufgeschaltet. Am Prüfstand wird das geöffnete Magnetventil zum Ausströmen des Eichgases geloggt. Exemplarisch wird in Abbildung 5.6 der Aufschaltvorgang des Eichgases in der 1 Hz Datei dargestellt. Die Ansprechzeit bzw. t-90-Zeit entspricht der Zeit zwischen der Aufgabe von Eichgas und dem Erreichen von 90 % des Messsignals [15].

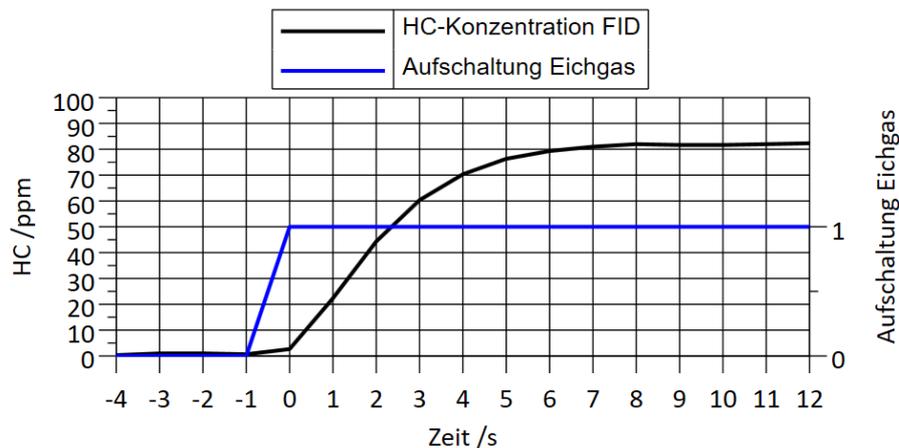


Abbildung 5.6: Ansprechzeit FID bei Aufschaltung von Eichgas vor dem Filter

In Sekunde 0 wurde das Magnetventil zum Aufschalten von Eichgas direkt vor dem Filter betätigt. In der gleichen Sekunde ist ein erster Anstieg des Messwertes erkennbar. 5 Sekunden später sind 72 ppm (90 % des Messsignals) überschritten. Somit ist eine Ansprechzeit von 5 Sekunden ab Filtereingang erreicht. Zusätzlich wurden Versuche durchgeführt, bei dem am Probeneingang vor der beheizten Entnahmeleitung Eichgas aufgeschaltet wurde. Hierbei wurde eine Ansprechzeit von 6 Sekunden beobachtet. Dies ist die relevante Ansprechzeit, da es dem Probenweg des späteren Versuchsaufbaus entspricht.

Es wurde zusätzlich eine Überschlagsrechnung zur Strömungsgeschwindigkeit zwischen Turbine und Probenahmestelle durchgeführt. Dabei ergibt sich eine Strömungsdauer von weniger als 0,2 Sekunden für alle verschiedenen Turbinenmassenströme der Versuche.

5.2 Heißgasgenerator Vermessung

Zur Ölemissionsmessung am Abgasturbolader soll in anschließenden Versuchen (Kapitel 5.3) die Kohlenwasserstoffkonzentration nach der Turbine des Abgasturboladers gemessen werden. Für die Interpretation dieser Ergebnisse ist es erforderlich zu wis-

sen, ob Kohlenwasserstoffe vom Heißgasgenerator (HGG) emittiert werden und somit schon im Abgasstrom vor der Turbine vorliegen.

Der HGG ist Kernstück des Heißgasprüfstands. Er erzeugt einen konstanten Abgasmassenstrom mit variablem Temperatur- und Durchsatzbereich. Betrieben wird der HGG mit Erdgas, welches aus 98% Methan (CH_4) besteht. Im Brenner wird eine überstöchiometrische Verbrennung mit $\lambda \approx 1,1$ eingeregelt. Laut Herstellerangaben entstehen dabei keine relevanten Emissionen. [26]

5.2.1 Versuchsaufbau und Messstellen

Dieser Versuchsaufbau dient zur Messung der Kohlenwasserstoffe, die vom HGG emittiert werden. Die Entnahmestelle des FID ist direkt nach der Gegendruckeinheit (TBPU) positioniert. Durch diesen Aufbau ist eine Vermessung des HGG unter denselben Betriebsbedingungen wie in den darauffolgenden Versuchen (Kapitel 5.3) möglich. Der Aufbau wird in Abbildung 5.7 schematisch dargestellt.

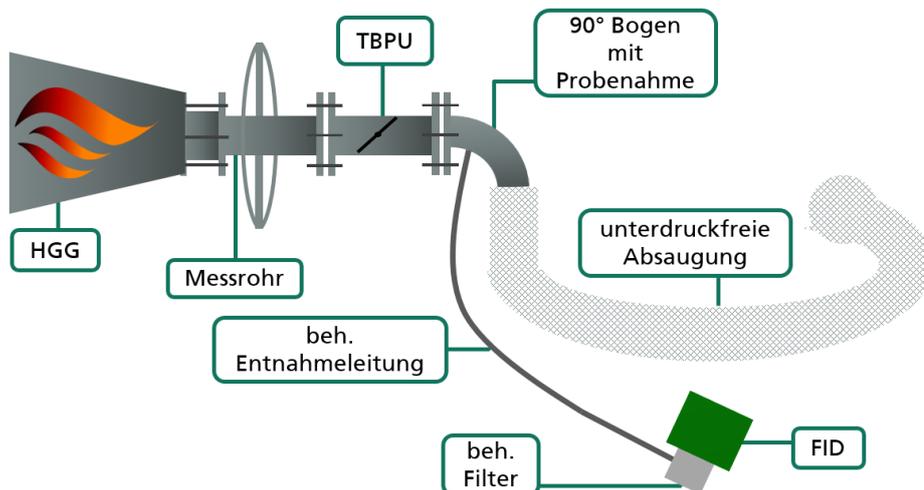


Abbildung 5.7: Aufbauplan Heißgasgenerator Vermessung

Die TBPU wird benötigt, um den Druck am Brenneraustritt einzustellen. Die Probenahme ist im Eintritt des 90° Bogens nach der TBPU integriert und wird in Kapitel 5.3.1.11 beschrieben. Die Probenahme findet unter denselben Bedingungen wie in den darauffolgenden Versuchen statt.

In Abbildung 5.8 sind die Messgrößen im Messstellenplan dargestellt. Analog zur Messstellenbezeichnung bei Abgasturboladern wird die Messstelle nach dem HGG als Position 3 gekennzeichnet.

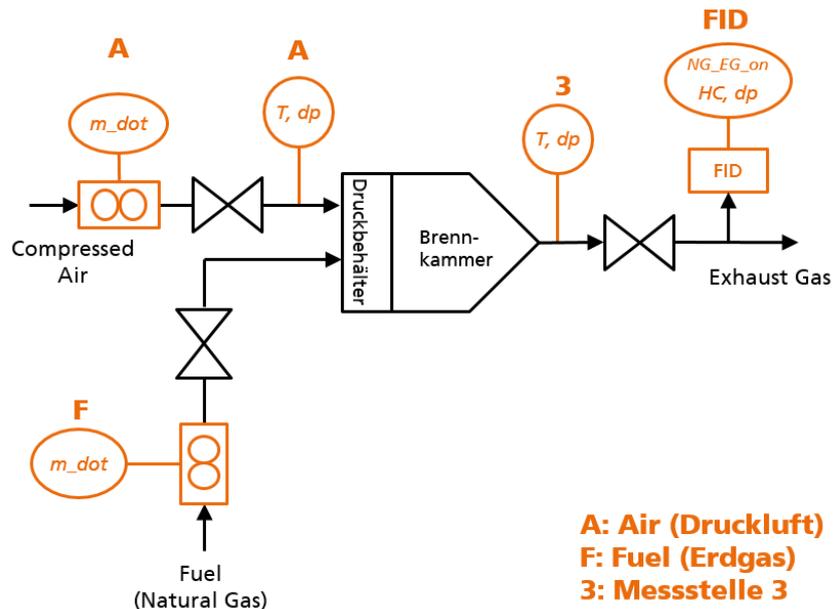


Abbildung 5.8: Messstellenplan Heißgasgenerator Vermessung

5.2.2 Ergebnisse

Die Auswahl der angefahrenen Messpunkte erfolgte aufgrund der in den darauffolgenden Versuchen zu erwartenden Temperaturen, Massenströme und Druckverhältnisse an Messstelle 3. Zusätzlich wurden Messpunkte mit einer Variation des Temperaturbereichs angefahren, um die Charakteristik des HGG zu erkennen.

Das Arbeitskennfeld des HGG bei 2,5 bar Absolutdruck an Messstelle 3 ist in Abbildung 5.9 dargestellt. Zusätzlich sind darin die Messpunkte eingezeichnet, die zur Vermessung des HGG angefahren wurden.

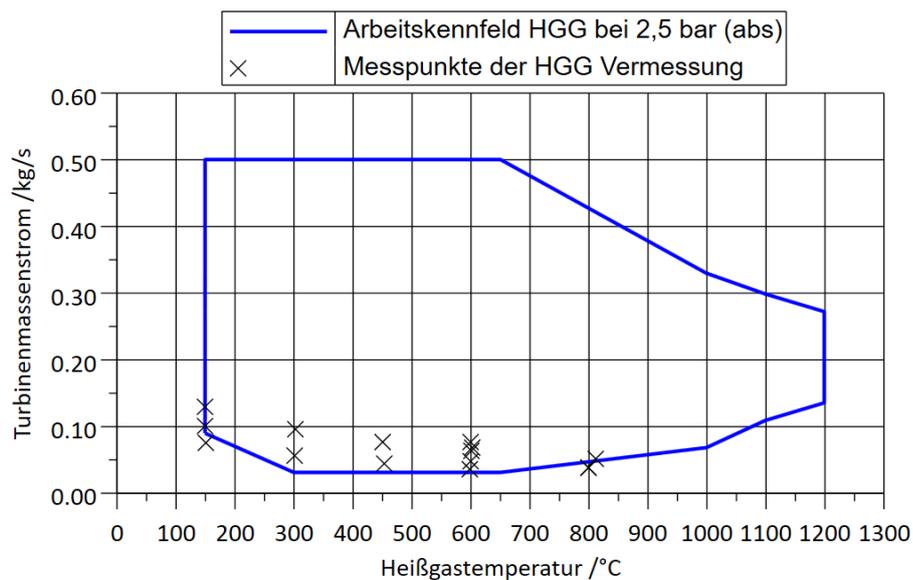


Abbildung 5.9: Arbeitskennfeld des HGG bei 2,5 bar (abs) [26] mit eingezeichneten Messpunkten der Heißgasgenerator Vermessung

Abbildung 5.10 stellt nur die Messpunkte der HGG Vermessung bei 600 °C Heißgastemperatur dar, da dies der relevanten Temperatur für die folgenden Versuche entspricht. Zusätzlich sind die Betriebspunkte der standardisierten Kennfeldvermessung (vgl. Kapitel 5.3.3) eingetragen, um zu zeigen inwiefern der Arbeitsbereich der folgenden Versuche abgedeckt wurde.

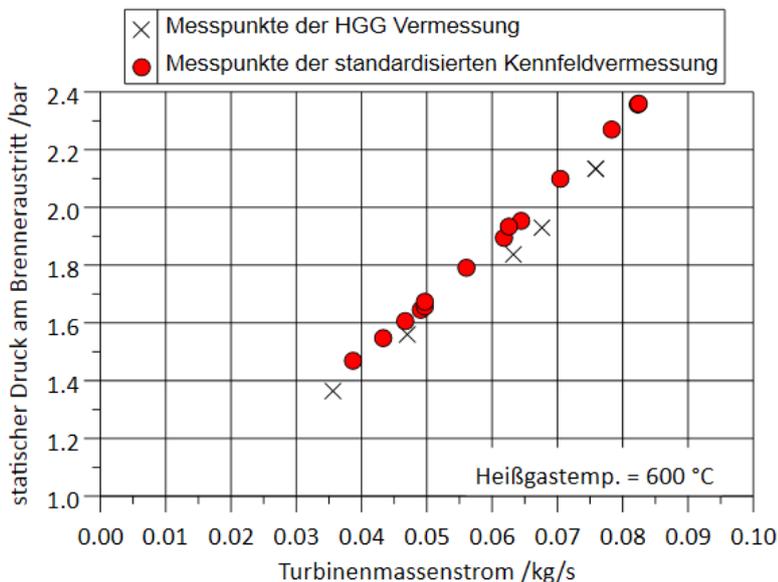


Abbildung 5.10: Druck über Massenstrom bei 600 °C Heißgastemperatur an Messstelle 3, Messpunkte der Heißgasgenerator Vermessung und der standardisierten Kennfeldvermessung

In Abbildung 5.11 sind im Teilausschnitt des Arbeitskennfeldes des HGG (vgl. Abbildung 5.9) die gemessenen Kohlenwasserstoffe in ppm auf der z-Achse aufgetragen.

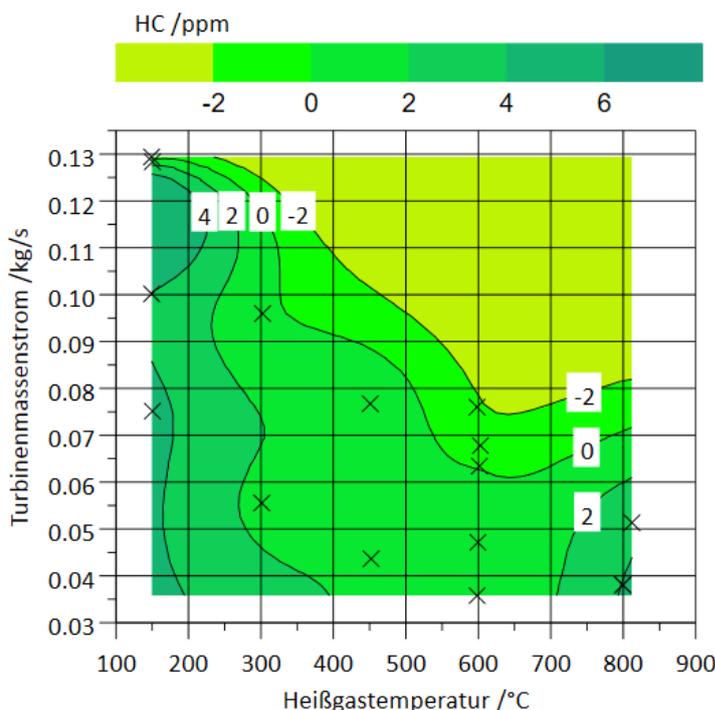


Abbildung 5.11: Gemessene Kohlenwasserstoffkonzentration im Teilbereich des Arbeitskennfeld des Heißgasgenerators

Alle Messwerte liegen im Bereich kleiner ± 6 ppm und damit innerhalb der Messtoleranz (vgl. Kapitel 5.1.3). In den nachfolgenden Versuchen wird eine Heißgastemperatur von 600 °C eingeregelt. Es ist erkennbar, dass in allen Messpunkten mit 600 °C die gemessenen Kohlenwasserstoffkonzentrationen ± 2 ppm betragen. Somit kann angenommen werden, dass der HGG keine messbaren Kohlenwasserstoffe in den relevanten Betriebspunkten emittiert. Zu niedrigeren und höheren Temperaturen hin nimmt die Konzentration zu. Allerdings sind die gemessenen Konzentrationen so niedrig und der Nullpunktabgleich nur auf 6 ppm genau, sodass hier keine sinnvolle Deutung möglich ist. Somit hat auch die Variation der Heißgastemperatur keinen erkennbaren Einfluss auf die gemessenen Kohlenwasserstoff-Emissionen.

Die bisher dargestellten Messpunkte wurden alle stationär gespeichert. Bei Änderungen des Massenstroms, der Heißgastemperatur, des Drucks oder des Verbrennungsluftverhältnisses während des Betriebs wurden auch keine Kohlenwasserstoffe gemessen. Es ist somit festzuhalten, dass auch im Betrieb während dynamischer Veränderungen der Parameter des HGG keine HC-Emissionen auftreten.

Während des Zündvorgangs des Brenners emittiert der HGG jedoch Kohlenwasserstoffe. Das FID-Signal zeigt einen kurzen Ausschlag mit einer maximalen Konzentration von etwa 550 ppm. Diese Beobachtung ist für die Versuche von keiner Bedeutung, da der Brenner nur beim Startvorgang einmalig zündet. Anschließend beginnt die Aufheizphase und erst danach beginnen die eigentlichen Messungen. Das Phänomen ist aber erwähnenswert, weil dadurch auch gezeigt wird, dass der FID funktionsfähig ist und Kohlenwasserstoffe vom Erdgas detektieren kann.

5.3 Messungen nach der Turbine

In diesem Kapitel werden die Versuche beschrieben, bei dem der FID turbinenseitig installiert wurde, um die Kohlenwasserstoffkonzentration im Abgas nach der Turbine zu messen. Damit soll der turbinenseitige Ölverbrauch des Turboladers betriebspunktabhängig bestimmt werden. Zunächst werden der Versuchsaufbau und die Messstellen beschrieben. Nach der anschließenden Ausführung des Versuchsplans werden die Ergebnisse dargestellt und ausgewertet.

5.3.1 Versuchsaufbau und Messstellen

In diesem Kapitel werden die wichtigsten Komponenten des Aufbaus und die wichtigsten Messstellen beschrieben. In Abbildung 5.12 ist der Aufbauplan mit turbinenseitiger Probenahme des FID dargestellt. Die einzelnen Komponenten werden in den entsprechenden Unterkapiteln beschrieben.

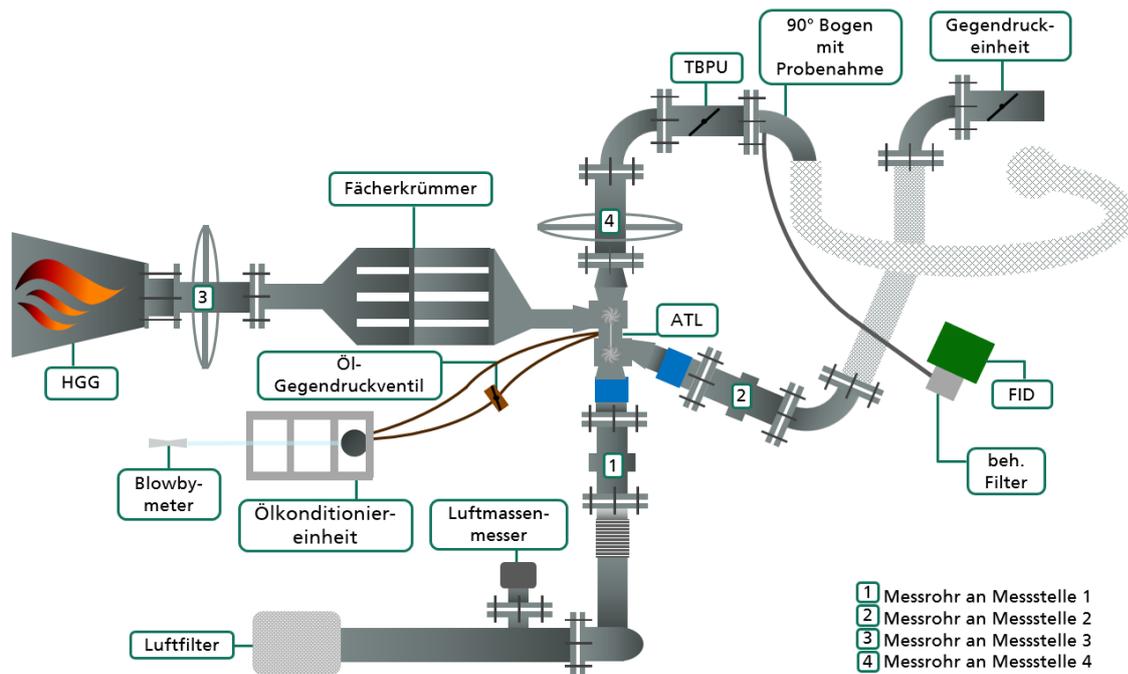


Abbildung 5.12: Aufbauplan ATL mit turbinenseitiger FID Probenahme

In Abbildung 5.13 ist der Messstellenplan dargestellt. Auch hier werden die für die Auswertung wichtigen Messgrößen in den entsprechenden Unterkapiteln beschrieben.

