

Rudolf Wichtl

Wettbewerbsvergleich zweier Ottomotoren mit Aufladung und Direkteinspritzung

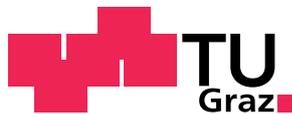
Diplomarbeit

Technische Universität Graz

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften
Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Betreuer:
Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner

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



Graz, 2012

Eidesstattliche Erklärung

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

Graz, am 27.02.2012

Rudolf Wichtl

Vorwort

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Tätigkeit als Diplomand an der Technischen Universität Graz am Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik. Die Arbeit wurde in Zusammenarbeit mit der BMW AG durchgeführt.

An erster Stelle möchte ich mich beim Vorstand des Instituts, Herrn Univ.-Prof. Dipl.-Ing Dr.techn. Helmut Eichseder herzlich für die Ermöglichung und Unterstützung dieser Diplomarbeit bedanken.

Weiterer Dank gilt vor allem meinem Betreuer Herrn Dipl.-Ing. Dr.techn. Peter Grabner, der mich während meiner Zeit als Diplomand ausgezeichnet unterstützt und betreut hat.

Ich möchte mich auch bei Herrn Michael Barth bedanken, der mir während meiner Zeit am Prüfstand immer zu Seite gestanden ist.

Natürlich gilt mein Dank auch allen übrigen Mitarbeitern des Instituts, die mich herzlich in ihr Team aufgenommen haben.

Danken möchte ich auch meiner Freundin Liesa, die während meiner Zeit als Diplomand die Dehnbarkeit ihrer Nerven beweisen durfte.

Nicht zu vergessen mein Bruder Hannes der mich immer wieder zum Lachen bringt!

Meine Eltern Gertrud und Rudolf haben mich während meiner gesamten Studienzeit unterstützt und sind mir immer zur Seite gestanden, dafür möchte ich mich abschließend bedanken!

Kurzfassung

Da die Kraftstoffpreise global immer weiter ansteigen und sich dieser Trend aufgrund der Ressourcenknappheit in Zukunft kaum mehr ändern wird, müssen die Kraftstoffverbräuche von Verbrennungskraftmaschinen gesenkt werden. Zusätzlich machen strengere Abgasgesetzgebungen und eine Begrenzung des Fahrzeugflottenverbrauchs der Automobilhersteller eine Weiterentwicklung zwingend nötig. Die beiden untersuchten 4-Zylinder Ottomotoren sollen in Zukunft verstärkt 6-Zylinder Motoren ersetzen um den eben angesprochenen Flottenverbrauch reduzieren zu können. Um gleiche oder vergleichbare Leistungen zu erzielen werden diese downgesizten Motoren zusätzlich mit Aufladung und Direkteinspritzung ausgestattet.

Zur Erreichung der Entwicklungsziele verwenden die Hersteller BMW und Audi bei den untersuchten Motoren unterschiedliche Technologien. Im Rahmen dieser Diplomarbeit werden thermodynamische Untersuchungen der beiden Versuchsträger am Prüfstand durchgeführt, die zeigen sollen welche Unterschiede in den verschiedenen Bereichen auftreten. Dabei werden BMW-spezifische Systeme wie die vollvariable Ventilsteuerung oder der TwinScroll-Abgasturbolader mit den Technologien von Audi verglichen. Audi verwendet das Audi Valvelift System (AVS) und im Gegensatz zu BMW einen konventionellen Abgasturbolader.

Die Auswertung und Interpretation der Untersuchungsergebnisse sollen einen Wettbewerbsvergleich der beiden Motoren erlauben.

Abstract

Because of global rising fuel prices, a change of this continuing trend is not expected with regard to the scarcity of resources in the future, fuel consumptions of internal combustion engines must be decreased. A further mandatory arises out of stricter emissions legislation and limiting the consumption of the vehicle. Hence, both investigated 4-cylinder gasoline engines are considered to replace increasingly the 6-cylinder engines, in order to reduce the consumption as previously mentioned. To achieve the same or similar services, both downsized engines are equipped with turbocharging and direct injection.

To accomplish the development goals the manufactures BMW and Audi utilized different technologies in the examined engines. Within the scope of thesis the difference in various areas regarding thermodynamic investigations of both test engines was performed on the test bench. Thereby, BMW-specific systems, such as fully variable valve management or TwinScroll turbocharger were compared with the technologies from Audi. In this context Audi uses the Audi valvelift system (AVS) and a conventional turbocharger in contrast to the BMW.