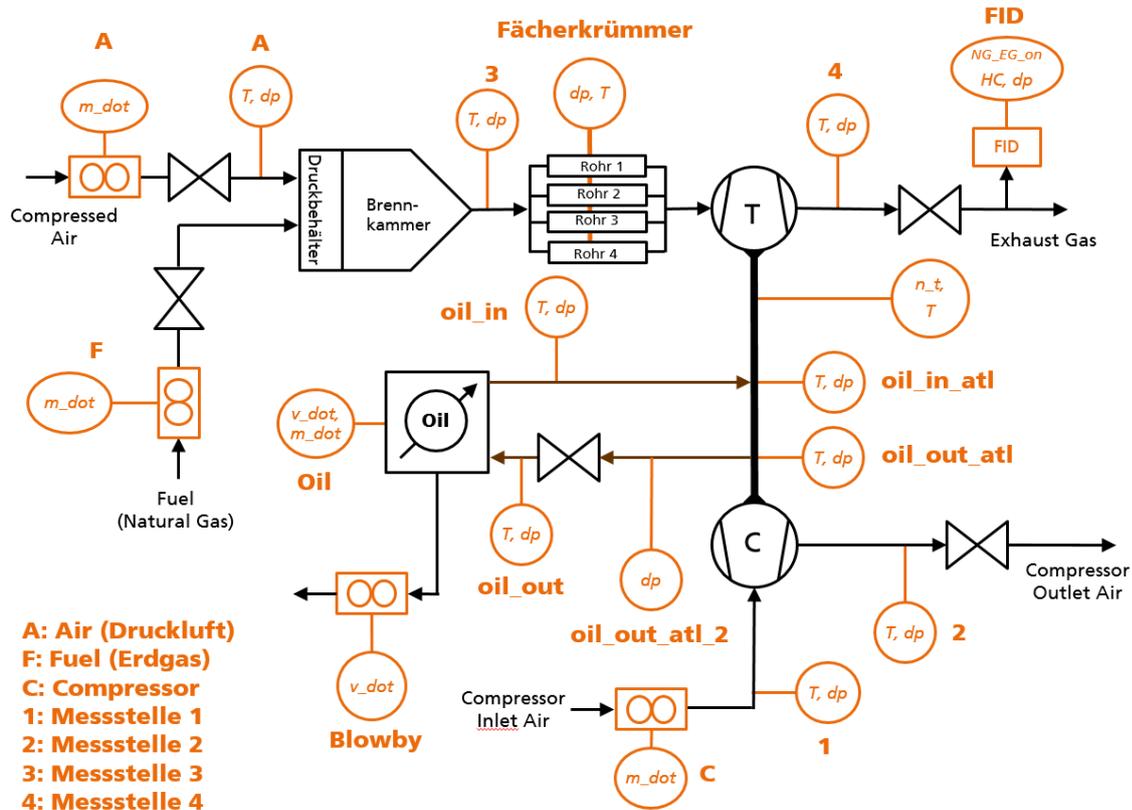


Abbildung 5.13: Messstellenplan ATL mit turbinenseitiger FID Probenahme

5.3.1.1 Heißgasprüfstand

Der Heißgasprüfstand ist mit einem Prozessführungsrechner ausgestattet, der die autarke Steuerung und Regelung des Systems übernimmt. Der Heißgasprüfstand kann in unterschiedlichen Modi betrieben werden. Im halbautomatischen Betrieb werden die Sollwerte auf den entsprechenden Regler weitergegeben. Es kann auf folgende Größen geregelt werden: die Turboladerdrehzahl durch Veränderung des Turbinenmassenstroms, der Verdichtermassenstrom über die Regelventile des Ladedrucks, die Heißgastemperatur über verschiedene Parameter im Heißgasgenerator sowie der Druck nach der Turbine durch die Stellung der Abgasgedrückeinheit. Durch Angabe der Sollwerte dieser Größen kann ein Betriebspunkt reproduzierbar und automatisiert eingeregelt werden. Im Gegensatz dazu werden im Handbetrieb die Stellwerte ohne Regler auf das entsprechende Stellorgan weitergegeben. Damit ist ein automatisiertes Nachregeln des Prüfstands auf Regelgrößen ausgeschlossen. [26]

Der Heißgasgenerator ist fester Bestandteil des Prüfstands und ist genauer in Kapitel 5.2 beschrieben. Wichtig für den hier beschriebenen Versuch ist das Ergebnis des Versuchs zur HGG Vermessung (Kapitel 5.2). Dort wurde gezeigt, dass im Betrieb keine messbaren Kohlenwasserstoff-Emissionen vom HGG ausgehen.

5.3.1.2 Abgasturbolader

Bei dem hier verwendeten Abgasturbolader handelt es sich um ein fabrikneues Serienbauteil. Die Ladedrucksteuerung des ATL ist über ein Wastegate ausgeführt. Die Drehzahl wird über einen Sensor am Verdichterrad aufgenommen, da dort die niedrigsten Temperaturen vorliegen. Der Drehzahlsensor arbeitet nach dem Wirbelstromprinzip und kann über eine Bohrung im Verdichtergehäuse die Schaufeln des Verdichterrades detektieren.

5.3.1.3 Fächerkrümmer

Der Fächerkrümmer dient zur gleichmäßigen Anströmung des Turbolader-Krümmers. Der Heißgasstrom vom Heißgasbrenner wird in vier Teilströme geteilt, um die Turbine des Abgasturboladers realitätsnah anzuströmen. Die einzelnen Rohre weisen gleiche Längen und Radien auf und sind mit Druck- und Temperaturmessstellen bestückt.

5.3.1.4 Messrohre

Die Messstellenbezeichnung ist nach der für Abgasturbolader üblichen Nomenklatur durchnummeriert. An jeder der vier Messstellen ist ein Messrohr zur Aufnahme des thermodynamischen Verhaltens angeordnet. Jedes Messrohr enthält drei Druckabnahmen, die über eine Ringleitung gemittelt und dort gemessen werden. Zusätzlich sind in jedem Messrohr drei Temperaturmessstellen angebracht. Dabei kommen auf Turbinenseite, aufgrund der hohen vorherrschenden Temperaturen, Thermoelemente zum Einsatz. Auf Verdichterseite werden Widerstandsthermometer genutzt.

5.3.1.5 Luftmassenmesser Verdichtereintritt

Die Luftansaugung des Verdichters findet über einen Luftfilter in der konditionierten Prüfzelle statt. Der Verdichtermassenstrom wird an der Ansaugseite gemessen. Dabei kommt ein Heißfilmmanometer zum Einsatz.

5.3.1.6 Drosselventil nach Verdichter

Das Drosselventil ist nach dem Verdichter und nach der Messstelle 2 des Abgasturboladers installiert. Es ist aufgeteilt in zwei Stellventile und kann damit große und kleine Massenströme exakt regeln. Durch das Verstellen der Ventile wird der Gegendruck geregelt. Dadurch ändert sich das Verdichterdruckverhältnis und somit der sich einstellende Verdichtermassenstrom. Das Drosselventil auf der Verdichterabluftseite ist ein wichtiges Instrument zur Einstellung der Betriebspunkte am Abgasturbolader.

5.3.1.7 Abgasgegendruckeinheit

Die Abgasgegendruckeinheit ist nach dem Messrohr an Messstelle 4 angeordnet. Dadurch kann ein Abgasgegendruck eingestellt werden, der beispielsweise einen konstanten atmosphärischen Druck darstellt oder den Gegendruck einer Abgasanlage simuliert.

5.3.1.8 Ölkonditioniereinheit

Für die Ölversorgung des Abgasturboladers wird die Ölkonditioniereinheit benötigt. Sie regelt auf Öltemperatur und Öldruck, wodurch sich der Volumenstrom im Ölkreislauf einstellt. Die Temperatur im Vorlauf kann zwischen 50 und 150 °C mit einer Toleranz von ± 2 °C eingeregelt werden. Der Öldruck ist zwischen 0,5 und 6 bar regelbar und auf $\pm 0,05$ bar genau. Der Volumenstrom wird im Ölvorlauf gemessen. Es kommt ein Schraubenzähler mit einem Messbereich von 0,1-15 l/min und einer Messgenauigkeit kleiner $\pm 0,1$ % vom Messbereich zum Einsatz. [26]

5.3.1.9 Blowbymeter

An der Entlüftung der Ölkonditioniereinheit ist ein Blowbymeter angeschlossen, das zur kontinuierlichen Messung des Leckgases dient. Am Abgasturbolader kann Gas über die Wellendichtungen in den Ölkreislauf eintreten (vgl. Kapitel 2.3). Das Blowbymeter ist ein Durchfluss-Messgerät, das nach dem Wirkdruckprinzip arbeitet. Im Blendenmessrohr stellt sich eine durchflussabhängige Druckdifferenz ein. Diese Druckdifferenz wird von einem Sensor erfasst und zur Bestimmung der Durchblasmenge verarbeitet. [27]

5.3.1.10 Öl-Gegendruckventil

Das Öl-Gegendruckventil ist im Ölrücklauf zwischen ATL und Ölkonditioniereinheit positioniert. Es handelt sich dabei um ein elektrisch verstellbares Nadelventil, das während des Versuchs aus der Prüfwarte gesteuert werden kann. Dadurch ist eine Erhö-

hung des Drucks im Ölrücklauf möglich. Die Steuergröße ist die prozentuale Öffnung des Ventils. Die Verstellung findet stufenweise in 0,1-%-Schritten statt.

5.3.1.11 FID Probenahme

Die turbinenseitige Probenahmestelle des FID ist nach der TBPU vor dem 90° Bogen in das Abgasrohr integriert. Dadurch wird eine Probenahme unter atmosphärischem Druck ermöglicht, auch wenn ein Abgasgegendruck durch die TBPU eingestellt wird. Messungen des Probengasdrucks direkt am Eintritt des FID zeigen einen konstanten Druck vor dem FID und damit reproduzierbare Ergebnisse unabhängig vom eingestellten Druck an Messstelle 4 und unabhängig vom Turbinenmassenstrom.

Die Messlanze besteht aus einem Edelstahlrohr (8 mm Innendurchmesser) und ist an der Spitze 45° abgeschrägt. Sie ragt bis zur Mitte des Abgasrohres und zeigt mit der abgeschrägten Seite entgegen der Strömungsrichtung. In Abbildung 5.14 ist der Blick in Strömungsrichtung in den 90° Bogen hinein auf die Messlanze zu sehen. Die Messlanze ist mit der beheizten Entnahmeleitung verbunden und führt zum FID.

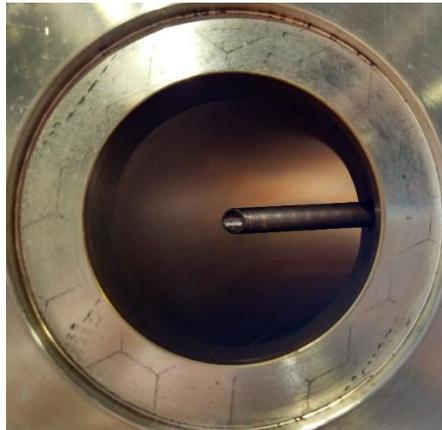


Abbildung 5.14: Messlanze der turbinenseitigen Probenahme, Blick in Strömungsrichtung

5.3.1.12 Druck- und Temperaturmessstellen am ATL

Zusätzlich zu der bereits beschriebenen Messtechnik wurden am ATL mehrere Druck- und Temperaturmessstellen angebracht. In Abbildung 5.15 und Abbildung 5.16 sind die entsprechenden Positionen aus unterschiedlichen Blickwinkeln dargestellt. Abbildung 5.15 nutzt eine Schnittdarstellung und Abbildung 5.16 eine Fotografie des verwendeten ATL.

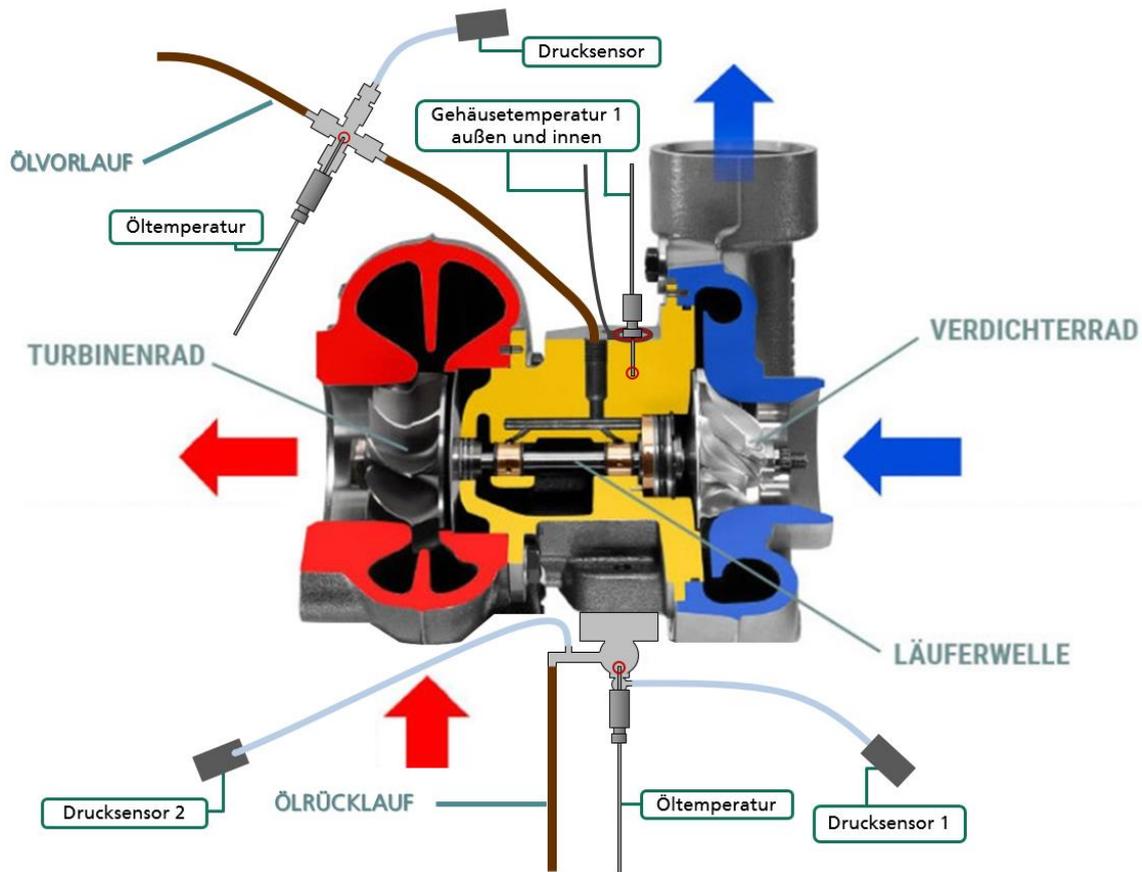


Abbildung 5.15: Messstellenpositionen am ATL [4]

Im Ölvorlauf werden Relativdruck und Öltemperatur gemessen. Der Abstand zwischen Messstelle und Eintritt ins ATL-Gehäuse beträgt 36 cm. Damit ist eine genauere Aussage über den Zustand des Öls am Turboladereintritt als mit den Messwerten in der Ölkonditioniereinheit möglich.

Im Ölrücklauf vom ATL zur Ölkonditioniereinheit sind auch Messstellen angebracht. Wie in Abbildung 5.15 ersichtlich, läuft das Öl aus dem ATL-Austrittskanal direkt in eine Hohlschraube, in der Druck und Temperatur des Öls gemessen werden. Nach der Hohlschraube in der Rücklaufleitung ist eine weitere Druckmessstelle angebracht.

In Abbildung 5.16 sind die Positionen aller ATL-Gehäuse-Temperaturmessstellen dargestellt. Es sind insgesamt vier Thermoelemente angebracht. Jeweils zwei Thermoelemente sind am gleichen Bohrloch angebracht, wobei jeweils eine Messung durch ein Anschraubthermoelement an der Gehäuseoberfläche genommen wird und ein zweites Thermoelement bis an den Boden der Bohrung eingesteckt ist. Somit misst jeweils das eingesteckte Thermoelement 13,5 mm tiefer im Gehäuse als das Anschraubthermoelement.

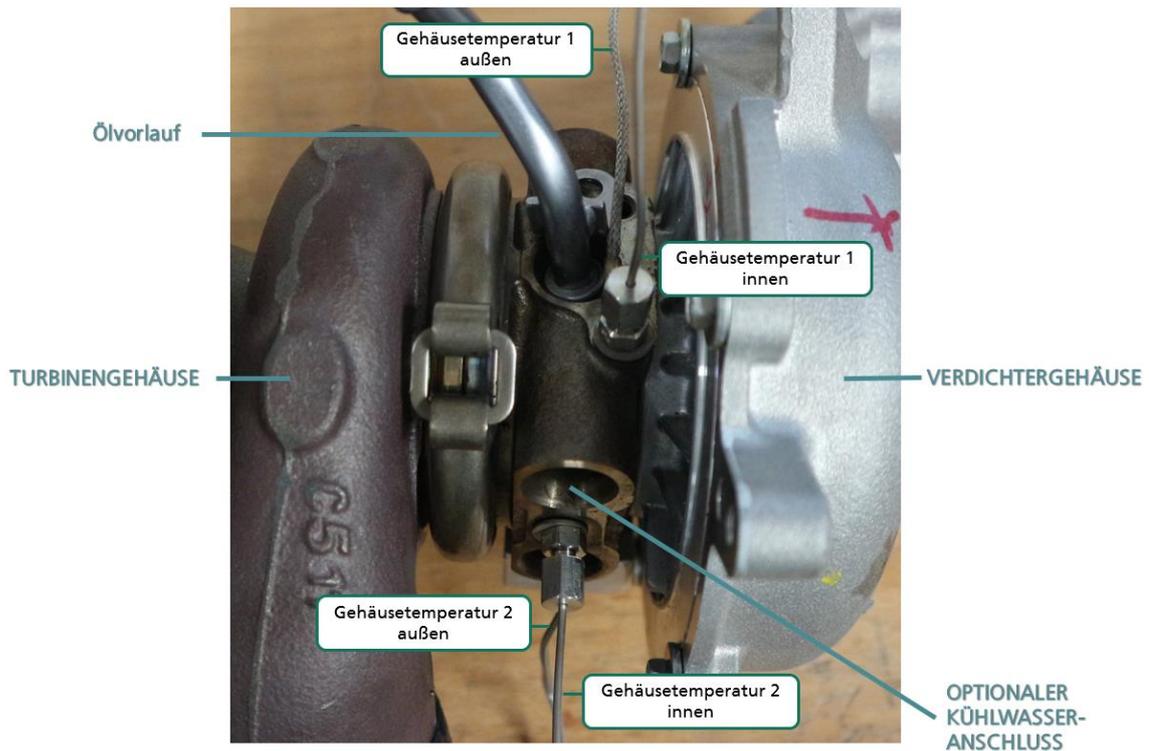


Abbildung 5.16: Positionen der ATL-Gehäuse-Temperaturmessstellen

5.3.1.13 Vergleich der Druckmessstellen am Öl-Austritt

Um zu überprüfen ob sich über der Hohlschraube ein Druckverlust einstellt und um die Messwerte zu überprüfen, wurde eine Druckmessstelle in der Hohlschraube und eine zweite Druckmessstelle nach der Hohlschraube angebracht (Abbildung 5.15).

Die Messwerte der beiden Relativdrucksensoren werden in der kontinuierlichen Messwertabspeicherung mit einer Frequenz von 1 Hz erfasst. Es wird der aktuelle Istwert zur jeweiligen Sekunde gespeichert. Zusätzlich wird für beide Drucksensoren im Rücklauf ein mit 100 Hz gemittelter Wert jede Sekunde gespeichert. Der Vergleich dieser Werte ist für eine beispielhafte Messung von einer Minute im Normalbetrieb des ATL in Abbildung 5.17 dargestellt.

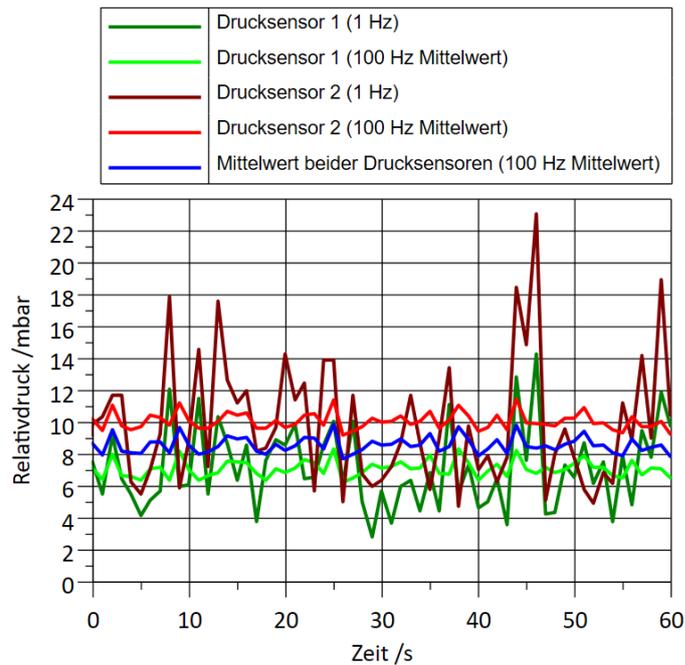


Abbildung 5.17: Öldruck am Turboladerausritt beider Messstellen mit 1 Hz, über 100 Hz gemittelt und dessen Mittelwert aus beiden Messstellen

Der Vergleich der beiden Messstellen zeigt ein konstantes Offset zwischen den beiden Messergebnissen von etwa 3 mbar. Dieses Offset ist über den gesamten Druckbereich in allen Messdaten erkennbar. Die Messgenauigkeit der Drucksensoren wird vom Hersteller auf 0,2 % beziffert. Der Vergleich der beiden Messwerte zeigt, dass der gemessene Druck hinter der Hohlschraube größer ist als in der Hohlschraube. Es entsteht also kein messbarer Druckverlust beim Ausfluss des Öls aus der Hohlschraube. Somit ist mit diesem Versuchsaufbau bei geöffnetem Öl-Gegendruckventil ein druckloser Rücklauf des Öls zurück in Öltank der Ölkonditioniereinheit möglich.

In Abbildung 5.17 ist zusätzlich das arithmetische Mittel aus den beiden 100 Hz gemittelten Messwerten dargestellt. Dieser Mittelwert wird in Rahmen der Arbeit als Größe für den Druck im Ölrücklauf gewählt.

5.3.2 Versuchsplan

Zunächst wird eine standardisierte Kennfeldvermessung durchgeführt um die Charakteristik des Turboladers kennen zu lernen. Diese dient als Referenz für die weiteren Versuche. Außerdem kann damit eine Aussage getroffen werden, ob im standardisierten Betrieb des Turboladers eine Öl-Leckage auftritt. Anschließend werden die Betriebsbedingungen variiert und damit der Einfluss auf die Druckverhältnisse an der Wellendichtung des Turboladers beschrieben. Im letzten Versuch wird der Öl-Gegendruck im Ölrücklauf vom Turbolader zur Ölkonditioniereinheit erhöht, um eine Öl-Leckage zu provozieren.

Die Abgasgegendruckeinheit wird so geregelt, dass 1050 mbar Absolutdruck nach Turbinenausritt anliegen. So können Schwankungen des atmosphärischen Drucks

ausgeglichen werden und alle Versuche werden unter den gleichen Bedingungen durchgeführt. In allen durchgeführten Versuchen ist das Wastegate des Turboladers dauerhaft geschlossen. Der Öldruck an der Ölkonditioniereinheit wird auf 2 bar geregelt, wodurch am Turboladereintritt ein Druck von 1,7 bar anliegen. Die Temperatur an der Ölkonditionierung wird auf 100 °C geregelt. Damit liegt die Eintrittstemperatur am Turbolader unter normalen Betriebsbedingungen des ATL zwischen 90 und 95 °C.

5.3.3 Ergebnisse einer standardisierten Kennfeldvermessung

Gemäß des Versuchsplans wurde zuerst eine Kennfeldvermessung des ATL basierend auf der SAE Norm J1826 mit dem Zusatz zur Nomenklatur SAE J922 und nach dem intern entwickelten Standard für die Vermessung von Abgasturboladern [28] durchgeführt. Während dieser Vermessung war turbinenseitig der FID gemäß des Aufbauplans installiert, um experimentell zu überprüfen ob im Normalbetrieb des ATL Kohlenwasserstoff-Emissionen messbar sind.

Klassischerweise werden Abgasturbolader durch zwei verschiedene Kennfelder charakterisiert. Im Verdichterkennfeld (Abbildung 5.18) werden die Drehzahl und der isentrope Verdichterwirkungsgrad über dem korrigierten Volumenstrom und dem korrigierten Druckverhältnis aufgetragen. Um das Verhalten der Turbine darzustellen (Abbildung 5.19), wird der isentrope Turbinenwirkungsgrad und der Massenstromparameter über dem Turbinendruckverhältnis total zu statisch aufgetragen. [1]

Die Kennfelder wurden durch Abfahren von drei Drehzahllinien (100.000, 120.000, 140.000 1/min) von der Pumpgrenze (Surge Line) bis zur Stopfgrenze (Choke Line) mit jeweils fünf stationären Messpunkten erstellt. Die thermodynamischen Berechnungen beziehen sich auf die im Grundlagenteil beschriebenen Formeln (Kapitel 2.4).

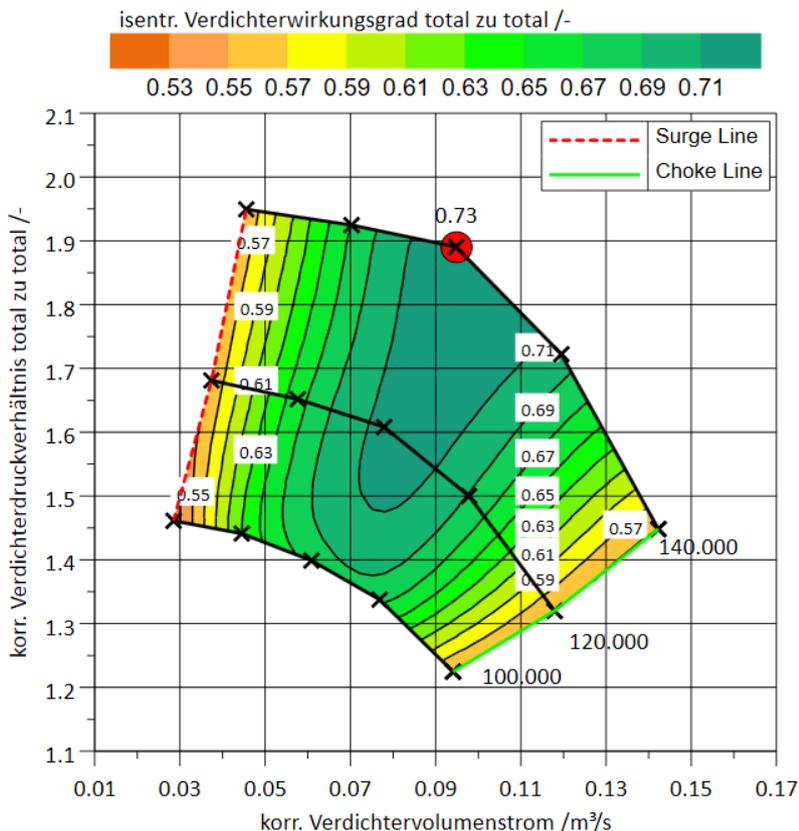


Abbildung 5.18: Charakteristisches Verdichterkennfeld

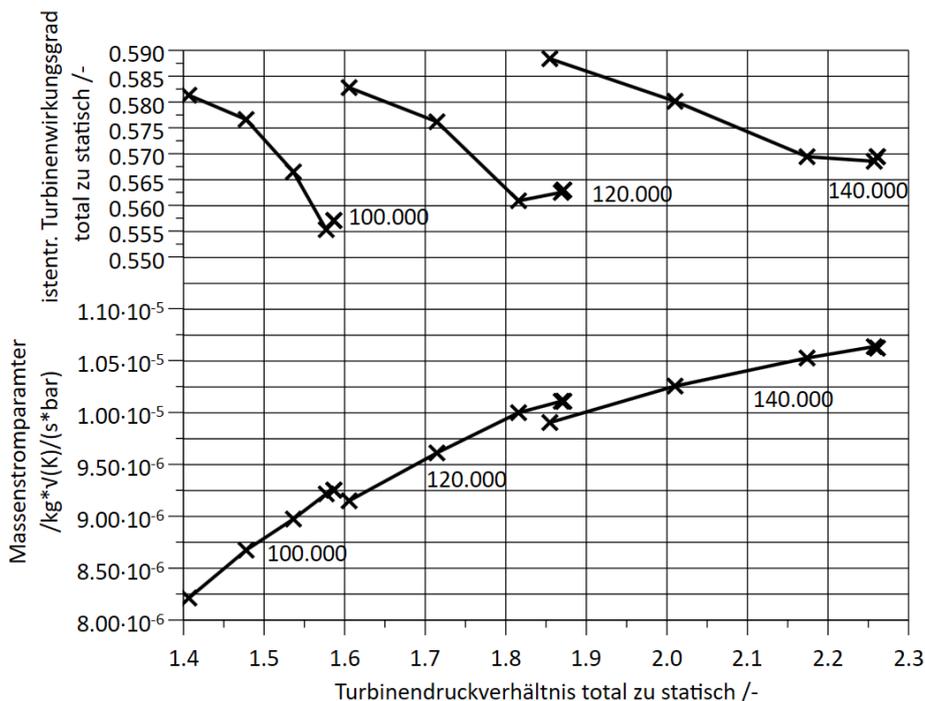


Abbildung 5.19: Charakteristisches Turbinenkennfeld

Da der FID in diesem Aufbau turbinenseitig misst, wurde eine Darstellung der gemessenen Kohlenwasserstoff-Emissionen innerhalb des Arbeitsbereichs der Turbine gewählt. In Abbildung 5.20 sind der Massenstromparameter sowie die Kohlenwasser-

stoffkonzentration über dem Turbinendruckverhältnis aufgetragen. Es ist erkennbar, dass in allen Messpunkten des Turbinenkennfeldes die Konzentration innerhalb von ± 4 ppm liegt und damit innerhalb der Messgenauigkeit von ± 6 ppm. Es ist somit gezeigt, dass in allen Punkten der Kennfeldvermessung der hier verwendete ATL unter Normalbedingungen keine Kohlenwasserstoffe turbinenseitig emittiert.

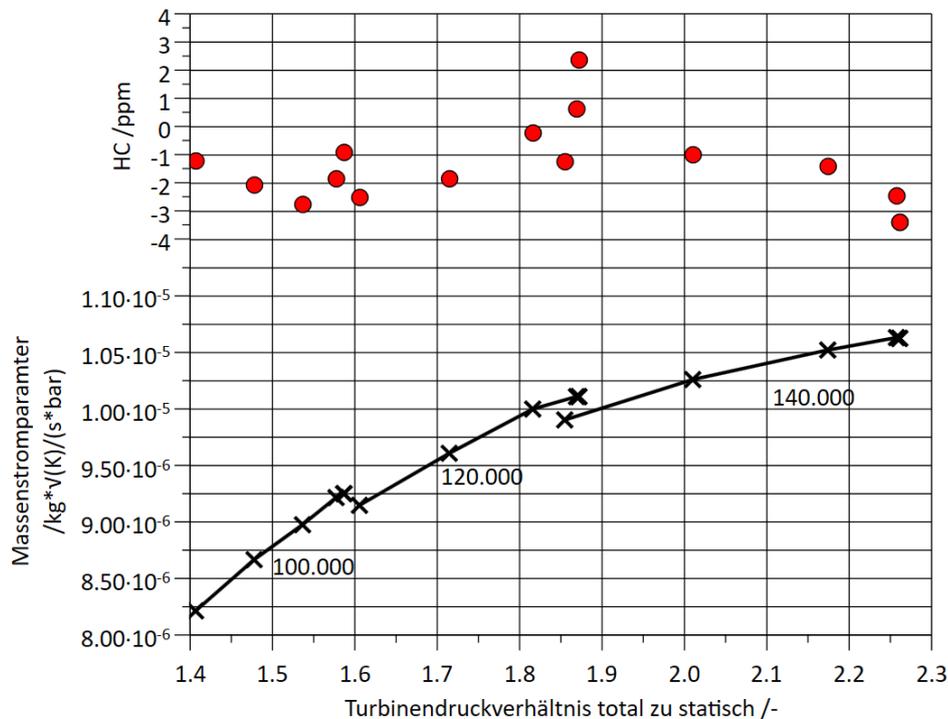


Abbildung 5.20: Turbinenkennfeld mit turbinenseitigen HC-Messung

Wie bereits in Kapitel 5.1.3 und 5.1.4 beschrieben, ist durch den erforderlichen Nullpunktausgleich des FID-Signals die Messung der Kohlenwasserstoffkonzentration auf 6 ppm genau. Die Umrechnung der Messgröße in den Ölverbrauch ist abhängig vom Turbinenmassenstrom. Dieser liegt für alle Betriebspunkte zwischen 0,039 und 0,082 kg/s. Eine Abweichung von 6 ppm entsprechen damit je nach Betriebspunkt einem Ölverbrauch zwischen 1,3 und 2,7 g/h. Erwartungsgemäß liegt der Gesamtölverbrauch eines Turboladers im niedrigen einstelligen Bereich. Bei der Verwendung einer Messtechnik mit einer Messabweichung von maximal 1 ppm ist je nach Betriebspunkt eine Bestimmung des Ölverbrauchs mit einer Genauigkeit von 0,2 bis 0,4 g/h möglich.

5.3.4 Berechnung der Druckdifferenz am turbinenseitigen Dichtsegment

Wie in Kapitel 3.2 beschrieben, ist eine Abhängigkeit der Öl-Leckage von der Druckdifferenz am Dichtsegment anzunehmen. In den durchgeführten Versuchen wurden keine Messstellen direkt an den Dichtsegmenten angebracht. Daher ist eine berechnete Näherung auf Grundlage der Literatur und der vorhandenen Messgrößen erforderlich. In diesem Kapitel wird eine Vergleichsgröße zur Darstellung der Druckdifferenz am turbinenseitigen Dichtsegment aufgestellt. Mit Hilfe der berechneten Druckdifferenz am

turbinenseitigen Dichtsegment soll anschließend ein Zusammenhang der Öl-Leckage mit den Betriebspunkten des Turboladers beschrieben werden.

Am Dichtsegment liegen einerseits der Druck des Öls im Lagergehäuse und andererseits der Druck des Gases an. Es ist die Differenz der beiden Drücke zu bilden, um die Betriebsbedingungen am Lager zu beschreiben.

5.3.4.1 Berechnung I der Druckdifferenz auf Grundlage von Payri, Galindo et al.

Aufgrund der Versuche von Payri, Galindo et al. [23] (vgl. Kapitel 3.2.1) kann angenommen werden, dass der Öldruck am Dichtsegment qualitativ dem Druck im Ölauslasskanal angenähert werden kann. Der Druck hinter dem Turbinenrad verläuft ähnlich zum Druck nach der Turbine. Aufgrund der qualitativ vergleichbaren und übertragbaren Verläufe kann hier eine Vergleichsgröße eingeführt, durch welche die Druckdifferenz am turbinenseitigen Dichtsegment angenähert wird:

$$dp_{sealing,T,I} = p_{oil,out,atl} - p_{4,st} \quad (5.3)$$

Es ist eine konstantes Abweichung der nach Formel (5.3) berechneten Druckdifferenz zur realen Druckdifferenz am Dichtsegment zu erwarten, da lediglich die qualitativen Abhängigkeiten der Druckverläufe und keine absoluten Werte aus der Literatur auf die hier durchgeführten Versuche übertragbar sind. Es ist unbekannt welcher Turbolader eingesetzt wurde. Außerdem lag die Turboladerdrehzahl in einem anderen Betriebsbereich als die hier durchgeführten Versuche.

5.3.4.2 Berechnung II der Druckdifferenz auf Grundlage von Hung Nguyen-Schäfer

In diesem Abschnitt wird die Berechnung des Drucks hinter dem Turbinenrad nach Hung Nguyen-Schäfer durchgeführt (vgl. Kapitel 3.2.2) und damit die Druckdifferenz am Dichtsegment berechnet.

Für die Berechnung nach Formel (3.5) benötigten Werte des Druckes p_3 und p_4 werden die Messgrößen des statischen Drucks ausgewählt. Es wird angenommen, dass die Anströmrichtung des Abgases auf die Turbine konstruktiv so ausgelegt ist, dass das Turbinenrad angeströmt wird und der dynamische Anteil des Drucks somit keinen direkten Einfluss auf den Druck hinter dem Turbinenrad hat. Für die Größe p_3 stehen die Messwerte der Medusa und des Messrohres an Messstelle 3 zur Verfügung. Ein Vergleich aller Messpunkte des Versuchs zeigte, dass der statische Druck in der Medusa und der statische Druck im Messrohr nicht bedeutend abweichen und damit einen vernachlässigbaren Einfluss auf die berechnete Größe p_3^* haben. Nach [13] kann für den Isentropenexponenten des Abgases $k_g \approx 1,32$ konstant angenommen werden.

Mit dem berechneten Wert für den Druck hinter dem Turbinenrad p_{3^*} kann analog zu Formel (5.3) die Druckdifferenz am Dichtsegment gebildet werden:

$$dp_{sealing,T,II} = p_{oil,out,atl} - p_{3^*} \quad (5.4)$$

5.3.4.3 Vergleich der beiden Berechnungsmethoden

Im Folgenden werden die beiden aufgestellten Vergleichsgrößen zur Darstellung der Druckdifferenz am Dichtsegment miteinander verglichen. Für jede Drehzahlreihe des erstellten Verdichterkennfeldes (100.000, 120.000, 140.000 1/min) wurden drei Messpunkte angefahren. Es wurde jeweils zuerst der Punkt an der Pumpgrenze, dann der Punkt in der Mitte des Kennfeldes und zuletzt der Punkt an der Stopfgrenze eingeregelt.

Abbildung 5.21 zeigt die gemessenen Relativdrücke an Messstelle 3 und 4 sowie den nach Formel (5.4) (Berechnung II) berechneten Druck p_{3^*} . Die Messpunkte sind von niedriger zu hoher Drehzahl und von der Pumpgrenze zur Stopfgrenze hin sortiert.

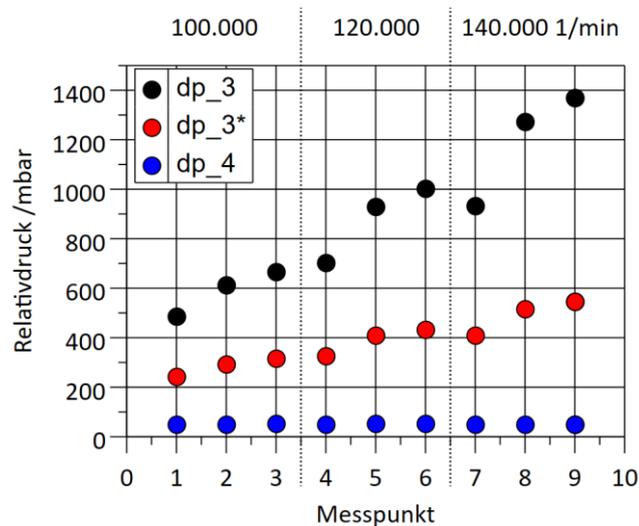


Abbildung 5.21: Drücke an Messstelle 3 und 4 sowie hinter dem Turbinenrad der Messpunkte des Verdichterkennfeldes

Nach Payri, Galindo et al. (Berechnung I) verändert sich der Gasdruck hinter dem Turbinenrad nicht, wenn der Druck an Messstelle 4 unverändert bleibt. Bei konstantem Druck p_4 , eingeregelt von der TBPU, ist der Druck hinter dem Turbinenrad also als konstant anzusehen.