The analysis and interpretations of these results will allow a competitive comparison of both engines.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Aufgabenstellung	1
2	Allgemeiner Teil	3
2.1	Kraftstoffe	3
2.1.1	Flüssige Kraftstoffe	4
2.1.2	Gemischheizwert	5
2.2	Downsizing	7
2.3	Aufladung	9
2.3.1	Mechanische Aufladung	9
2.3.2	Abgasturboaufladung	11
2.4	Direkteinspritzung	12
3	Versuchsträger	13
3.1	BMW N20	13
3.1.1	Schnittzeichnungen BMW N20	14
3.1.2	Grundmotor	14
3.1.3	Ventiltrieb	16
3.1.4	Massenausgleich	17
3.1.5	Kurbelgehäuseentlüftung	18
3.1.6	Motorölkreislauf	18
3.1.7	Kühlkreislauf	19
3.1.8	Einspritzsystem	20
3.1.9	Aufladung	20
3.2	Audi EA888	22
3.2.1	Zylinder	23
3.2.2	Ladungsbewegungsklappe	23
3.2.3	Audi Valvelift System (AVS)	23
3.2.4	Ölkreislauf	24
3.2.5	Einspritzsystem	25
4	Motorprüfstand	27
4.1	Prüfstands Aufbau	27
4.1.1	E-Maschine	29

4.1.2	Wirbelstrombremse	29
4.2	Schwingungsproblematik Audi EA888	30
4.3	Konditionieranlagen	32
4.3.1	Kühlmittelkonditionierung	33
4.3.2	Ladeluftkonditionierung	33
4.3.3	Kraftstoffkonditionierung	33
4.3.4	Quarzkühlung	34
4.4	Prüfstandssteuerung	35
4.5	Messtechnik	35
4.5.1	Drehmomentmessung	37
4.5.2	Motordrehzahlmessung	37
4.5.3	Drehzahlmessung ATL	37
4.5.4	Kraftstoffmassemessung	37
4.5.5	Blow-By-Messung	37
4.5.6	Luftverhältnismessung	38
4.5.7	Abgasmessung	39
4.5.8	Temperaturmessung	40
4.5.9	Druckmessung	42
4.5.10	Indizierung	44
5	Versuchsmessungen	47
5.1	Messbedingungen	47
5.2	Ausgeführte Messungen	49
6	Analyse der Messdaten	59
6.1	Gegenüberstellung der Versuchsträger	59
6.1.1	Zylinderdruck	59
6.1.2	Ansprechverhalten	60
6.1.3	Audi Valvelift System und TwinScroll	64
6.1.4	Ölpumpen	70
6.1.5	Wasserpumpen	71
6.1.6	Kraftstoffraildrücke	73
6.1.7	Reibmitteldruckmessung	73
6.1.8	Ladungswechsel	77
6.1.9	Lambda	80
6.1.10	Abgasmessung	81
6.1.11	Effektiver Wirkungsgrad	83
7	Zusammenfassung und Ausblick	85
	Literaturverzeichnis	87

Abbildungsverzeichnis	89
Tabellenverzeichnis	93
Anhang	95

Abkürzungen und Formelzeichen

Abkürzungen

AGW	Ausgleichswelle
ATL	Abgasturbolader
AVS	Audi Valvelift System
CAN	Controller-Area-Network
CO	Kohlenmonoxid
CO ₂	Kohlendioxid
DF	Downsizing-Faktor
DK	Drosselklappe
HC	Kohlenwasserstoff
KW	Kurbelwinkel
LL	Leerlauf
LLK	Ladeluftkühler
LW	Ladungswechsel
NEDC	New European Driving Cycle
NO _x	Stickoxide
O ₂	Sauerstoff
OT	Oberer Totpunkt
UT	Unterer Totpunkt
VKM	Verbrennungskraftmaschine
VL	Volllast
VTG	Variable-Turbinengeometrie
VVT	Variable Ventilsteuerung mit Valvetronic
WOT	(Ladungs-)Wechsel-OT
ZMS	Zweimassenschwung
ZOT	Zünd-OT
ZZP	Zündzeitpunkt

Lateinische Formelzeichen

$H_G, \overline{H_G}$	Gemischheizwert	[MJ/m ³]
H_u	unterer Heizwert	[MJ/kg]
I	Strom	[A]
L_{st}	stöchiometrischer Luftbedarf	[kg _L /kg _B]
m_B	Brennstoffmasse	[kg]

m_L	Luftmasse	[kg]
M_e	effektives Drehmoment	[Nm]
n	Drehzahl	[min ⁻¹]
p	Druck	[bar]
P_e	effektive Leistung	[kW]
p_e	effektiver Mitteldruck	[bar]
p_i	indizierter Mitteldruck	[bar]
p_r	Reibmitteldruck	[bar]
p_{Rail}	Raildruck	[bar]
\dot{Q}_{KM}	Kühlmitteldurchfluss	[l/min]
R	spezifische Gaskonstante	[J/kg K]
T	Temperatur	[°C]
U_{BN}	Spannung-Bordnetz	[V]
V_h	Hubvolumen	[m ³]
V_c	Kompressionsvolumen	[m ³]
W	Arbeit	[J]