Nach Hung Nguyen-Schäfer (Berechnung II) ändert sich der Druck hinter dem Turbinenrad p_{3^*} abhängig von p_3 und p_4 . Es ist zu beobachten, dass zu höheren Drehzahlen und zur Stopfgrenze hin der Druck immer weiter zunimmt.

5.3.5 Variation der Betriebsbedingungen

Durch gezielte Veränderung der Betriebsbedingungen des Abgasturboladers können die Druckverhältnisse am turbinenseitigen Dichtsegment verändert werden. In diesem

Kapitel werden die durchgeführten Variationen beschrieben und dessen Auswirkung auf die Druckdifferenz am Dichtsegment. Es wurde zuerst die Position im Kennfeld variiert, dann der Unterdruck an Messstelle 1 durch eine Drosselklappe erhöht und schließlich ein Abgasgegendruck nach der Turbine durch die TBPU eingestellt. Es wurde eine konstante Drehzahl von 140.000 1/min eingestellt. Dabei blieb das Öl-Gegendruckventil immer vollständig geöffnet um den Ölrücklauf möglichst drucklos zu halten. Der FID war, wie im Versuchsaufbau beschrieben, turbinenseitig installiert.

In Tabelle 5.1 ist der Einfluss der Position im Verdichter kennfeld auf verschiedene Größen dargestellt. Es werden die Betriebspunkte an der Pumpgrenze, in der Mitte des Verdichterkennfeldes und an der Stopfgrenze miteinander verglichen. Die zusätzlich eingebaute Drosselklappe an Messstelle 1 wurde dabei vollständig offen gehalten.

Tabelle 5.1: Einfluss der Position im Verdichterkennfeld auf den Abgasturbolader

Position im Verdichterkennfeld		Pumpgrenze	Mitte des Kennfeldes	Stopfgrenze
Drehzahl	1/min	140.000	140.000	140.000
DK-Stellung	%	100	100	100
Relativdruck (1)	mbar	-1	-31	-77
Relativdruck (2)	mbar	970	851	339
Relativdruck (3)	mbar	930	1265	1324
Relativdruck (4)	mbar	43	45	41
Öldruck im Auslass	mbar	5,7	6,9	16,5
Öl-Volumenstrom	l/min	0,563	0,566	0,848
Blowby	l/min	4,6	5,2	7,7
Druckdifferenz nach Ber. I $= p_{oil,out,atl} - p_{4,st}$	mbar	-37	-38	-24
Druckdifferenz nach Ber. II $= p_{oil,out,atl} - p_{3*}$	mbar	-397	-505	-509

DK: Drosselklappe (2): Messstelle 2 (4): Messstelle 4
 (1): Messstelle 1 (3): Messstelle 3 Ber.: Berechnungsmethode

Es ist erkennbar, dass von der Pumpgrenze zur Stopfgrenze hin der Unterdruck an Messstelle 1 zunimmt. Dies ist durch den höheren Verdichtermassenstrom erklärbar. An der Pumpgrenze wird der maximale Laderdruck (Messstelle 2) aufgebaut. Der Druck an Messstelle 3 steigt von der Pumpgrenze zur Stopfgrenze kontinuierlich. Der Druck nach der Turbine (Messstelle 4) wurde durch die TBPU möglichst konstant eingeregelt. Der Öldruck im Auslass nimmt zur Stopfgrenze hin deutlich zu. Dies ist durch den höheren Öl-Volumenstrom und durch den Anstieg des Blowbys erklärbar. Die Druckdifferenzen am turbinenseitigen Dichtsegment sind nach Berechnungsmethode I und II für alle Betriebspunkte negativ. Das bedeutet, dass der Gasdruck höher ist als

der Öldruck. Sinnvoller Weise ist auch in allen Punkten Blowby im Ölkreislauf erfasst worden. Die Druckdifferenz nach Berechnungsmethode I nimmt von der Pumpgrenze zur Stopfgrenze hin leicht ab. Nach Berechnungsmethode II ist ein entgegengesetzter Verlauf erkennbar, der auch einen größeren Gradienten zwischen den Messpunkten zeigt. Begründet man die Höhe des Blowbys durch die Höhe des anliegenden Druckgefälles über dem Dichtsegment, so liegt nahe, dass Berechnungsmethode II einen sinnvollen Zusammenhang darstellt. Die Druckdifferenz am Dichtsegment ist an der Pumpgrenze am niedrigsten. Damit ist auch der Druck hinter dem Turbinenrad in diesem Betriebspunkt am niedrigsten. Es ist somit zu erwarten, dass eine turbinenseitige Öl-Leckage als erstes an der Pumpgrenze auftritt.

In Tabelle 5.2 ist die Variation der Drosselklappen-Stellung an Messposition 1 dargestellt. Es werden drei Messpunkte miteinander verglichen: 100 %, 60 % und 50 % geöffnete Drosselklappe. Durch Schließen der Drosselklappe wird ein Unterdruck vor dem Verdichter erzeugt. Dies simuliert beispielweise eine verstopfte Luftfilteranlage im realen Einsatz des Turboladers im Fahrzeug [29].

Tabelle 5.2: Einfluss des Unterdrucks vor dem Verdichter auf den Abgasturbolader

Position im Verdichterkennfeld		Mitte des Kennfeldes	Mitte des Kennfeldes	Mitte des Kennfeldes
Drehzahl	1/min	140.000	140.000	140.000
DK-Stellung	%	100	60	50
Relativdruck (1)	mbar	-31	-56	-98
Relativdruck (2)	mbar	851	808	710
Relativdruck (3)	mbar	1265	1259	1232
Relativdruck (4)	mbar	45	44	42
Öldruck im Auslass	mbar	6,9	6,8	7,4
Öl-Volumenstrom	l/min	0,566	0,566	0,566
Blowby	l/min	5,2	5,3	6,1
Druckdifferenz nach Ber. I $= p_{oil,out,atl} - p_{4,st}$	mbar	-38	-37	-35
Druckdifferenz nach Ber. II $= p_{oil,out,atl} - p_{3*}$	mbar	-505	-502	-491

DK: Drosselklappe (2): Messstelle 2 (4): Messstelle 4
(1): Messstelle 1 (3): Messstelle 3 Ber.: Berechnungsmethode

Es ist erkennbar, dass der absolute Druck an Messstelle 1 sinkt, wenn die Drosselklappe weiter geschlossen wird. Simultan sinken auch die Drücke an den Messstellen 2, 3 und 4. Der Unterdruck an Messstelle 1 bewirkt also, dass das Druckniveau an allen Messpositionen sinkt. Die Druckdifferenz am Dichtsegment sinkt nach beiden Berechnungsmethoden. Dies ist auf das sinkende Druckniveau an allen Messstellen und damit auch auf einen niedrigen Druck hinter dem Turbinenrad zurückzuführen. Eine mögliche Öl-Leckage ist unter diesen Bedingungen begünstigt.

Bei erhöhtem Unterdruck vor dem Verdichter ist nach den berechneten Druckdifferenzen also auch weniger Blowby zu erwarten. Gegensätzlich ist jedoch zu beobachten, dass das Blowby zunimmt. Auch der Öldruck im Auslass steigt an. Möglicherweise ist dieses Phänomen jedoch darauf zurückzuführen, dass bei der Regelung der Drosselklappe Schwingungen auftraten, die Druckpulsationen an Messstelle 1 und damit auch Drehzahlschwankungen bewirkten. Gerade die Druckpulsationen könnten das Blowby begünstigen.

In Tabelle 5.3 sind die Auswirkungen eines erhöhten Abgasendrucks dargestellt. Im realen Betrieb des Abgasturboladers im Fahrzeug kann dieser Fall beispielsweise durch einen zu hohen Strömungswiderstand der Abgasanlage eintreten [29].

Tabelle 5.3: Einfluss des Abgasendrucks auf den Abgasturbolader

Position im Verdichterkennfeld		Mitte des Kennfeldes	Mitte des Kennfeldes
Drehzahl	1/min	140.000	140.000
DK-Stellung	%	100	100
Relativdruck (1)	mbar	-31	-30
Relativdruck (2)	mbar	851	863
Relativdruck (3)	mbar	1265	1818
Relativdruck (4)	mbar	45	539
Öldruck im Auslass	mbar	6,9	8,2
Öl-Volumenstrom	l/min	0,566	0,569
Blowby	l/min	5,2	8,4
Druckdifferenz nach Ber. I $= p_{oil,out,atl} - p_{4,st}$	mbar	-38	-531
Druckdifferenz nach Ber. II $= p_{oil,out,atl} - p_{3*}$	mbar	-505	-1052

DK: Drosselklappe (2): Messstelle 2 (4): Messstelle 4
 (1): Messstelle 1 (3): Messstelle 3 Ber.: Berechnungsmethode

Der Druck nach der Turbine wurde durch die TBPU um 500 mbar erhöht. Der erhöhte Abgasendruck hat keine Einflüsse auf die Drücke vor und nach dem Verdichter. Der Druck vor der Turbine steigt in etwa im gleichen Maße wie der Druck nach der Turbine. Die Druckdifferenz am Dichtsegment steigt nach beiden Berechnungsmethoden auch um etwa 500 mbar an. Somit ist eine Erhöhung des Blowbys zu erwarten, was sich im Versuch bestätigt hat. Der durch das Blowby erhöhte Durchsatz im Ölrücklauf bewirkt einen Anstieg des Öldrucks im Auslass, was zusätzlich durch den leicht erhöhten Öl-Volumenstrom verstärkt wird.

Bei allen durchgeführten Variationen der Betriebspunkte des Abgasturboladers war die Druckdifferenz am Dichtsegment negativ. Der Gasdruck überschritt also den Druck des Öls an der Dichtung. Das bestätigt sich durch das durchweg erfasste Blowby. Während

dieser Versuche wurden keine Kohlenwasserstoffe turbinenseitig detektiert. Somit wird angenommen, dass keine Öl-Leckage auftrat. Die statischen Drücke vor und nach der Turbine erzeugten immer ein ausreichend hohes Druckniveau, um eine Öl-Leckage zu verhindern.

5.3.6 Erhöhung des Öl-Gegendrucks

Wie im vorherigen Kapitel beschrieben, wurden in den bisherigen Versuchen keine Betriebspunkte erreicht, die eine turbinenseitige Öl-Leckage provozieren konnten. In diesem Versuch wurden Punkte aus der standardisierten Kennfeldvermessung (Kapitel 5.3.3) angefahren und anschließend der Öldruck im Ölrücklauf durch Verstellung des Öl-Gegendruckventils erhöht. Im realen Betrieb des Turboladers im Fahrzeug kann dieser Fall beispielsweise durch eine verstopfte oder deformierte Öl-Rücklaufleitung oder durch eine defekte Kurbelgehäuseentlüftung eintreten [29]. Der Versuch wurde ansonsten unter unveränderten Randbedingungen durchgeführt. Es wurden die gleichen Drehzahllinien der standardisierten Kennfeldvermessung angefahren (100.000 1/min, 120.000 1/min, 140.000 1/min). Pro Drehzahllinie wurde jeweils der Punkt an der Pumpgrenze, der Punkt in der Mitte des Kennfeldes und der Punkt an der Stopfgrenze angefahren.

Zuerst werden die Beobachtungen am ATL beim Erhöhen des Öl-Gegendrucks bis zur provozierten Öl-Leckage beschrieben. Anschließend werden die Schwellwerte, ab denen turbinenseitig HC's detektiert wurden, in Verdichterkennfeldern dargestellt. Danach wird die Kohlenwasserstoffkonzentration in Abhängigkeit der Druckdifferenz an der turbinenseitigen Wellendichtung quantifiziert.

5.3.6.1 Beobachtungen am ATL beim Erhöhen des Öl-Gegendrucks

Um die erzielten Veränderungen zu beschreiben, wird im Folgenden exemplarisch der mittlere Messpunkt der Drehzahllinie mit 120.000 1/min ausgewählt (Abbildung 5.22). Dieser Betriebspunkt wurde ausgewählt, da er sich in der Mitte des erstellten Verdichterkennfeldes befindet und einen hohen isentropen Verdichterwirkungsgrad aufweist. Die Beobachtungen folgen für alle angefahrenen Punkte dem gleichen Prinzip und sind somit qualitativ übertragbar.

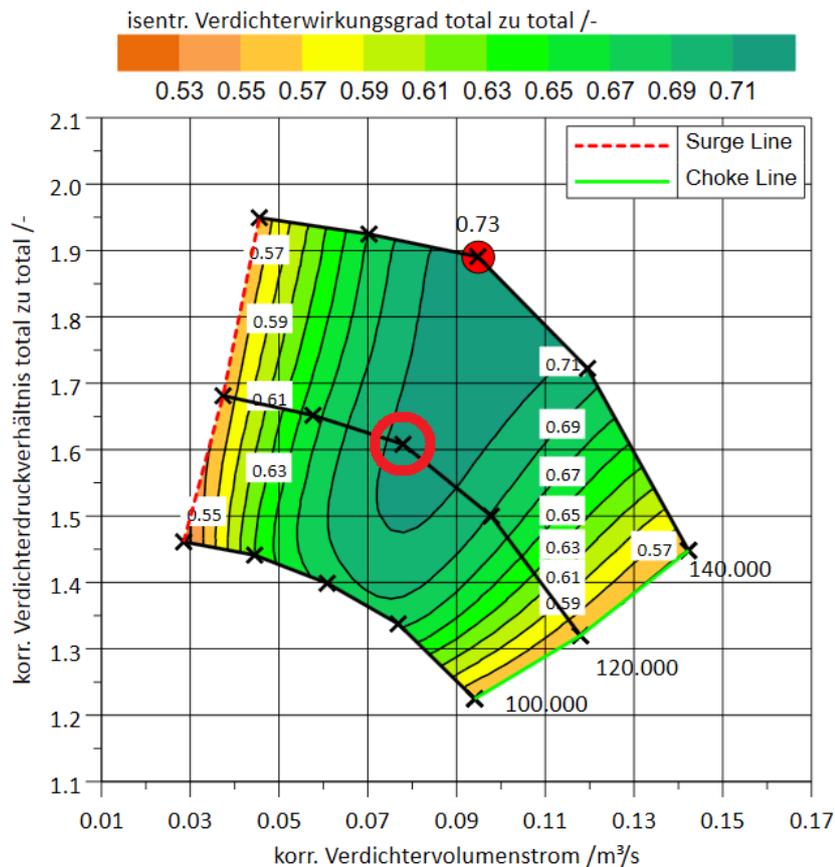


Abbildung 5.22: Charakteristisches Verdichterkennfeld mit ausgewähltem Messpunkt (roter Kreis)

Alle Messwerte werden in der kontinuierlichen Messwertabspeicherung mit einer Frequenz von 1 Hz erfasst. Zusätzlich werden die angefahrenen Messpunkte in einer Punkt-Datei abgespeichert. In den folgenden Abbildungen werden die Kurven des 1 Hz-Schreibers als Linien und die gespeicherten Messpunkte als rote Punkte dargestellt. Alle Diagramme werden im gleichen Zeitfenster auf der x-Achse dargestellt und können somit direkt verglichen werden. Zur besseren Vergleichbarkeit ist die zusammenhängende Darstellung der Diagramme im Anhang (siehe Anhang 4) angefügt.

Als erstes wurde der Betriebspunkt der standardisierten Kennfeldvermessung im halb-automatischen Betrieb des Prüfstands eingeregelt und nach Einhaltung der Beharrungskriterien [28] abgespeichert. Durch die anschließende Umstellung des Betriebsmodus auf den Handbetrieb ist das automatisierte Nachregeln des Prüfstands unterbunden (vgl. Kapitel 5.3.1.1). Dadurch sind alle sprungartigen Veränderungen in den Messgrößen auf die Veränderung des Drucks im Ölrücklauf zurückzuführen. Ein langsames Driften des Messpunktes wurde so weit wie möglich unterbunden, da die Umstellung des Betriebsmodus erst nach Einhalten der Beharrungskriterien erfolgte. Im nächsten Schritt wurde der Öldruck im Ölrücklauf erhöht, bis ein erster Anstieg der Kohlenwasserstoffkonzentration erkennbar war. Auch hier wurde ein Messpunkt abgespeichert. Anschließend wurde der Öl-Gegendruck erneut um die kleinste Abstufung des Gegendruckventils erhöht und die Messdaten abgespeichert.

Die in diesem Versuch gemessene Kohlenwasserstoffkonzentration ist eindeutig auf eine Öl-Leckage des ATL zurückzuführen, da der Versuchsaufbau und die Ergebnisse der Vermessung des Heißgasgenerators (Kapitel 5.2) keine anderen Quellen zulassen.

In Abbildung 5.23 wird der Verlauf des Öldrucks im Auslasskanal, das Blowby und die Kohlenwasserstoffkonzentration über der Zeitachse dargestellt. Außerdem ist der nach Kapitel 4.2 berechnete Ölverbrauch auf der zweiten Y-Achse dargestellt. Die gemessene Kohlenwasserstoffkonzentration und der berechnete Ölverbrauch kann in diesem Fall in einem Diagramm dargestellt werden, da alle Messpunkte bei gleichem Massenstrom und gleicher Gaskonstante aufgenommen wurden, und somit ein direkt proportionaler Zusammenhang vorliegt.

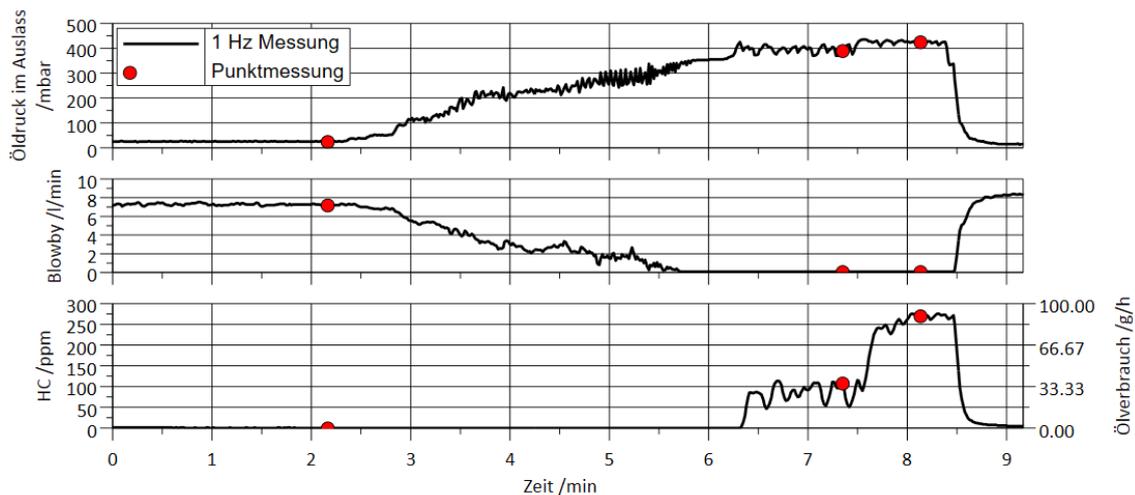


Abbildung 5.23: Verlauf des Drucks im Öl-Auslasskanal, Blowby und HC-Konzentration bzw. Ölverbrauch

Mit Zunahme des Öl-Gegendrucks nimmt das Blowby ab, bis es auf 0,00 l/min abfällt. Eine Unterscheidung, wie viel Blowby turbinenseitig und wie viel verdichterseitig in den Ölkreislauf eingetragen wurde, ist nicht möglich. Bei weiterer Zunahme des Öl-Gegendrucks werden turbinenseitig Kohlenwasserstoffe gemessen. Es ist zu beobachten, dass nach überschreiten eines Schwellwertes der FID Kohlenwasserstoffe detektiert. Die Konzentration steigt schlagartig stark an. Eine weitere Erhöhung des Öl-Gegendrucks bewirkt eine erneut signifikant steigende Öl-Leckage. Es kann somit ein direkter Zusammenhang der turbinenseitigen Öl-Leckage mit dem Druck im Öl-Auslasskanal festgestellt werden.