Griechische Formelzeichen

α	Drosselklappen-Stellung	[°]
ε	Verdichtungsverhältnis	[-]
η	Wirkungsgrad	[-]
η_e	effektiver Wirkungsgrad	[-]
η_i	indizierter Wirkungsgrad	[-]
η_m	mechanischer Wirkungsgrad	[-]
κ	Isentropenexponent	[-]
λ	Luftverhältnis	[-]
λ_a	Luftaufwand	[-]
ρ	Dichte	[kg/m ³]
ρ_B	Dichte des Brennstoffs	[kg/m ³]
ρ_G	Dichte des Gemisches	[kg/m ³]
ρ_L	Dichte der Saugluft	[kg/m ³]
ϕ	Kurbelwinkel	[°KW]

1 Einleitung

1.1 Aufgabenstellung

Aufgabe der Diplomarbeit war es zwei 4-Zylinder Ottomotoren auf einem Prüfstand aufzubauen um diese thermodynamisch zu untersuchen und vergleichen zu können. Dabei wurde vom Projektpartner BMW ein BMW N20 Motor bereitgestellt der für einen Prüfstandsbetrieb adaptiert wurde. Der Vergleichsmotor mit der Bezeichnung EA888 musste aus einem Fahrzeug (Audi A5) ausgebaut werden und ebenfalls am Prüfstand aufgebaut und mit allen benötigten Messstellen versehen werden. Beide Versuchsträger wurden mit Druckindizierung in den Zylindern, im Abgaskrümmmer und im Saugrohr ausgestattet. Die nachfolgende Diplomarbeit beschreibt alle durchgeführten Untersuchungen an den Versuchsmotoren und interpretiert die Ergebnisse.

2 Allgemeiner Teil

Aufgrund der weltweiten Ressourcenknappheit und der ständig steigenden Ölpreise ist es vor allem im Bereich Fahrzeugantriebe unabdingbar die Entwicklung in Richtung Verbrauchssenkung und Wirkungsgradsteigerung voranzutreiben. Die strengeren Abgasgesetzgebungen verlangen zusätzliche Entwicklungsaufwände und Innovationen. Um kraftstoffsparende, aber dennoch leistungsstarke und lauffähige Motoren zu produzieren, geht die Entwicklung der Verbrennungskraftmaschine einem eindeutigen Trend nach. Die Motoren werden im Hubraum reduziert (Downsizing) und in aufgeladener Form ausgeführt, was sich positiv auf das Gewicht und den Verbrauch auswirkt. Wie groß das Potential dieser Technik ist zeigen die beiden Versuchsmotoren deutlich, wobei hier sicher noch nicht das Ende der Entwicklung erreicht ist. Durch die aktuell in Europa immer stärkere Annäherung der Preise von Dieselkraftstoff im Vergleich zu Ottokraftstoff werden Ottomotoren auch in dieser Hinsicht wieder interessanter. Gleichzeitig kann mit den modernen hubraumreduzierten, aufgeladenen Ottomotoren die Schere der Kraftstoffverbräuche zwischen Benzin- und Dieselmotoren reduziert werden.

2.1 Kraftstoffe

Die Energieträger technischer Brennstoffe sind zum Hauptteil Kohlenstoff und Wasserstoff, zusätzlich bestehen sie aus unerwünschten brennbaren Komponenten wie z.B. Schwefel. Die Herstellung erfolgt dabei zu einem großen Anteil relativ kostengünstig aus Erdöl oder Erdgas. Somit können Brennstoffe im Allgemeinen nach ihrer Herkunft eingeteilt werden.

Brennstoffe auf fossiler Basis:

- Mineralölbasis
- Kohlebasis

Brennstoffe auf nicht fossiler Basis:

- Biomasse: z.B.: Methanol, Ethanol
- Sonnenenergie: z.B.: Wasserstofferzeugung
- Kernenergie: z.B.: Wasserstofferzeugung

Kraftstoffe setzen sich aus vielen chemischen Verbindungen zusammen, die nach ihrer chemischen Struktur eingeteilt werden können.

Reine Kohlenwasserstoffe

- Paraffine (Alkane)
- Olefine (Alkene)
- Naphtene (Zyclo-Alkane)
- Aromaten

Sauerstoffhaltige Kohlenwasserstoffe

- Alkohole
- Ether

2.1.1 Flüssige Kraftstoffe

Die Siedetemperatur ist abhängig von der Anzahl der Kohlenstoffatome, die chemische Struktur hingegen hat nur geringen Einfluss. Somit erhöht sich mit steigender Zahl der Kohlenstoffatome auch die Siedetemperatur. Aufgrund der vielen chemischen Einzelkomponenten die in flüssigen Kraftstoffen enthalten sind, wird keine Siedetemperatur sondern ein Siedeverlauf angegeben. Weil das Verdampfungsverhalten des Kraftstoffs einen besonderen Einfluss auf das Betriebsverhalten des Motors hat, ist der Verlauf der Siedekurve von großer Bedeutung. Der Siedebereich von Benzin liegt im Bereich zwischen 30 und 200 °C wie in Abbildung 2.1 zu erkennen ist. Die Siedekurve von Benzin kann abhängig von der Herstellung für Einsatzbereiche angepasst werden, wie z.B. Winter- und Sommerkraftstoff. Das heißt, dass der Winterkraftstoff im Vergleich zum Sommerkraftstoff eine niedrigere Siedelinie also höhere Verdampfungsrate aufweist.