In Abbildung 5.24 wird der Öl-Volumenstrom (gemessen im Ölvorlauf) und die Temperaturen am ATL-Gehäuse sowie im Ölrücklauf über der Zeitachse dargestellt. Mit Zunahme des Öl-Gegendrucks nimmt der Öl-Volumenstrom kontinuierlich ab. Ab Eintreten der Öl-Leckage nimmt der Öl-Volumenstrom nochmals signifikant ab und gleichzeitig steigt die Temperatur im Ölrücklauf stark an, obwohl die Öl-Konditioniereinheit die Öl-Temperatur im Vorlauf auf konstant 100 °C konditioniert. Gleichzeitig steigt auch die ATL-Gehäusetemperatur an allen Messpositionen. Eine Ableitung der Wärme durch das Öl ist bei diesem geringen Volumenstrom nicht mehr in dem erforderlichen Maße möglich.

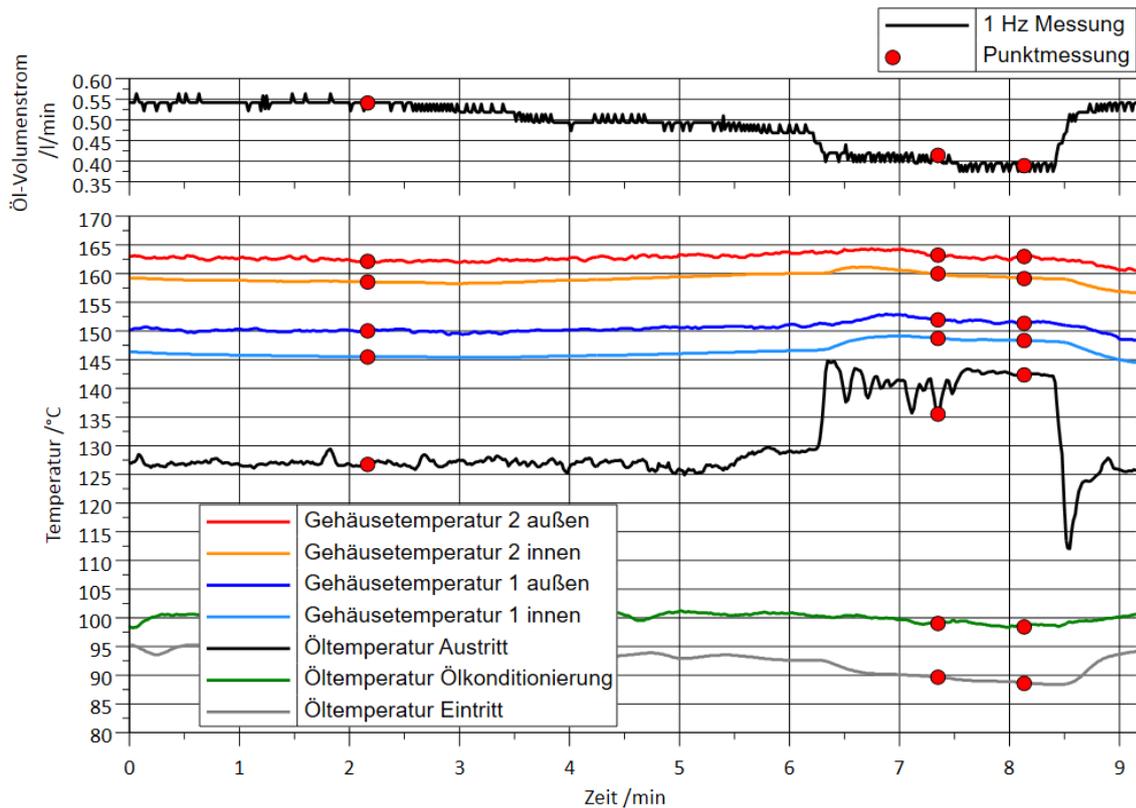


Abbildung 5.24: Verlauf des Öl-Volumenstroms und der Temperaturen am ATL-Gehäuse, im Öleintritt und Ölaustritt

In Abbildung 5.25 ist die ATL-Drehzahl, der korrigierte Verdichtervolumenstrom und das korrigierte Verdichterdruckverhältnis total zu total auf der Zeitachse dargestellt. Es ist ein Drehzahleinbruch zu erkennen, sobald die turbinenseitige Öl-Leckage auftritt. Dieser Drehzahleinbruch wird wie beschrieben durch die Umstellung des Betriebsmodus in den Handbetrieb durch die Prüfstandsregelung nicht ausgeglichen. Mit weiter zunehmendem Öl-Gegendruck fällt die Drehzahl erneut ab. Das Abfallen der Drehzahl kann dadurch erklärt werden, dass die Reibleistung des Turboladers zunimmt, sobald Öl austritt. Die veränderten Druckverhältnisse am Lager könnten auch eine axiale Verschiebung der Welle hervorrufen. Möglicherweise hängt der Drehzahleinbruch auch mit der Temperaturzunahme des Gehäuses und des Öls und der sich dadurch verändernden Viskosität des Öls zusammen. Nach der typischen Charakteristik eines Laders nach Strömungsbauart sinkt bei niedrigerer Drehzahl der Fördervolumenstrom und es ist ein niedrigeres Druckverhältnis erreichbar [2]. Dieses Phänomen ist auch bei dem hier getesteten Lader erkennbar.

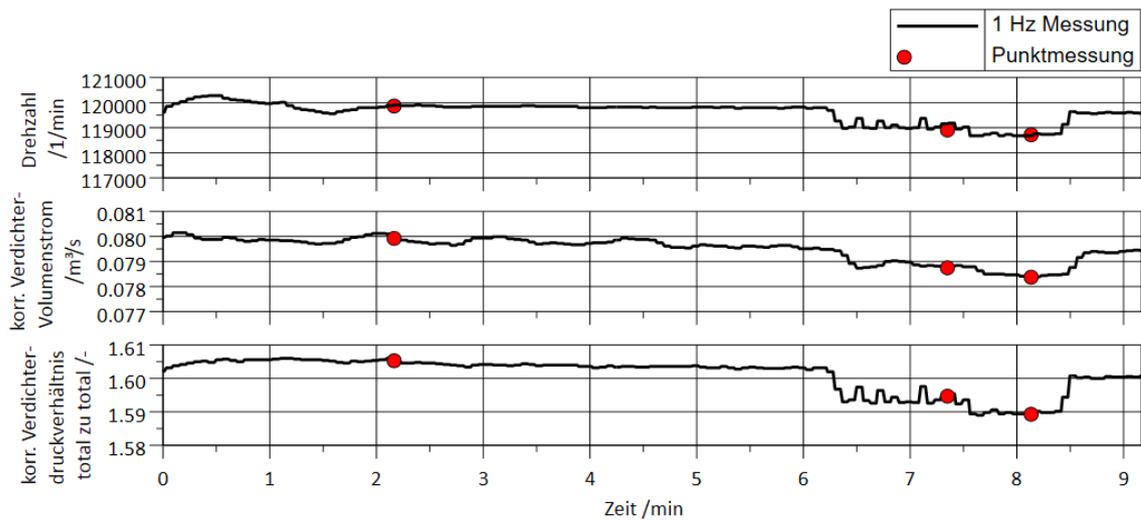


Abbildung 5.25: Verlauf der ATL-Drehzahl, des korrigierten Verdichtervolumenstroms und des korrigierten Verdichterdruckverhältnisses total zu total

5.3.6.2 Druckdifferenzen am Dichtsegment ab denen die Öl-Leckage auftritt

In Kapitel 5.3.6.1 wurden die Beobachtungen am Turbolader beim Auftreten der turbinenseitigen Öl-Leckage dargestellt. Es war zu beobachten, dass ab überschreiten eines Öl-Gegendrucks turbinenseitig Kohlenwasserstoffe detektiert wurden. Im Folgenden werden diese betriebspunktabhängigen Schwellwerte durch die berechneten Druckdifferenzen am Dichtsegment ausgedrückt und auf der z-Achse des Verdichterkennfeldes dargestellt.

Bei der Interpretation dieser Ergebnisse ist zu beachten, dass das Öl-Gegendruckventil nur stufenweise in 0,1%-Schritten der Ventilöffnung verstellbar ist (vgl. Kapitel 5.3.1.10). Ein Schritt bedeutet dabei eine mittlere Druckerhöhung von 44 mbar (vgl. Kapitel 5.3.6.3).

In Abbildung 5.26 ist das Verdichterkennfeld dargestellt, in welchem auf der z-Achse der Öldruck im Ölaustritt in mbar aufgetragen wurde, ab dem die Öl-Leckage turbinenseitig auftritt.

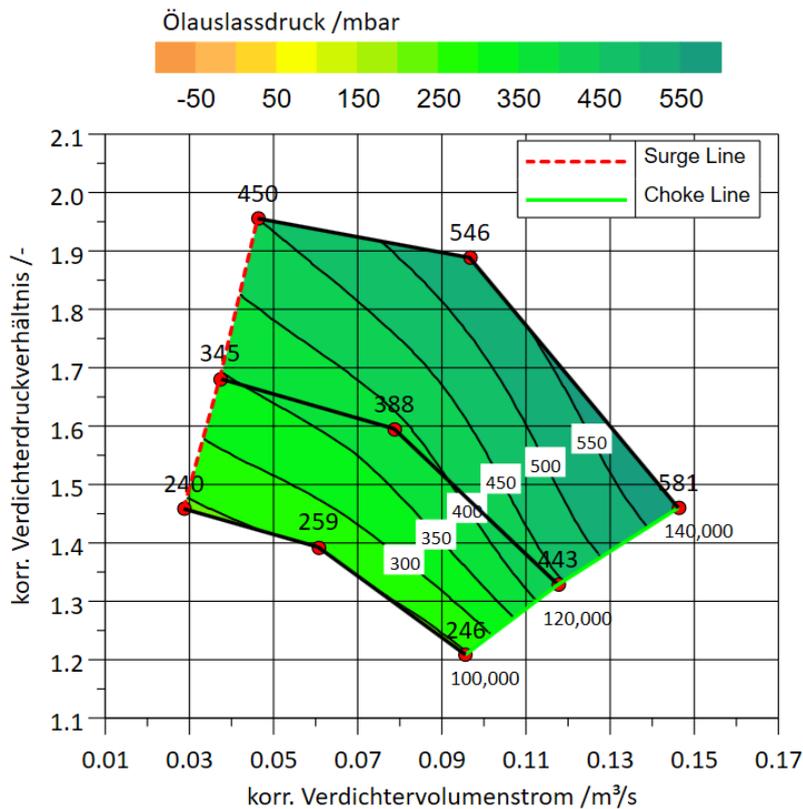


Abbildung 5.26: Schwellwert des Ölauslassdrucks ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichterkennefeld

Es ist eine Drehzahlabhängigkeit der Schwellwerte erkennbar. Bei höherer Drehzahl wird ein höherer Öl-Gegendruck im Auslasskanal benötigt, um eine turbinenseitige Öl-Leckage zu provozieren. Außerdem ist eine Tendenz erkennbar, dass zur Stopfgrenze hin ein höherer Druck benötigt wird. Diese Beobachtung deckt sich mit den Erwartungen, die in Kapitel 5.3.5 gestellt wurden.

Druckdifferenz nach Berechnung I auf Grundlage von Simon, Lang et al.

Nach Formel (5.3) haben nur der Ölauslassdruck und der Druck p_4 einen Einfluss auf die Druckdifferenz an der Wellendichtung. Der Druck an Messstelle 4 wurde durch die TBPU auf konstant 1050 mbar eingeregelt. Bei der Darstellung der Druckdifferenz nach Berechnung I ist also qualitativ derselbe Zusammenhang wie in Abbildung 5.26 zu erwarten.

In Abbildung 5.27 ist das Verdichterkennefeld dargestellt, wobei auf der z-Achse die Druckdifferenz nach Berechnung I in mbar aufgetragen wurde, ab der die Öl-Leckage turbinenseitig auftritt.

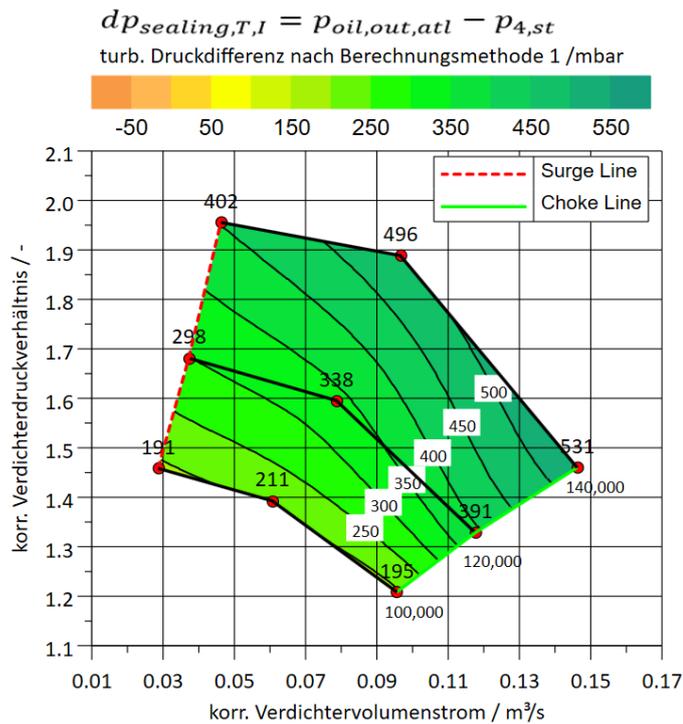


Abbildung 5.27: Schwellwert der turbinenseitigen Druckdifferenz nach Berechnungsmethode I ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichter kennfeld

Die dargestellten Ergebnisse können so gedeutet werden, dass die Wellendichtung bis zu einer bestimmten Druckdifferenz gegen das Öl erfolgreich abdichtet. Erst wenn der Überdruck des Öls an der Dichtung zu groß wird, erfüllt die Wellendichtung seine Aufgabe nicht mehr. Die Folge ist ein Leakagestrom des Öls vom Lagergehäuse ins Turbinengehäuse.

Es ist erkennbar, dass bei höheren Drehzahlen höhere Druckdifferenzen an der Wellendichtung benötigt werden um eine Leckage zu provozieren. Die Differenz zwischen dem kleinsten Schwellwert und dem größten Schwellwert liegt bei 340 mbar. Ein möglicher Grund ist, dass die Funktion der Wellendichtung von der Drehzahl abhängt. Bei hohen Drehzahlen der Läuferwelle wird das Öl von der Welle geschleudert [4], was die Dichtwirkung verstärken kann.

Druckdifferenz nach Berechnung II auf Grundlage von Hung Nguyen-Schäfer

Die nach Formel (5.4) berechnete Druckdifferenz, ab der die Öl-Leckage auftritt, ist in Abbildung 5.28 auf der z-Achse des Verdichter kennfeldes dargestellt.

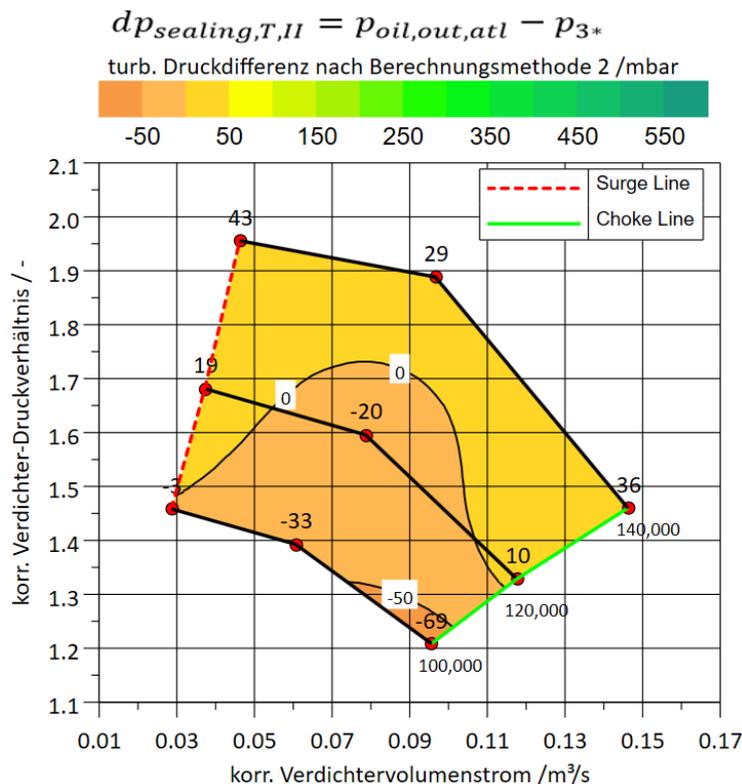


Abbildung 5.28: Schwellwert der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode II ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichter kennfeld

Es ist erkennbar, dass bei vier von neun Messpunkten die Druckdifferenz an der Wellendichtung nach Formel (5.4) negativ ist. In diesen Punkten ist also der Gasdruck größer als der Öldruck im Auslasskanal, obwohl Kohlenwasserstoffe im Abgas detektiert wurden. Auch bei dieser Berechnungsmethode ist eine Drehzahlabhängigkeit mit steigender Druckdifferenz hin zu höheren Drehzahlen erkennbar. Der Gradient ist jedoch deutlich flacher als nach Berechnung I. Zwischen der kleinsten und der größten Druckdifferenz im Kennfeld liegen nur 112 mbar. Der Mittelwert aller Schwellwerte liegt bei 1 mbar Druckdifferenz. Es liegt somit die Vermutung nahe, dass die Öl-Leckage auftritt sobald der Öldruck am Dichtsegment größer ist als der Gasdruck hinter dem Turbinenrad. Diese Aussage gilt mit einer Toleranz von etwa 50 mbar, was in etwa der Abstufung der Verstellung des Öl-Gegendruckventils entspricht. Mit der Möglichkeit einer genaueren Abstufung des Öl-Gegendruckventils und damit einer feineren Regelung des Öldrucks im Auslasskanal könnte eine genauere Aussage getroffen werden.

Die Größe des Druck p_3 fließt nach Formel (3.5) mit in die Berechnung des Drucks hinter dem Turbinenrad ein. Wie in Abbildung 5.21 gezeigt, herrscht bei gleicher Drehzahl vor der Turbine (Messstelle 3) an der Stopfgrenze ein höherer Druck als an der Pumpgrenze. Somit wird an der Stopfgrenze ein höherer Wert des Öl-Gegendrucks gebraucht um den Gasdruck hinter dem Turbinenrad zu überwinden. Eine unterschiedliche Wirksamkeit der Dichtung abhängig vom Betriebspunkt an der Pumpgrenze oder der Stopfgrenze wird nach Berechnung II widerlegt, da kein Gradient innerhalb der

Drehzahllinien erkennbar ist. Stattdessen sprechen die Ergebnisse dafür, dass die Öl-Leckage alleine von der Druckdifferenz getrieben wird.

5.3.6.3 Quantifizierung der Kohlenwasserstoffkonzentration in Abhängigkeit der Druckdifferenz am Dichtsegment

In diesem Kapitel soll gezeigt werden, dass mit dem Versuchsaufbau nicht nur gemessen werden kann, ob eine Leckage vorliegt, sondern dass diese auch quantifiziert werden kann.

Dazu wird in Abbildung 5.29 die gemessene Kohlenwasserstoffkonzentration über der Druckdifferenz nach Berechnung I und II aufgetragen. Mit dieser Darstellung kann außerdem die Abhängigkeit des Leckagestroms von der Druckdifferenz an der Wellendichtung gezeigt werden. Pro Drehzahllinie und Position im Verdichterkennfeld (Pumpgrenze, Mitte des Kennfeldes, Stopfgrenze) werden jeweils drei Punkte zusammenhängend dargestellt. Der erste Messpunkt ist der Betriebspunkt, bei dem gerade noch keine Leckage auftritt, obwohl der Öl-Gegendruck bereits erhöht wurde. Der zweite Messpunkt ist der Betriebspunkt, bei dem der Öl-Gegendruck gerade soweit erhöht wurde, dass der erste Anstieg der Kohlenstoffkonzentration detektiert wurde. Der dritte Messpunkt wurde nach erneuter Erhöhung des Öl-Gegendrucks gespeichert. Dieser letzte Messpunkt fehlt bei den drei Kurven der Drehzahllinie mit 140.000 1/min, da er aus zeittechnischen Gründen nicht angefahren werden konnte.

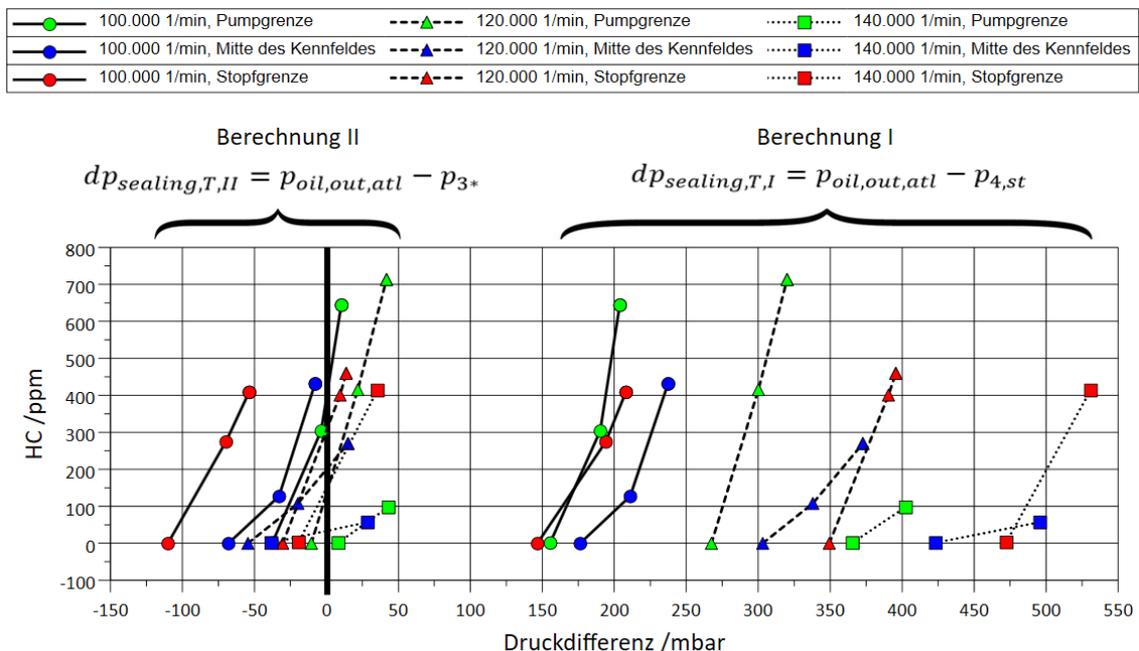


Abbildung 5.29: HC-Konzentrationen über der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode I und II

Für beide Berechnungsmethoden der Druckdifferenz an der Wellendichtung ist übergreifend erkennbar, dass für alle Kurven bei höher Druckdifferenz eine größere Leckage auftritt. Damit wird belegt, dass die Druckdifferenz verantwortlich für die Höhe des Leckagestroms ist. Es wird hiermit außerdem gezeigt, dass mit dem Versuchsaufbau

die Quantität des Leckagestroms für jeden Betriebspunkt einzeln aufgelöst gemessen werden kann.

Nach Formel (3.1) ist die Öl-Leckage proportional zur Druckdifferenz am Dichtsegment. Ein proportionaler Zusammenhang kann mit den Ergebnissen nicht eindeutig gezeigt werden. Es ist aber ersichtlich, dass alle Kurven entweder eine konstante Steigung aufzeigen oder die Steigung zunimmt. Es ist also anzunehmen, dass entweder ein proportionaler oder polynomial bzw. exponentiell steigender Zusammenhang zwischen der Druckdifferenz und der Öl-Leckage besteht.

Die in Abbildung 5.29 gewählte Darstellung kann die bereits in Kapitel 5.3.6.2 getroffenen Aussagen unterstützen. Für Berechnungsmethode I ist die Drehzahlabhängigkeit der Druckdifferenz erkennbar. Bei höheren Drehzahlen wird eine größere Druckdifferenz benötigt um einen Leckagestrom zu provozieren. Alle Messpunkte liegen beim ersten Auftreten einer Öl-Leckage innerhalb einer Druckdifferenzbreite von 340 mbar. Im Vergleich dazu liegen alle Messpunkte beim ersten Auftreten einer Öl-Leckage nach Berechnungsmethode II innerhalb einer Druckdifferenzbreite von 112 mbar. Die einzelnen Kurven liegen also deutlich näher beieinander, was für die Qualität der Berechnungsmethode II spricht. Außerdem ist ersichtlich, dass die Messpunkte nach Methode II im Bereich des Druckgleichgewichts (0 mbar) liegen. Die Vermutung liegt nahe, dass die Öl-Leckage auftritt, sobald der Öldruck größer als der Gasdruck am Dichtsegment ist.

In dieser Darstellung ist außerdem ersichtlich, wie groß der Drucksprung im Öl-Auslass zwischen gerade noch keiner Öl-Leckage und dem ersten Auftreten einer Öl-Leckage ist. Dies entspricht der Differenz des Öldrucks im Auslass zwischen dem ersten und dem zweiten Messpunkt jeder Kurve. Zwischen diesen Punkten wurde die Öffnung des Öl-Gegendruckventils um eine kleinste verstellbare Stufe (0,1 %) geschlossen. Berechnung I stellt genau diesen Drucksprung auf der x-Achse dar, weil nach dieser Berechnungsmethode der konstante Druck an Messstelle 4 vom Öldruck im Ölauslass subtrahiert wird. Der Drucksprung beträgt im Mittel 44 mbar. Diese Information ist wichtig, um die Genauigkeit der Messergebnisse einordnen zu können.

Abbildung 5.30 stellt so wie Abbildung 5.29 den Zusammenhang zwischen Druckdifferenz am Dichtsegment nach Berechnungsmethode II und der Öl-Leckage dar. Auf den Y-Achsen ist jedoch der nach Kapitel 4.2 berechnete Ölverbrauch in g/h sowie in ml/h angegeben (Ölvolumen bei 15 °C). Damit ist der Ölverbrauch in der üblichen Darstellungsform angegeben. Die Messpunkte vor Eintreten der Öl-Leckage wurden zur besseren Übersichtlichkeit nicht dargestellt.

—●— 100.000 1/min, Pumpgrenze	- - -▲- - - 120.000 1/min, Pumpgrenze■..... 140.000 1/min, Pumpgrenze
—●— 100.000 1/min, Mitte des Kennfeldes	- - -▲- - - 120.000 1/min, Mitte des Kennfeldes■..... 140.000 1/min, Mitte des Kennfeldes
—●— 100.000 1/min, Stopfgrenze	- - -▲- - - 120.000 1/min, Stopfgrenze■..... 140.000 1/min, Stopfgrenze

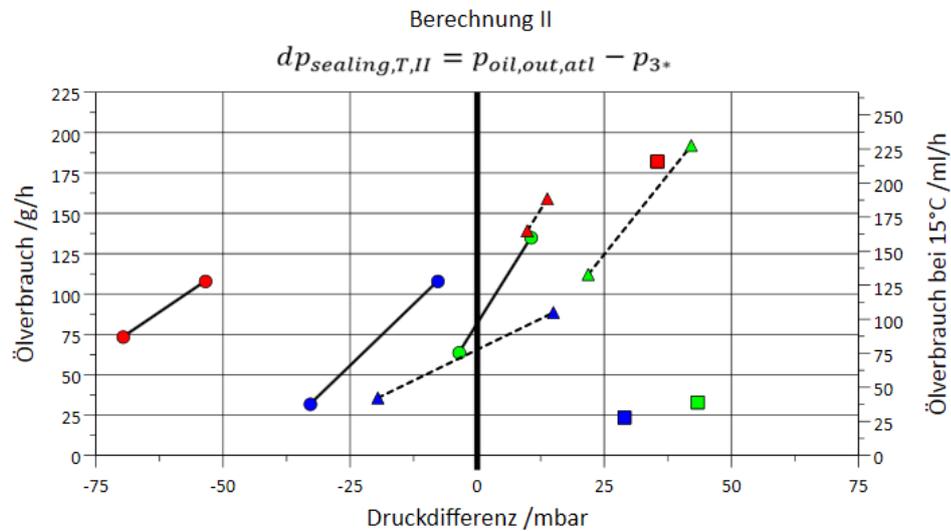


Abbildung 5.30: Ölverbrauch über der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode II

5.4 Messungen nach dem Verdichter

In diesem Kapitel werden die Versuche beschrieben, bei dem der FID verdichterseitig installiert wurde. Es soll experimentell überprüft werden, ob eine Messung von Schmierölanteilen in der Ladeluft mit einem FID möglich ist.

5.4.1 Versuchsaufbau

In diesem Kapitel wird der Versuchsaufbau dargestellt. Die Beschreibung beschränkt sich jedoch auf die Unterschiede im Vergleich zum Aufbau des FID auf Turbinenseite (Kapitel 5.3.1).

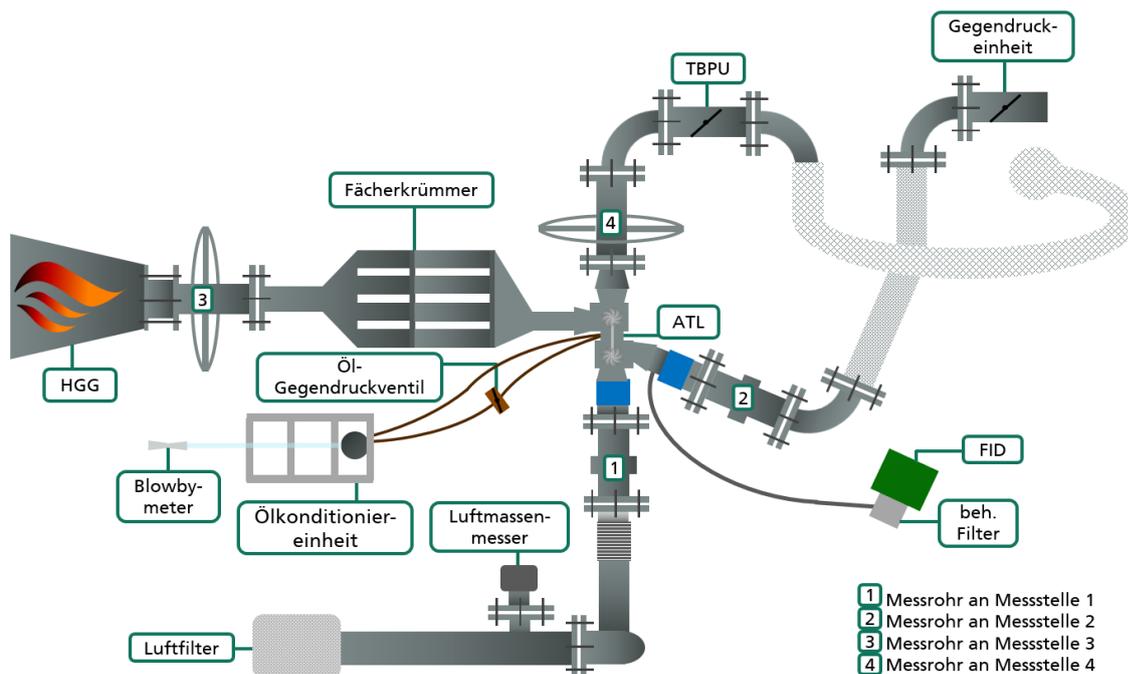


Abbildung 5.31: Aufbauplan ATL mit verdichterseitiger Probenahme

Die verdichterseitige Probenahme des FID ist direkt am Austritt aus dem Verdichtergehäuse positioniert. Dafür wurde ein Verdichteranschluss aus Aluminium mit einer Entnahmestelle gefertigt. Analog zur Probenahme auf Turbinenseite ragt auch hier die abgeschrägte Messlanze bis zur Mitte des Rohres. Bei manchen Betriebspunkten des Abgasturboladers herrschen hohe Drücke nach dem Verdichter. Der FID kann bis zu einem Überdruck von 250 mbar am Geräte-Eingang ohne Messverfälschung betrieben werden [25]. Daher wurde in der Probenahmeleitung eine Druckreduzierung durch einen Bypass bewirkt.

Bis auf die verdichterseitige Probenahme des FID sind der Aufbau und alle Messstellen identisch zum Aufbau mit turbinenseitiger Probenahme des FID (vgl. Kapitel 5.3.1). Daher wurde auf eine Ausführung in diesem Kapitel verzichtet.

5.4.2 Versuchsplan

Zuerst soll eine standardisierte Kennfeldvermessung mit Probenahme auf Verdichterseite durchgeführt werden, um experimentell zu überprüfen, ob im normalen Betrieb Kohlenwasserstoffe aus dem Schmieröl vom FID gemessen werden können. Anschließend wird analog zu den Versuchen mit turbinenseitiger Probenahme der Öldruck im Auslasskanal des Turboladers erhöht, um eine verdichterseitige Öl-Leckage zu provozieren.

5.4.3 Berechnung der Druckdifferenz am verdichterseitigen Dichtsegment

Analog zu Kapitel 5.3.4 kann auch für das verdichterseitige Dichtsegment die Druckdifferenz berechnet werden. Wie bereits beschrieben wurden in den durchgeführten Versuchen keine Messstellen direkt an den Dichtsegmenten angebracht. Daher ist eine berechnete Näherung auf Grundlage der Literatur und der vorhandenen Messgrößen erforderlich.

5.4.3.1 Berechnung I der Druckdifferenz auf Grundlage von Payri, Galindo et al.

Wie in Kapitel 3.2.1 dargestellt, kann nach den Ergebnissen von Payri, Galindo et al. [23] der Druck hinter dem Verdichterrad als Mittelwert zwischen den Drücken am Verdichtereintritt und –austritt angenähert werden. Analog zur Berechnung der turbinenseitigen Druckdifferenz (Formel (5.3)) wird die Druckdifferenz am verdichterseitigen Dichtsegment berechnet:

$$dp_{sealing,v,I} = p_{oil,out,atl} - \left(\frac{p_{2,st} + p_{1,st}}{2} \right) \quad (5.5)$$

5.4.3.2 Berechnung II der Druckdifferenz auf Grundlage von Hung Nguyen-Schäfer

Nach Formel (3.4) kann der Druck hinter dem Verdichterrad p_{2*} berechnet werden (vgl. Kapitel 3.2.2). Nach [13] kann der Isentropenexponent der Ladeluft $k_a \approx 1,4$ als konstant angenommen werden. Für r_c (reaction degree) wird ein mittlerer Wert von 0,575 angenommen [13]. Anschließend kann analog zur Berechnung der turbinenseitigen Druckdifferenz (Formel (5.4)) die Druckdifferenz am verdichterseitigen Dichtsegment berechnet werden:

$$dp_{sealing,v,II} = p_{oil,out,atl} - p_{2*} \quad (5.6)$$

5.4.4 Ergebnisse einer standardisierten Kennfeldvermessung

Analog zu den Versuchen in Kapitel 5.3.3 wurde die gleiche standardisierte Kennfeldvermessung durchgeführt. Dabei wurde gemäß des Versuchsaufbaus die Kohlenwasserstoffkonzentration in der Ladeluft nach dem Verdichter gemessen. Dabei detektierte der FID keine messbaren Kohlenwasserstoffe während der gesamten Kennfeldvermessung. Auch bei einer anschließenden Sichtprüfung im Ladeluftschlauch konnten keine Schmierölablagerungen festgestellt werden.

In Abbildung 5.32 sind zweimal die gleichen Verdichterkennfelder dargestellt, wobei jeweils auf der z-Achse die nach Methode I bzw. Methode II berechneten Druckdifferenzen am verdichterseitigen Dichtsegment aufgetragen sind.

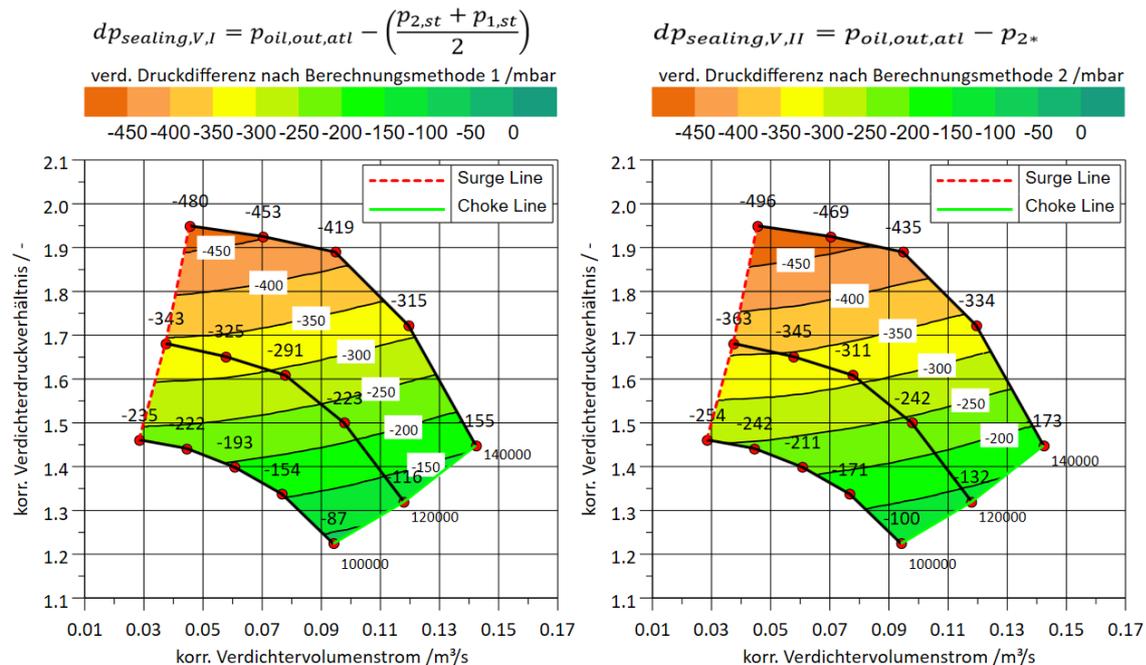


Abbildung 5.32: Verdichterseitige Druckdifferenzen nach Berechnungsmethode I und II dargestellt im Verdichterkennfeld

Es ist erkennbar, dass sich beide Berechnungsmethoden nur geringfügig voneinander unterscheiden. Die Druckdifferenz erhöht sich betragsmäßig deutlich hin zur Pumpgrenze. Sie ist also offensichtlich stark abhängig vom Verdichterdruckverhältnis. Es ist aber auch eine zweite Abhängigkeit von der Drehzahl erkennbar.

Auffällig ist, dass alle Druckdifferenzen negativ sind. Nach beiden Berechnungsformeln ist der Gasdruck also größer als der Öldruck am Dichtsegment. Das spricht dafür, dass im normalen Betrieb des Turboladers im gesamten abgefahrenen Kennfeld keine Öl-Leckage auftritt.