Aufgrund der Problematik des Klopfens bei Ottomotoren sollen diese eine geringe Neigung zur Selbstzündung aufweisen. Dabei ist die Oktanzahl (OZ) das Maß für die Klopfneigung. Es werden die Klopfneigungen des Kraftstoffs mit einem Gemisch aus Iso-Oktan (C_8H_{18}) und n-Heptan (C_7H_{16}) verglichen. Um die Klopfneigung zu erhöhen werden dem Benzin beispielsweise Zusätze mit Sauerstoffträgern wie Alkohole oder Ether zugeführt. Der Kraftstoff Diesel unterscheidet sich vom Kraftstoff Benzin durch seinen Siedebereich sowie seine Zündwilligkeit, die im Gegensatz zu Benzin-Kraftstoffen hoch sein soll. Die Zündwilligkeit wird durch die Cetanzahl (CZ) beschrieben, die den Zündverzögerung des Kraftstoffs mit einem Gemisch aus Cetan ($C_{16}H_{34}$) und Methylnaphthalin ($C_{11}H_{10}$) vergleicht [10].

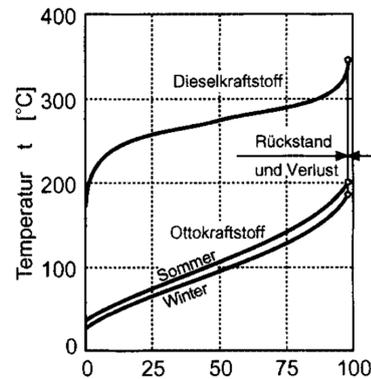


Abbildung 2.1: Siedekurven von Benzin und Dieseldieselkraftstoff [10]

2.1.2 Gemischheizwert

In Abbildung 2.2 sind der Heizwert H_u und der Gemischheizwert H_G bei $\lambda = 1$ (also stöchiometrischem Luftverhältnis) für verschiedene Brennstoffe zu sehen.

Zu erkennen ist ein relativ großer Unterschied in den Heizwerten, im Gegensatz dazu sind die Gemischheizwerte annähernd gleich. Nimmt man z.B. Wasserstoff im Verhältnis zu Diesel oder Benzin so hat dieser einen sehr hohen Heizwert aber auch einen höheren Luftbedarf für die Verbrennung, somit ergibt sich wiederum ein geringerer Gemischheizwert H_G . Deutlich wird dieser Zusammenhang anhand der nachfolgenden Gleichungen für den Gemischheizwert.

luftansaugender Motor

$$\overline{H_G} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st}} \quad (2.1)$$

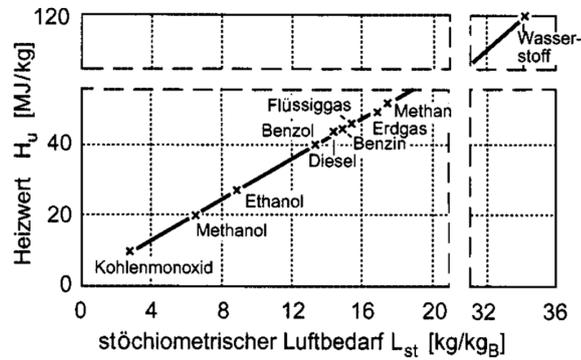
gemischansaugender Motor

$$H_G = \frac{H_u \cdot \rho_G}{\lambda \cdot L_{st} + 1} = \frac{H_u \cdot \rho_L}{\lambda \cdot L_{st} + \frac{\rho_L}{\rho_B}} \quad (2.2)$$

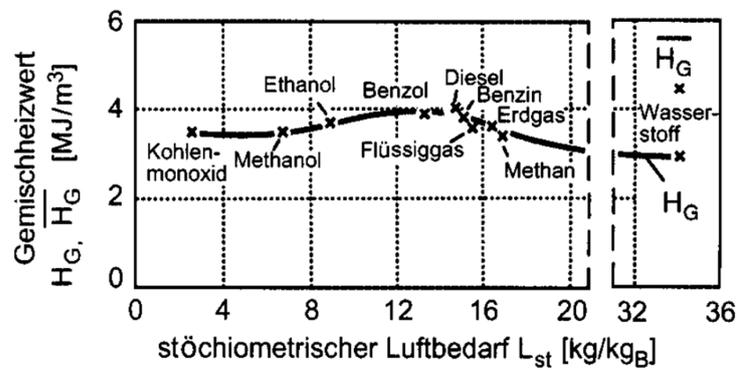
Die Berechnung des stöchiometrischen Luftbedarfs L_{st} erfolgt aus dem Sauerstoffbedarf der Reaktion sowie der näherungsweisen Zusammensetzung der Luft ($N_2/O_2 \approx 0.79/0.21$).

$$L_{st} = \frac{1}{0.21} \cdot O_{2st} \quad (2.3)$$

Dabei ist L_{st} der stöchiometrische Luftbedarf in kg/kg Brennstoff und der stöchiometrische Sauerstoffbedarf O_{2st} in kmol O_2 /kg Brennstoff. In Tabelle 2.1 ist der stöchiometrische Luftbedarf in kg/kg einiger Kraftstoffe aufgelistet.