Verändert sich die Druckdifferenz am Dichtsegment durch veränderte Betriebsbedingungen, so ist eine Öl-Leckage als erstes nahe der Stopfgrenze bei einer niedrigen Drehzahl zu erwarten. Mögliche Veränderungen sind ein Unterdruck an Messstelle 1, ein erhöhter Öldruck im Auslasskanal oder Druckpulsationen in der Ladeluft durch Ladungswechselvorgänge des Verbrennungsmotors.

5.4.5 Erhöhung des Öl-Gegendrucks

In darauffolgenden Versuchen wurde der Öldruck im Ölrücklauf durch Schließen des Öl-Gegendruckventils erhöht. Es wurden immer wieder Sichtprüfungen in der Ladeluftleitung vorgenommen. Bei hohem Öl-Gegendruck wurde eine verdichterseitige Öl-Leckage provoziert. Es wurden anschließend Schmierölablagerungen in der Ladeluftleitung vorgefunden. Der FID konnte jedoch keine Kohlenwasserstoffe detektieren.

5.4.6 Möglichkeiten der verdichterseitigen Messung von Schmierölanteilen mit einem Flammenionisationsdetektor

Wie in den vorherigen Kapiteln beschrieben, konnten trotz festgestellter verdichterseitiger Öl-Leckage keine Schmierölanteile vom FID in der Ladeluft gemessen werden. Dieses Ergebnis wurde bereits in Kapitel 4.1.2 im Zusammenhang der Ergebnisse der thermogravimetrischen Analysen erwartet. In Abbildung 5.33 sind auf der z-Achse die Temperaturen der Ladeluft im Verdichterkennfeld dargestellt. Die Temperaturen liegen in einem Bereich zwischen 53 und 133 °C. Bei hohen Ladedrücken und damit hohem Verdichterdruckverhältnis sind höhere Temperaturen zu beobachten. Jedoch sind die Temperaturen zu niedrig, um ein Verdampfen von Schmierölanteilen zu bewirken.

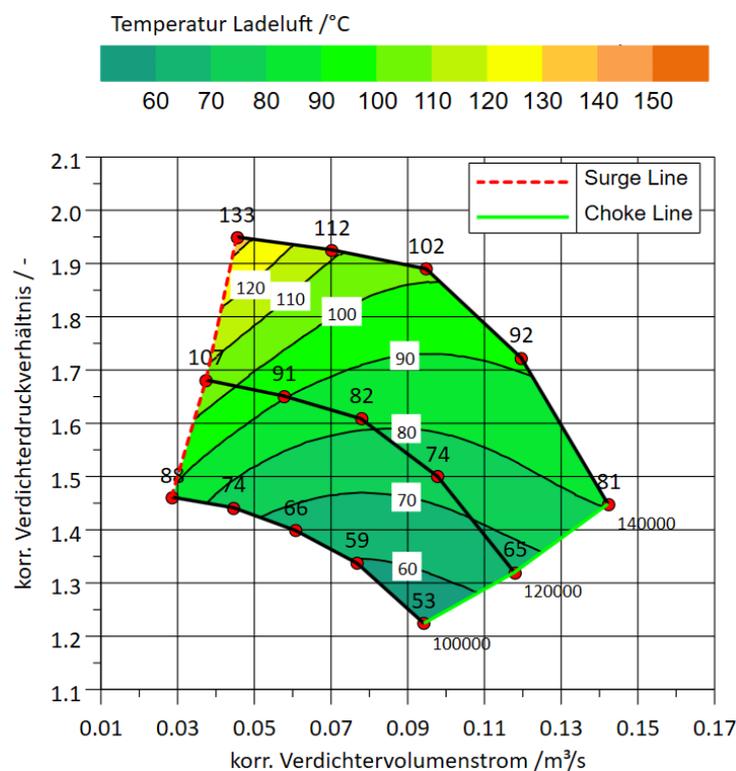


Abbildung 5.33: Temperatur der Ladeluft aufgetragen im Verdichterkennfeld

Um eine verdichterseitige Messung von Schmierölanteilen mit dem Flammenionisationsdetektor zu ermöglichen, gibt es zwei Möglichkeiten.

Zum einen könnte die Temperatur der Ladeluft soweit erhöht werden, dass die Schmierölanteile in der Ladeluft die Siedetemperatur erreichen und verdampfen. Dabei ist jedoch zu beachten, dass der Ladedruck (und damit eine höhere Ladeluft-Temperatur) ohne Drehzahlerhöhung nicht weiter gesteigert werden kann, da das Auftreten von Pumpen das Kennfeld begrenzt. Bei der Erhöhung der Drehzahl sind Grenzen durch die Bauteilfestigkeit gegeben. Eine Vorwärmung der Ansaugluft würde thermodynamisch andere Betriebszustände am Turbolader zur Folge haben und außerdem das aus Aluminium gefertigte Verdichterrad an die Belastungsgrenze bringen.

Zum anderen könnte das Schmieröl durch einen Zusatz so verändert werden, dass kurzkettigere Kohlenwasserstoffe im Öl vorhanden sind. Diese Teile des Öls würden bereits bei niedrigeren Temperaturen verdampfen und mit einem FID detektiert werden können. Zu beachten ist jedoch, dass bei einer dadurch entstehenden Ölverdünnung die Viskosität des Öls abfällt [1]. Die Auswahl des Zusatzes muss so erfolgen, dass die Kohlenwasserstoffe im Ölkreislauf des Turboladers den Siedepunkt noch nicht erreichen, sondern erst nach Austreten aus dem Lagergehäuse in der Ladeluft verdampfen. Dadurch entsteht ein nur sehr kleiner Bereich, in dem es möglich wäre, Kohlenwasserstoffe aus dem Schmieröl in der Ladeluft mit einem FID nachweisen zu können.

6 Zusammenfassung

Gemäß der Zielsetzung wurde ein Messverfahren mit einem Flammenionisationsdetektor zur betriebspunktaufgelösten Bestimmung des Ölverbrauchs eines Abgasturboladers entwickelt und erprobt. Die im Rahmen dieser Arbeit durchgeführten Versuche führen von den Vorversuchen mit dem Hochtemperatur Flammenionisationsdetektor bis hin zu den experimentellen Untersuchungen zur unabhängigen Bestimmung des Ölverbrauchs auf Turbinen- und Verdichterseite.

Bei dem angewendeten Messverfahren kommt ein Hochtemperatur Flammenionisationsdetektor zum Einsatz. Der gesamte Probenweg ist auf 350 °C beheizt und somit für den besonderen Einsatz zum Nachweis von Schmierölanteilen geeignet. Dadurch wird eine direkte Messung des Ölverbrauchs ohne Einsatz von Tracersubstanzen im Schmieröl ermöglicht. Das Messsignal des FID gibt die Kohlenstoffkonzentration im Probengas an. Durch eine Umrechnung kann diese Konzentration als absoluter Wert des Ölverbrauchs als Masse oder Volumen angegeben werden. Durch die schnelle Ansprechzeit der Messtechnik ist eine betriebspunktaufgelöste Messung möglich.

Aufgrund der Vermessung des Heißgasgenerators konnte gezeigt werden, dass der Brenner keine Kohlenwasserstoffe emittiert. Somit sind Messungen von Kohlenwasserstoffen nach der Turbine eindeutig dem Schmieröl aus dem Turbolader zuzuweisen.

In ersten Versuchen mit der Probenahme nach der Turbine konnten im Normalbetrieb des Abgasturboladers für alle Punkte der standardisierten Kennfeldvermessung keine Schmierölanteile nachgewiesen werden. Zum einen ist es möglich, dass der Turbolader im Normalbetrieb turbinenseitig vollständig öldicht ist. Es wurde ein fabrikneuer Turbolader verwendet, wodurch eine Alterung oder Abnutzung des Dichtsegments ausgeschlossen ist. Zum anderen ist es möglich, dass die Messtechnik den Genauigkeitsansprüchen nicht gerecht wird. Durch einen erforderlichen Nullpunktausgleich des FID-Signals ist die Messung der Kohlenwasserstoffkonzentration auf 6 ppm genau. Dies entspricht nach Umrechnung der Messgröße je nach Betriebspunkt einem Ölverbrauch zwischen 1,3 und 2,7 g/h. Erwartungsgemäß liegt der Gesamtölverbrauch eines Turboladers im niedrigen einstelligen Bereich. Bei der Verwendung einer Messtechnik mit einer Messabweichung von maximal 1 ppm ist je nach Betriebspunkt eine Bestimmung des Ölverbrauchs mit einer Genauigkeit von 0,2 bis 0,4 g/h möglich.

In den weiteren Versuchen mit turbinenseitiger Probenahme wurde durch die Erhöhung des Öldrucks im Rücklauf des Turboladers eine Öl-Leckage provoziert. Mit dem Flammenionisationsdetektor wurden diese Ölbestandteile im Abgas nach der Turbine nachgewiesen. Diese Ergebnisse stehen in einen direkten Zusammenhang mit den Druckverhältnissen am turbinenseitigen Dichtsegment des Turboladers. Mit der Berechnungsmethode der Druckdifferenz auf Grundlage von Hung Nguyen-Schäfer wurde gezeigt, dass eine Öl-Leckage auftritt, sobald der Öldruck am Dichtsegment den Gasdruck hinter dem Turbinenrad überschreitet. Diese Aussage gilt jedoch nur innerhalb

einer gewissen Toleranz, die durch die Genauigkeit der Regelung des Öl-Gegendruckventils vorgegeben ist. Mit dem Messverfahren kann nicht nur nachgewiesen werden wann eine turbinenseitige Öl-Leckage auftritt, sondern es ist auch möglich diese zu quantifizieren. Die Höhe des Ölverbrauchs steht in einem direkten Zusammenhang mit der Druckdifferenz am Dichtsegment. Ist die Druckdifferenz größer, so steigt auch der Ölverbrauch signifikant an.

Bei den Versuchen mit verdichterseitiger Probenahme des FID konnten sowohl während der standardisierten Kennfeldvermessung als auch bei Betriebsbedingungen mit provozierte Öl-Leckage keine Schmierölanteile mit dem FID nachgewiesen werden. Die Ladelufttemperaturen lagen bei der standardisierten Kennfeldvermessung im Bereich zwischen 53 und 133 °C. Thermogravimetrische Analysen des verwendeten Schmieröls zeigten eine Hauptzersetzung im Temperaturbereich zwischen 120 und 400 °C. Somit ist anzunehmen, dass sich das Öl bei einer verdichterseitigen Leckage im Verdichtergehäuse und der Ladeluftteilung als Wandfilm ansammelt. Bei diesen Bedingungen ist es nicht möglich Ölbestandteile in messbaren Konzentrationen über den Probenweg zum FID zu führen.

Abschließend lässt sich bestätigen, dass es mit der entwickelten Methodik möglich ist, für jeden einzelnen Betriebspunkt die turbinenseitige Öl-Leckage zu quantifizieren. Durch die aufgestellten Berechnungsmethoden wird der Zusammenhang zwischen dem turbinenseitigen Ölverbrauch und den Betriebsbedingungen des Turboladers hergestellt.

7 Ausblick

Die erfolgreiche Messung des turbinenseitigen Ölverbrauchs soll in zukünftigen Versuchen verfeinert werden. Die verwendete Messtechnik muss so verbessert werden, dass auch ein möglicher Ölverbrauch des Abgasturboladers unter Normalbedingungen in der Größenordnung von einstelligen g/h messbar ist. Dafür ist es erforderlich die Messgenauigkeit des FID zu erhöhen und vor allem Nullpunktschwankungen zu unterbinden. Die Genauigkeit des Messsystems soll beispielsweise mit einer feinen Dosiereinheit zur definierten Zugabe von Schmieröl in das Abgas validiert werden.

Um die aufgestellten Berechnungsmethoden der Druckdifferenz an den Dichtsegmenten und die damit getroffenen Aussagen zu unterstützen, sind weitere Versuche mit einer genaueren Regelung des Öl-Gegendruckventils erforderlich.

Im realen Betrieb eines Abgasturboladers am Verbrennungsmotor sind andere Bedingungen als am Heißgasprüfstand gegeben. Durch Ladungswechselforgänge entstehen Druckpulsationen sowohl im Abgasstrom als auch in der Ladeluft. Es ist zu erwarten, dass sich diese Druckpulse auf die Druckverhältnisse an den Wellendichtungen des Abgasturboladers übertragen. Somit ist ein Einfluss auf die Betriebsbedingungen und den Ölverbrauch des Turboladers denkbar. Eine Messung der Axialbewegung und der Wellenbahn der Läuferwelle liefert zusätzliche Erkenntnisse der Mechanismen am Abgasturbolader. Weitere Ölverbrauchsmessungen an Abgasturboladern unter realen Bedingungen können das Verständnis der Ölverbrauchsmechanismen weiter verbessern.

Da für die verdichterseitige Messung des Ölverbrauchs keine ausreichend genaue Messtechnik zur Verfügung steht, sind neue Ansätze erforderlich. Eine Kombination aus konventionellen Messmethoden⁴ des Gesamtölverbrauchs mit der turbinenseitigen Ölverbrauchsmessung erlaubt Rückschlüsse auf den verdichterseitigen Ölverbrauch. Gelingt es, ein konventionelles Messverfahren auch dynamisch für einzelne Betriebspunkte einzusetzen, so ist eine Erstellung von Ölverbrauchskennfeldern getrennt für Verdichter- und Turbinenseite möglich.

Weiterführende Versuche im Bereich der betriebspunktaufgelösten Erfassung des Ölverbrauchs unabhängig für Verdichter- und Turbinenseite sind vielversprechende Forschungsaufgaben, die zur Verbesserung von modernen Verbrennungsmotoren beitragen, um die hohen Ziele der Motorenentwicklung erreichen zu können.

⁴ gravimetrisch oder volumetrisch

Literaturverzeichnis

- [1] van Basshuysen, R. u. Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor. Wiesbaden: Vieweg+Teubner Verlag 2002
- [2] Pucher, H. u. Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. Grundlagen, Berechnungen, Ausführungen. Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg 2012
- [3] Thomas Sailer: Experimentelle und numerische Analyse des Instationärverhaltens eines Abgasturboladers als Fahrzeugkomponente, Karlsruher Institut für Technologie Forschungsbericht. Karlsruhe 2016
- [4] MAHLE Aftermarket GmbH: WARUM VERLIERT EIN TURBOLADER ÖL?, Stuttgart. <http://www.mpulse.mahle.com/de/do-and-get/why-does-a-turbocharger-lose-oil.jsp>, abgerufen am: 17.10.2018
- [5] BTS GmbH: Technik Ratgeber. Band 2: Turboladerbauarten, Funktionen, Weilheim 2013.
https://v2.btsturbo.de/fileadmin/bts/Technik_Ratgeber/BTS_Technik_Ratgeber_2.pdf, abgerufen am: 17.10.2018
- [6] MAHLE GmbH: Kolben und motorisch Erprobung. Wiesbaden: Springer Vieweg 2015
- [7] Xu, J., Wu, Y., Zhang, Y. u. Zhang, J.: Fluid Machinery and Fluid Mechanics. 4th International Symposium (4th ISFMFE). Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2009
- [8] Wolfram Kotte: Technik Ratgeber. Band 4: Diagnose im Umfeld des Turboladers. BTS GmbH, Weilheim 2014.
https://v2.btsturbo.de/fileadmin/bts/Technik_Ratgeber/BTS_Technik_Ratgeber_4.pdf, abgerufen am: 17.10.2018
- [9] Rosefort, Mauermann, Grütering, Pischinger: Motorölbedingte Emissionen und deren Bilanzierung beim DI-Dieselmotor. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 69 (2008) 08/2008, S. 432–442
- [10] Simon, C., Lang, K., Feigl, P. u. Bock, E.: Turboladerdichtung für Null-Ölverbrauch und Minimiertes Blow-By. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 71 (2010) 4, S. 266–271
- [11] KRATZER AUTOMATION AG: Berechnung der Leistungskennwerte an Abgasturbolader- Prüfständen. PAtools TX
- [12] Benjamin Boose: 3D CFD Simulation von Turboladern innerhalb einer Motorumgebung, Universität Stuttgart Dissertation. Stuttgart 2014
- [13] Nguyen-Schäfer, H.: Rotordynamics of Automotive Turbochargers. Springer Tracts in Mechanical Engineering. Cham, s.l.: Springer International Publishing 2015

- [14] Henry Clémenton: ABC der Schmierung. Aufbau, Verwendung und Eigenschaften von Schmierstoffen. Castrol (Switzerland) AG 2009
- [15] Testa GmbH: Informations-Center, München. <https://www.testa-fid.de/index.php?id=infocenter>, abgerufen am: 17.10.2018
- [16] Borgeest, K.: Messtechnik und Prüfstände für Verbrennungsmotoren. Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung. Messungen am Motor, Abgasanalytik, Prüfstände und Medienversorgung. Wiesbaden: Springer Vieweg 2016
- [17] Tränkler, H.-R. u. Reindl, L. M.: Sensortechnik. Handbuch für Praxis und Wissenschaft. VDI-Buch. Berlin: Springer Vieweg 2014
- [18] Gohl, M., Matz, G. u. Rulfs, H.: Massenspektrometrisches Verfahren zur dynamischen Online-Messung der Ölemission von Verbrennungsmotoren. Zugl.: HamburgHarburg, Techn. Univ., Arbeitsbereich Messtechnik, Diss., 2003. Fortschritt-Berichte VDI Reihe 8, Meß-, Steuerungs- und Regelungstechnik, Bd. 1021. Düsseldorf: VDI-Verl. 2004
- [19] Ueberschär, D., Schulmeyer, D., Parr, J. S. u. Keller, A.: Messung des Ölverbrauchs von Abgasturbolader und Luftpresse. ATZextra 19 (2014) 1, S. 26–29
- [20] Püffel, P. K. u. Grafenstein, U. B. v.: Resonante Lasermassenspektrometrie zum Spurennachweis von Ölbestandteilen in Abgasen von Verbrennungsmotoren. Entwicklung neuer Meßverfahren für und Untersuchung der Prozesse von Ölemissionen. Zugl.: München, Techn. Univ., Diss., 1998. Laserspektroskopie und Lasermassenspektrometrie, Bd. 8. München: Utz 1998
- [21] Sauter, H., Mathiak, D., Müller, J. u. List, S.: Kurbelgehäuseentlüftung – direkte Messung von Ölaerosolen. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 73 (2012) 2, S. 140–145
- [22] Kehrwald, E.: Effiziente Mechanik-Entwicklung bei der Turbolader-Adaption mit kontinuierlich arbeitender Messtechnik. MTZ - Motortechnische Zeitschrift 68 (2007) 10/2007, S. 824 - 831
- [23] Payri, F., Galindo, J., Climent, H. u. Guardiola, C.: MEASUREMENT OF THE OIL CONSUMPTION OF AN AUTOMOTIVE TURBOCHARGER. Experimental Techniques 29 (2005) 5, S. 25–27
- [24] Hoffmann, D.: NMR-Untersuchungen an Nanokapsel-Dispersionen, Gerhard-Mercator-Universität Duisburg Doctoral Dissertation. Duisburg 2000
- [25] Testa GmbH: Bedienungsanleitung FID 2000-S. München 1994
- [26] KRATZER AUTOMATION AG: HG-Erzeugersystem für Energierückgewinnungsanlagen im Abgasstrom. Angebot 12068-01-A5 vom 10.06.2013. Unterschleißheim 2013

- [27] AVL List GmbH: AVL 442 Blow By Meter. Geräte- und Servicehandbuch, Kalibriervorschrift. Product Guide. Graz - Austria 2011
- [28] Gottwald Theo: Entwicklung eines Standards für die Vermessung von Abgasturbo-ladern, Technische Universität Dresden Interdisziplinäre Projektarbeit. Dresden 2015
- [29] BTS GmbH: Technik Ratgeber. Band 1: Turboladerschäden, Weilheim 2013.
https://v2.btsturbo.de/fileadmin/bts/Technik_Ratgeber/BTS_Technik_Ratgeber_1.pdf, abgerufen am: 17.10.2018

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Schnittdarstellung eines Abgasturboladers, Turbine (rot), Lagergehäuse (gelb), Verdichter (blau) [4].....	5
Abbildung 2.2: Leckagepfade von Öl und Blowby am Turbolader [6].....	6
Abbildung 2.3: Beitrag der Ölverbrauchsquellen zu den Emissionen; V: Verdichter, T: Turbine [9].....	7
Abbildung 2.4: Verdichtungsvorgang im h,s-Diagramm [12].....	8
Abbildung 2.5: Entspannungsvorgang im h,s-Diagramm [12].....	8
Abbildung 2.6: Prinzipdarstellung Flammenionisationsdetektor (Testa Vakuum- FID) [15].....	11
Abbildung 3.1: Ölverbrauchsmessungen am Abgasturbolader.....	12
Abbildung 3.2: Öl-Pfad im ATL und Positionen der Druckmessstellen [23].....	14
Abbildung 3.3: Druckmessungen am ATL an verschiedenen Positionen [23].....	15
Abbildung 3.4: Gas-Druckmessungen am Verdichter- (links) und Turbinenrad (rechts).....	15
Abbildung 3.5: Turbinen- und verdichterseitiger Ölverbrauch als Funktion der Druckdifferenz am Dichtsegment [23].....	16
Abbildung 4.1: Thermogramm Schmieröl Probe 4.....	20
Abbildung 5.1: FID Nullpunktdrift und Temperaturverlauf am 08.08.2018.....	25
Abbildung 5.2: FID Nullpunktdrift und Temperaturverlauf am 13.08.2018.....	25
Abbildung 5.3: Kalibrierkurve mit $C_3H_8-80ppm$ und $C_3H_8-270ppm$ (Nullpunkt- korrigiert), dargestellt im Diagramm von 0 - 100 % des Messbereichs.....	27
Abbildung 5.4: Korrigierte Kalibrierkurve mit $C_3H_8-80ppm$ und $C_3H_8-270ppm$ (Nullpunkt-korrigiert), dargestellt im Diagramm von 0 – 100 % des Messbereichs.....	28
Abbildung 5.5: Nullpunkt-korrigierte Eichwerte der IBN-Protokolle.....	28
Abbildung 5.6: Ansprechzeit FID bei Aufschaltung von Eichgas vor dem Filter.....	29
Abbildung 5.7: Aufbauplan Heißgasgenerator Vermessung.....	30
Abbildung 5.8: Messstellenplan Heißgasgenerator Vermessung.....	31
Abbildung 5.9: Arbeitskennfeld des HGG bei 2,5 bar (abs) [26] mit eingezeichneten Messpunkten der Heißgasgenerator Vermessung.....	31
Abbildung 5.10: Druck über Massenstrom bei 600 °C Heißgastemperatur an Messstelle 3, Messpunkte der Heißgasgenerator Vermessung und der standardisierten Kennfeldvermessung.....	32
Abbildung 5.11: Gemessene Kohlenwasserstoffkonzentration im Teilbereich des Arbeitskennfeld des Heißgasgenerators.....	32
Abbildung 5.12: Aufbauplan ATL mit turbinenseitiger FID Probenahme.....	34
Abbildung 5.13: Messstellenplan ATL mit turbinenseitiger FID Probenahme.....	34
Abbildung 5.14: Messlanze der turbinenseitigen Probenahme, Blick in Strömungsrichtung.....	37
Abbildung 5.15: Messstellenpositionen am ATL [4].....	38
Abbildung 5.16: Positionen der ATL-Gehäuse-Temperaturmessstellen.....	39
Abbildung 5.17: Öldruck am Turboladerausstritt beider Messstellen mit 1 Hz, über 100 Hz gemittelt und dessen Mittelwert aus beiden Messstellen.....	40

Abbildung 5.18: Charakteristisches Verdichter kennfeld	42
Abbildung 5.19: Charakteristisches Turbinen kennfeld	42
Abbildung 5.20: Turbinen kennfeld mit turbinenseitigen HC-Messung	43
Abbildung 5.21: Drücke an Messstelle 3 und 4 sowie hinter dem Turbinenrad der Messpunkte des Verdichter kennfeldes	45
Abbildung 5.22: Charakteristisches Verdichter kennfeld mit ausgewähltem Messpunkt (roter Kreis)	50
Abbildung 5.23: Verlauf des Drucks im Öl-Auslasskanal, Blowby und HC- Konzentration bzw. Ölverbrauch	51
Abbildung 5.24: Verlauf des Öl-Volumenstroms und der Temperaturen am ATL- Gehäuse, im Öleintritt und Ölaustritt	52
Abbildung 5.25: Verlauf der ATL-Drehzahl, des korrigierten Verdichtervolumenstroms und des korrigierten Verdichterdruckverhältnisses total zu total	53
Abbildung 5.26: Schwellwert des Ölauslassdrucks ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichter kennfeld.....	54
Abbildung 5.27: Schwellwert der turbinenseitigen Druckdifferenz nach Berechnungsmethode I ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichter kennfeld	55
Abbildung 5.28: Schwellwert der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode II ab dem turbinenseitig HC's detektiert wurden, dargestellt im Verdichter kennfeld.....	56
Abbildung 5.29: HC-Konzentrationen über der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode I und II	57
Abbildung 5.30: Ölverbrauch über der Druckdifferenz nach Berechnungsmethode II.....	59
Abbildung 5.31: Aufbauplan ATL mit verdichterseitiger Probenahme	60
Abbildung 5.32: Verdichterseitige Druckdifferenzen nach Berechnungsmethode I und II dargestellt im Verdichter kennfeld.....	62
Abbildung 5.33: Temperatur der Ladeluft aufgetragen im Verdichter kennfeld.....	63

Tabellenverzeichnis

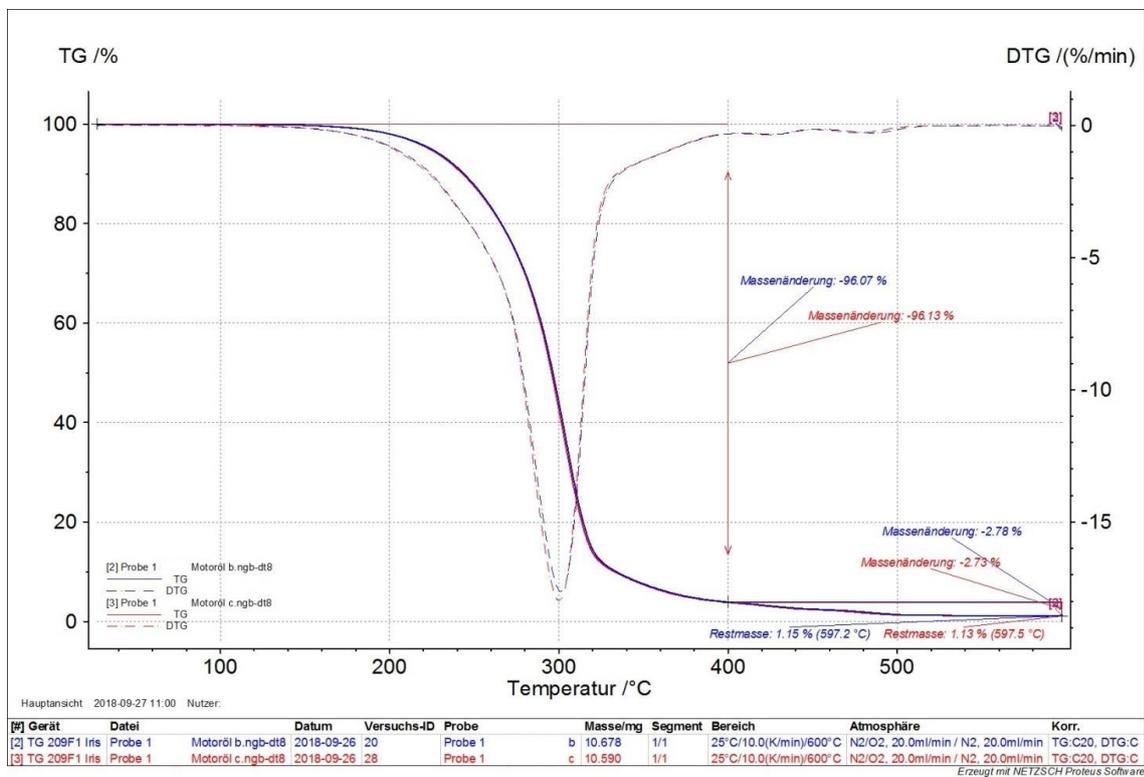
Tabelle 4.1: Ergebnisse der Elementaranalysen des verwendeten Schmieröls	19
Tabelle 4.2: Ergebnisse der Thermogravimetrischen Analysen des verwendeten Schmieröls.....	20
Tabelle 4.3: Relevante Daten zur Berechnung des turbinenseitigen Ölverbrauchs.....	22
Tabelle 5.1: Einfluss der Position im Verdichterkenfeld auf den Abgasturbolader	46
Tabelle 5.2: Einfluss des Unterdrucks vor dem Verdichter auf den Abgasturbolader ...	47
Tabelle 5.3: Einfluss des Abgasgedrucks auf den Abgasturbolader.....	48

Anhang

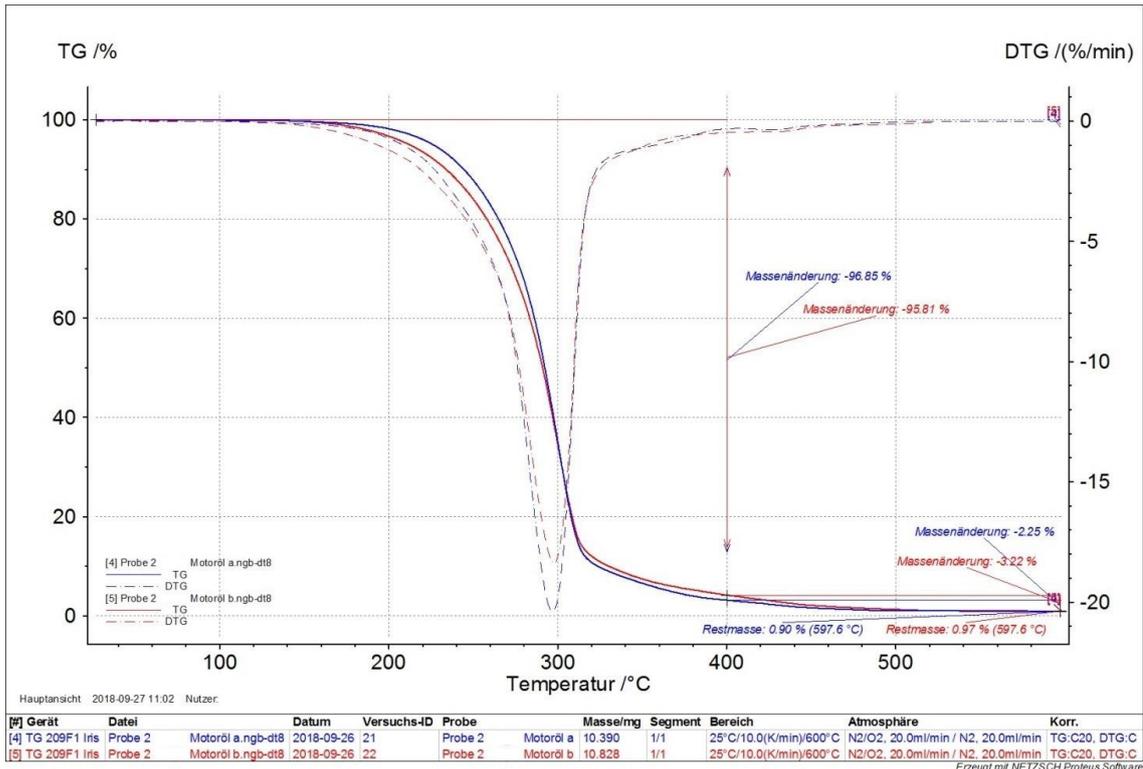
Anhang 1: Formel zur Berechnung der mittleren Gaskonstante des Abgases [11]

$$R_{T,Abgas} = \frac{\dot{m}_{CO_2}}{\dot{m}_T} * R_{CO_2} + \frac{\dot{m}_{H_2O}}{\dot{m}_T} * R_{H_2O} + \frac{\dot{m}_{N_2}}{\dot{m}_T} * R_{N_2} + \frac{\dot{m}_{O_2}}{\dot{m}_T} * R_{O_2}$$

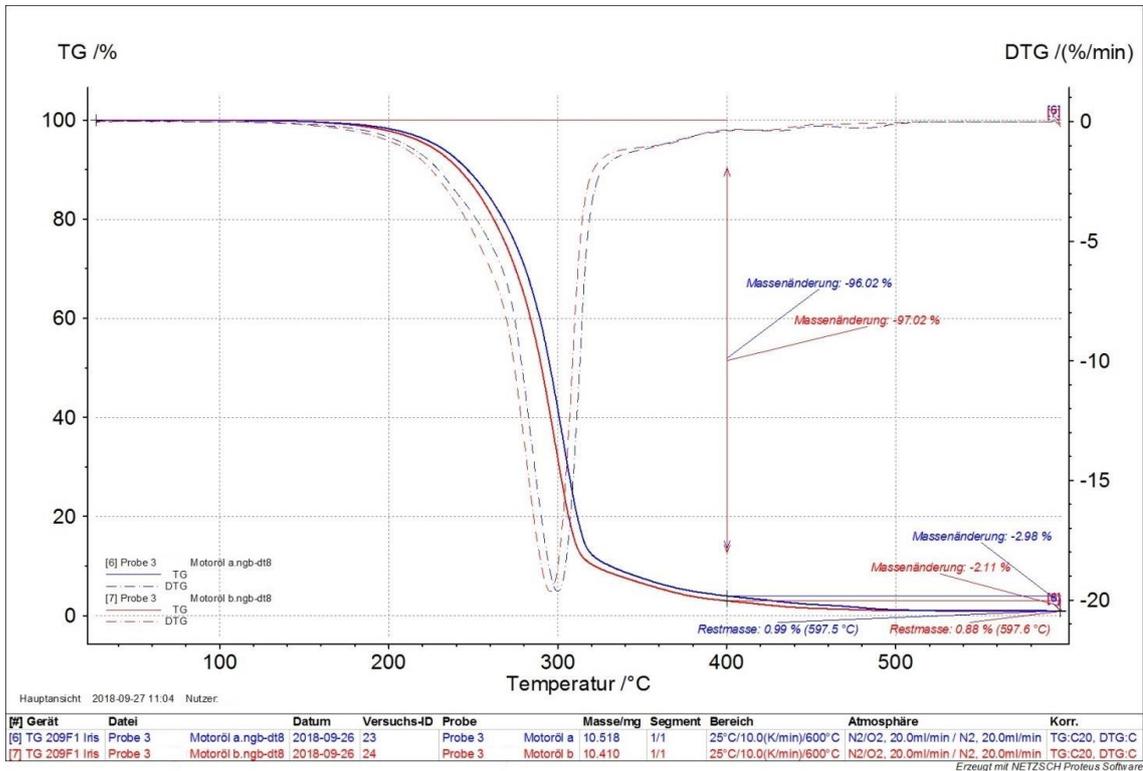
Anhang 2: Thermogramme der Schmierölproben 1 bis 4



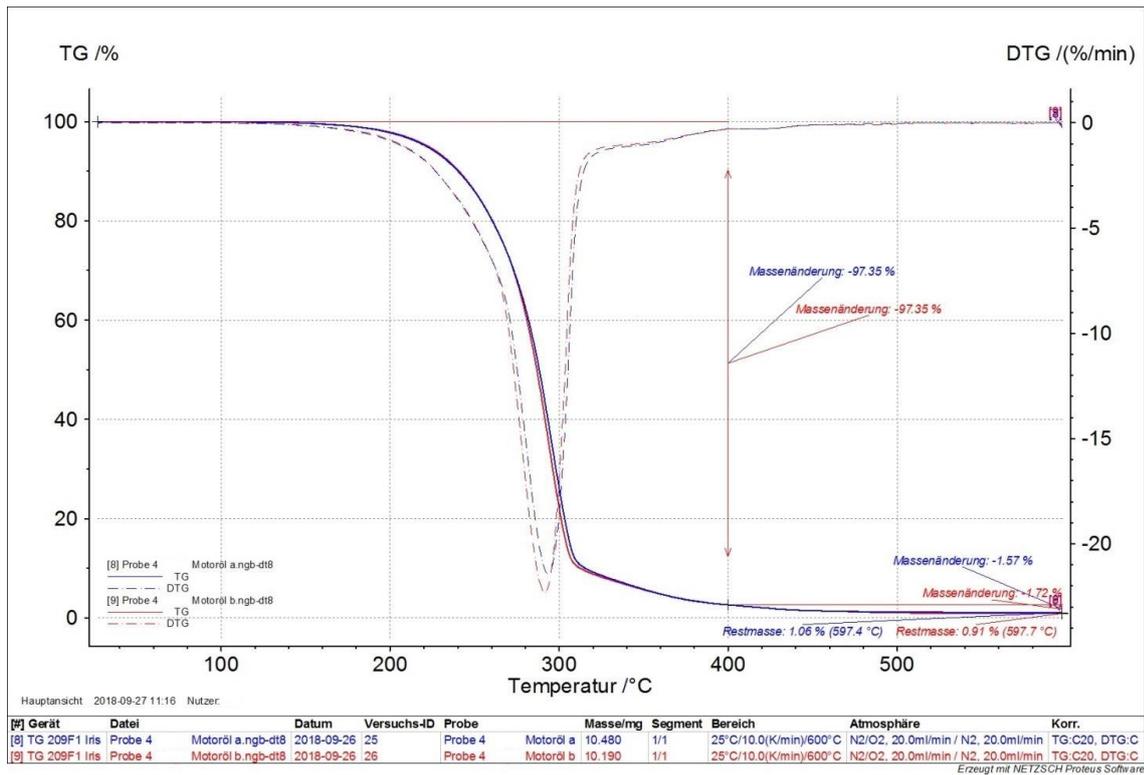
Thermogramm Schmieröl Probe 1



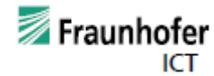
Thermogramm Schmieröl Probe 2



Thermogramm Schmieröl Probe 3



Thermogramm Schmieröl Probe 4

Anhang 3: exemplarisches Inbetriebnahme-Protokoll**TESTA FID 123 - Versuchsprotokoll**

Datum:	16.08.2018	Gerät:	Hochtemperatur FID 2000-S
Prüfstandsfahrer:	hest sidi	Ser.Nr.:	03/09/94
Projekt:	DaiPuls - ATL1	Bemerkungen:	
Versuch:	ATL FID		

Brenngas	HeH2(60/40)	Brennluft	synth. Luft	Eichung	C3H8
Nullpunkt	4,9	Spreizung	8,2		

Temperatur	A: FID	345,6 °C	B: Injektor	235,0 °C
	C: Leitung	345,6 °C	D: Filter	348,8 °C

Unterdruck	FID	0,4 bar	Vorkammer	0,15 bar		
Arbeitsdruck	Brenngas	0,8 bar	Brennluft	0,15 bar	Injektor	5,0 bar
Eingangsdruk	Brenngas	2,0 bar	Brennluft	1,0 bar	Pressluft	6,0 bar
	Nullgas	1,0 bar	Eichgas	1,0 bar		
Flaschendruck	synth. Luft	135 bar	HeH2	190 bar	Eichgas	100 bar

Messbereiche	<input type="checkbox"/> MB 1	0-10	X MB 3	0-1.000	<input type="checkbox"/> MB 5	0-100.000
	<input type="checkbox"/> MB 2	0-100	<input type="checkbox"/> MB 4	0-10.000		

Nullgas	Stickstoff 4.0	Messwert	150,75
Eichgas	80 ppm C3H8 in synth. Luft	Messwert	230,3

Uhrzeit	10:23 Uhr
Geprüft von	S. Dietrich, S. Heß

Legende:

Geräte-Einstellung
externe Einstellung
Prüfwerte

Anhang 4: Beobachtungen am ATL beim Erhöhen des Öl-Gegendrucks