(a) Heizwert



(b) Gemischheizwert

Abbildung 2.2: Heizwert und Gemischheizwert bei $\lambda = 1$ [10]

Tabelle 2.1: stöchiometrischer Luftbedarf unterschiedlicher Kraftstoffe

Kraftstoff	L_{st}
Diesel	14.5
Benzin	14.7
Wasserstoff	34.3
Flüssiggas (Propan)	15.7
Kerosin	14.5
Methan	17.2

2.2 Downsizing

Downsizing bedeutet eine Reduzierung des Hubraums, die entweder durch die Verminderung der Zylinderanzahl oder durch die Senkung des Zylinderhubvolumens erreicht wird. Die Verminderung der Zylinderanzahl ist eine sehr effiziente Methode zur Hubraumsenkung, da hierzu ein bestehender Grundmotor verwendet werden kann und sich so die Kosten für den neuen downgesizten Motor im Gegensatz zu einer Neuentwicklung in Grenzen halten. Nachteil hierbei ist die verringerte Laufruhe des Motors. Dies ist auch im Fall der beiden untersuchten Versuchsmotoren, die beide 6 Zylinder Motoren ersetzen sollen, der Fall. Aus diesem Grund entstehen hier Zusatzkosten für eine verbesserte Laufruhe wie z.B. in Form von Ausgleichswellen. Hubraumabsenkung durch Reduzierung des Zylindervolumens bei unveränderter Zylinderanzahl erfordert hingegen einen wesentlich höheren Entwicklungsaufwand.

Um eine Verbrauchsreduktion im Teillastbereich zu erzielen, ist die sogenannte Lastpunktverschiebung eine wirksame Methode. Durch Downsizing muss die Motorlast bei konstanter erforderlicher Motorleistung angehoben werden, wodurch sich der Wirkungsgrad grundsätzlich verbessert. Die Verbesserung des Wirkungsgrades entsteht durch die Reduzierung von mechanischen Verlusten, Wandwärmeverlusten, sowie durch eine Verringerung der Drosselverluste. Um den Leistungsverlust des Motors durch den Einfluss des verringerten Hubraums auszugleichen, wird Downsizing in Kombination mit Aufladesystemen ausgeführt [7].

Aufgrund der Aufladung und der meist erforderlichen Absenkung des Verdichtungsverhältnisses, sowie der aufladespezifischen Verluste beim Ladungswechsel, wird die theoretisch mögliche Verbrauchsreduzierung um einen erheblichen Anteil reduziert. Wie stark der Hubraum reduziert wird, ist mit dem Downsizing-Faktor DF definiert, der das Verhältnis von Hubvolumen des downgesizten Motors zu Hubvolumen des Basismotors beschreibt [7].

$$DF = \frac{V_{h, \text{reduziert}}}{V_{h, \text{Basis}}} \quad (2.4)$$

Der Betriebspunkt des Motors wird also in einen verbrauchsgünstigeren Bereich des Motorkennfeldes verschoben, was eine Steigerung des effektiven Mitteldrucks p_e bedeutet. Eine zusätzliche Möglichkeit ergibt sich durch das sogenannte Downspeeding, hierzu wird durch eine längere Getriebeübersetzung ein Absenken der Motordrehzahl erreicht [7].

Mitteldrucksteigerung

Grundsätzlich unterscheidet man zwischen innerem (indiziertem) und effektivem Mitteldruck. Der indizierte Mitteldruck p_i ergibt sich aus der vom Gas an den Kolben abgegebenen Arbeit, die als innere Arbeit W_i bezeichnet wird.

$$p_i = \frac{W_i}{V_h} \quad (2.5)$$

Der effektive Mitteldruck p_e ergibt sich durch Verwendung der effektiv geleisteten Arbeit.

$$p_e = \frac{W_e}{V_h} \quad (2.6)$$

Die Differenz von innerem zu effektivem Mitteldruck bildet den Reibmitteldruck. Dieser setzt sich zusammen aus den Verlusten verursacht durch die mechanische Reibung sowie den Pumpverlusten im Zylinderkurbelgehäuse. Die Reibung ist abhängig von der Motordrehzahl, das heißt mit steigender Drehzahl erhöht sich auch die Reibung. Eine Abhängigkeit der Last kann aufgrund der steigenden Querkraft auf den Kolben verstärkt im unteren Drehzahlbereich auftreten.[8].

$$p_r = p_i - p_e \quad (2.7)$$

Die effektive Leistung P_e eines Vier-Takt-Motors lässt sich grundsätzlich mit

$$P_e = p_e \cdot V_H \cdot \frac{n}{2} \quad (2.8)$$

beschreiben.

Der effektive Mitteldruck ist primär von folgenden Parametern abhängig.

$$p_e = \lambda_a \cdot H_G \cdot \eta_e \quad (2.9)$$

wobei $H_G = f(H_u, \rho_L, \lambda, L_{st})$

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad (2.10)$$

$$\eta_e = \eta_i \cdot \eta_m \quad (2.11)$$

Der Mitteldruck wird maßgeblich von diesen drei Faktoren beeinflusst. Der Liefergrad bzw. Luftaufwand λ_a kann bei aufgeladenen Motoren im Gegensatz zu Saugmotoren bedeutend angehoben werden. Das Luftverhältnis sollte so niedrig wie möglich sein, um einen höheren Gemischheizwert zu erreichen. Aufgrund des Einsatzes von 3-Wege-Katalysatoren beim Ottomotor kann jedoch der λ -Wert nicht beliebig verändert werden. Der Zusammenhang von Gemischheizwert und Luftverhältnis ist durch Gleichung 2.1 gegeben.

Klarerweise wirkt sich eine Erhöhung des Wirkungsgrades η positiv auf den Mitteldruck aus. Die Erhöhung der Dichte des an den Zylinder strömenden Luftstroms durch Vorverdichtung mittels Aufladung führt zu einer effizienten Steigerung des Mitteldrucks. Durch die Aufladung erhöht sich jedoch die Lufttemperatur und wird daher in der Regel

durch einen Ladeluftkühler abgekühlt, um eine weitere Steigerung der Ladungsdichte zu erreichen. Zu sehen anhand des idealen Gasgesetzes.

$$\rho_L = \frac{p_L}{R_L \cdot T_L} \quad (2.12)$$

2.3 Aufladung

Wie bereits erwähnt führt Downsizing durch die Verringerung des Hubraums zu einem Leistungsabfall, um diesem Effekt entgegenzuwirken kommen Aufladesysteme zum Einsatz. Durch die Erhöhung der Ladungsmasse bei der Aufladung kann somit mehr Kraftstoff umgesetzt werden wodurch sich eine Leistungssteigerung ergibt. Die Aufladung erfordert jedoch eine Verringerung des Verdichtungsverhältnisses ε , aufgrund der Neigung zu Verbrennungsanomalien des Ottomotors.

$$\varepsilon = \frac{V_h + V_c}{V_c} \quad (2.13)$$

Durch die Verwendung eines Ladeluftkühlers kann die Ladelufttemperatur, die durch eine Verdichtung der Ansaugluft erwärmt wird, nach dem Verdichter abgesenkt werden. Durch diese Maßnahme wird auch die Klopfneigung positiv beeinflusst. Ein Absenken der Ladelufttemperatur führt zusätzlich zu einer geringeren Prozesstemperatur, welche sich weiters positiv auf die NO_x -Emissionen auswirkt.

Die Temperaturabsenkung, die durch eine Ladeluftkühlung erreicht werden kann, ist durch die Temperatur des Kühlmittels sowie vom Kühlerwirkungsgrad abhängig. Das Verhältnis aus tatsächlicher zu theoretischer Wärmeabfuhr ergibt den Kühlerwirkungsgrad [7].

$$\eta_{\text{LLK}} = \frac{T_{2e} - T_2}{T_{2e} - T_K} \quad (2.14)$$

Dabei ist T_{2e} die Ladelufteintrittstemperatur, T_2 die Ladeluftaustrittstemperatur und T_K die Eintrittstemperatur des Kühlmediums.

Weiters ist eine Kombination des aufgeladenen Motors mit Direkteinspritzung sehr effektiv, da die verbesserte Innenkühlung durch Kraftstoffverdampfung eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ε erlaubt. Ein weiterer Vorteil von downgesizten Motoren in Kombination mit Aufladung liegt in den geringeren Reibungsverlusten sowie den veringerten Ladungswechselverlusten.

2.3.1 Mechanische Aufladung

Bei der mechanischen Aufladung wird der Lader vom Motor angetrieben, dabei ist das Übersetzungsverhältnis entweder ein Festes oder über ein Getriebe einstellbar. Die erreichte Steigerung der Leistung durch einen mechanisch angetriebenen Lader wird durch

die benötigte Antriebsleistung des Laders wieder etwas verringert. Durch den Antrieb des mechanischen Laders über die Kurbelwelle ergibt sich ein verbessertes Ansprechverhalten gegenüber ATL-Motoren da eine schnellere Ladedruckerhöhung möglich ist. Des Weiteren ist die thermische Bauteilbelastung einer mechanischen Aufladung geringer als bei Abgasturboaufladung, da die Bauteile mit genügend großem Abstand zum Abgaskrümmer positioniert werden können. Ein weiterer Vorteil der mechanischen Aufladung ist die Expansion auf nahezu Umgebungsdruck. Weiters befinden sich im Gegensatz zum ATL keine bewegten Teile im Hochtemperaturteil. In Abbildung 2.3 ist schematisch eine mechanische Aufladung mit Ts-Diagramm dargestellt.

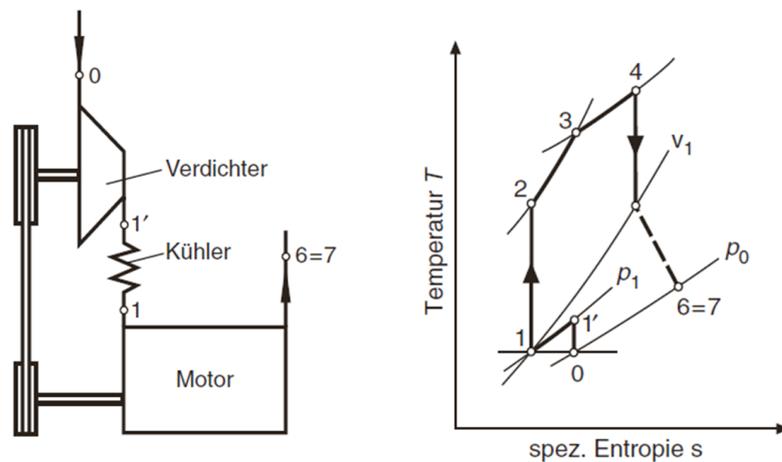


Abbildung 2.3: Schema mechanische Aufladung, mit Ts-Diagramm

Die Bauarten der mechanischen Aufladung können unterteilt werden in:

Verdrängerprinzip

- Drehkolbenlader
- Schraubenverdichter
- Flügelzellenlader
- Spirallader
- Hubkolbenlader

Prinzip der Strömungsmaschine

- Radialgebläse
- Axialgebläse

2.3.2 Abgasturboaufladung

Anders als bei mechanischer Aufladung ist der Ladedruck und somit die Drehzahl des ATL nicht direkt von der Motordrehzahl abhängig. Der ATL ist prinzipbedingt an den Abgasstrom des Motors, zum Antrieb der Turbine gekoppelt. Die im heißen Abgas enthaltene Energie wird in der Turbine verlustbehaftet in mechanische Arbeit umgewandelt. Die gewonnene Arbeit wird über eine gemeinsame Wellenverbindung von der Turbine an den Verdichter weitergeleitet, somit stellt sich zwischen Turbine und Verdichter in einem stationären Betriebspunkt ein Leistungsgleichgewicht ein. In Abbildung 2.4 ist schematisch eine Abgasturboaufladung mit Ts-Diagramm dargestellt. Um ein hohes Moment im unteren und mittleren Drehzahlbereich zu erreichen, hat der Turbolader in diesem Fall schon bei niedrigen Motordrehzahlen einen hohen Ladedruck. Aus diesem Grund wird mittels Öffnen des Wastegates der Ladedruck bei höheren Lasten begrenzt. Eine weitere Möglichkeit zu Regelung des Ladedrucks ist mit einer variablen Turbinengeometrie (VTG) möglich. Dabei wird über ein verstellbares Schaufelgitter die Anströmung der Turbine verändert und somit der Ladedruck geregelt. Die VTG wird zum größten Teil im Bereich der Dieselmotoren eingesetzt, da hier generell geringere Abgastemperaturen auftreten. Bei Otto-Motoren erfolgt die Ladedruckregelung, bis auf wenige Ausnahmen im Hochleistungsbereich, ausschließlich mit Wastegate [7].

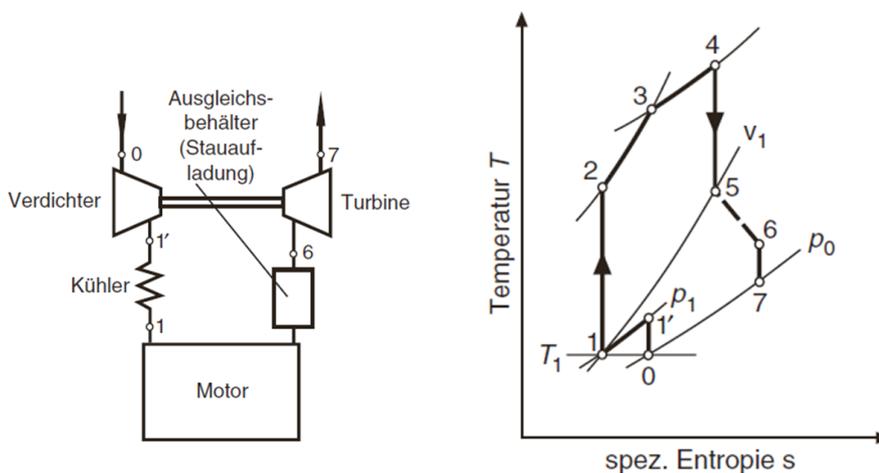


Abbildung 2.4: Schema ATL, mit Ts-Diagramm [7]

Die Beaufschlagung der Turbine kann erfolgen durch:

- Stauaufladung (mit Ausgleichsvolumen)
- Stoßaufladung (möglichst direkte Beaufschlagung der Turbine)

2.4 Direkteinspritzung

Im Gegensatz zu Motoren mit Saugrohreinspritzung stellt sich aufgrund der Innenkühlung des Kraftstoffs bei der inneren Gemischbildung ein verbessertes Klopfverhalten ein. Die Innenkühlung des Brennraums entsteht durch die Verdampfung des Kraftstoffs direkt im Brennraum. Aufgrund der Verdampfungsenthalpie wird dem Zylinder Wärme entzogen, wodurch eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses ε ermöglicht wird. Die Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses führt wiederum zu einer Steigerung des Wirkungsgrades η einer Hubkolbenmaschine. Im vereinfachten Vergleichsprozess mit Gleichraumverbrennung ist dieser Zusammenhang zu sehen.

$$\eta_v = 1 - \frac{1}{\varepsilon^{\kappa-1}} \quad (2.15)$$

Eine Erhöhung des Verdichtungsverhältnisses kann durch eine geometrische Verkleinerung von Kompressions- zu Hubvolumen realisiert werden. Durch die dadurch entstehende Zunahme des Verhältnisses von Wandfläche zu Brennraumvolumen (OV-Verhältnis) steigt durch den zunehmenden Wandeinfluss die Emission der unverbrannten Kohlenwasserstoffe (HC). Wird zusätzlich zur Verdichtung auch der Aufladegrad erhöht kann eine verbesserte Füllung erreicht werden, was zu einer Steigerung der Motorleistung führt. Vor allem bei downgesizten Motoren kann so bei verringertem Hubvolumen die Leistung von größer volumigen Motoren erreicht werden. Aufgrund der relativ geringen Einspritzdrücke bei Saugrohreinspritzung ergeben sich niedrige Relativgeschwindigkeiten zwischen Kraftstoff und Luft. Durch die bedeutend höheren Einspritzdrücke bei direkt einspritzenden Konzepten von bis zu 200 bar und die dadurch stark ansteigenden Relativgeschwindigkeiten zwischen Kraftstoff und Luft, wird der Kraftstofftropfendurchmesser verringert. Dadurch erhöht sich die Anzahl der Tröpfchen, wodurch sich die Gesamtoberfläche der Kraftstofftröpfchen vergrößert. Diese Oberflächenvergrößerung hat einen verbesserten Wärmeaustausch zwischen den Kraftstofftröpfchen und der umgebenen Luft zur Folge, wodurch die Gemischbildung beschleunigt wird. Die Direkteinspritzung hat auch bezüglich Füllung Vorteile, da das Volumen des flüssig eingespritzten Kraftstoffs kleiner ist als das Volumen des gasförmigen Kraftstoffs (bei Saugrohreinspritzung verdampft Kraftstoff schon im Saugrohr) [9].

3 Versuchsträger

3.1 BMW N20

Es handelt sich bei dem Versuchsmotor um einen 2.0 Liter TwinPower Turbo 4-Zylinder mit vollvariablem Ventiltrieb an der Einlassseite, sowie einem Abgasturbolader in Twin-scroll-Bauweise und Direkteinspritzung. Die Motor肯ndaten sind in Tabelle 3.1 angeführt. Zusätzlich sind auch eine kennfeldgesteuerte Öl- und Wasserpumpe verbaut. Die Brennräume sind mit Vierventiltechnik, einer zentral sitzenden Einspritzdüse sowie einer Zündkerze ausgeführt. Der Motor wird mit einem Verdichtungsverhältnis von 10 betrieben. Durch die Ausnutzung der Gasdynamik im Abgas wird mittels getrennter Abgaskrümmen das Moment vor allem in hohen Drehzahlbereichen erhöht. Dabei wird der Abgasstrom von Zylinder 1 und 4 sowie der Zylinder 2 und 3 zusammengefasst und mittels Twinscroll-System zur Turbinenschaufel geleitet. Dadurch ist auch ein optimiertes Ansprechverhalten möglich. Der Motor erfüllt die Anforderungen von EU 5. Der Einspritzdruck wird durch eine Vorförderpumpe und im Anschluss mit einer Hochdruckpumpe, die einen Einspritzdruck im Railsystem von bis zu 200 bar erreicht, bereitgestellt.

Tabelle 3.1: Motor肯ndaten BMW N20

Parameter	Einheit	Wert
Nennleistung	kW bei min^{-1}	180 / 5000
Maximales Drehmoment	Nm bei min^{-1}	350 / 1250–4800
Verdichtungsverhältnis	–	10
Abregeldrehzahl	min^{-1}	7000
Spezifische Leistung	kW/l	90
Hubraum	cm^3	1995
Bohrung	mm	84
Hub	mm	90
Pleuellänge	mm	144,35
Zylinderabstand	mm	91
Hauptlagerdurchmesser	mm	50
Kurbelzapfendurchmesser	mm	50
Masse	kg	138

3.1.1 Schnittzeichnungen BMW N20

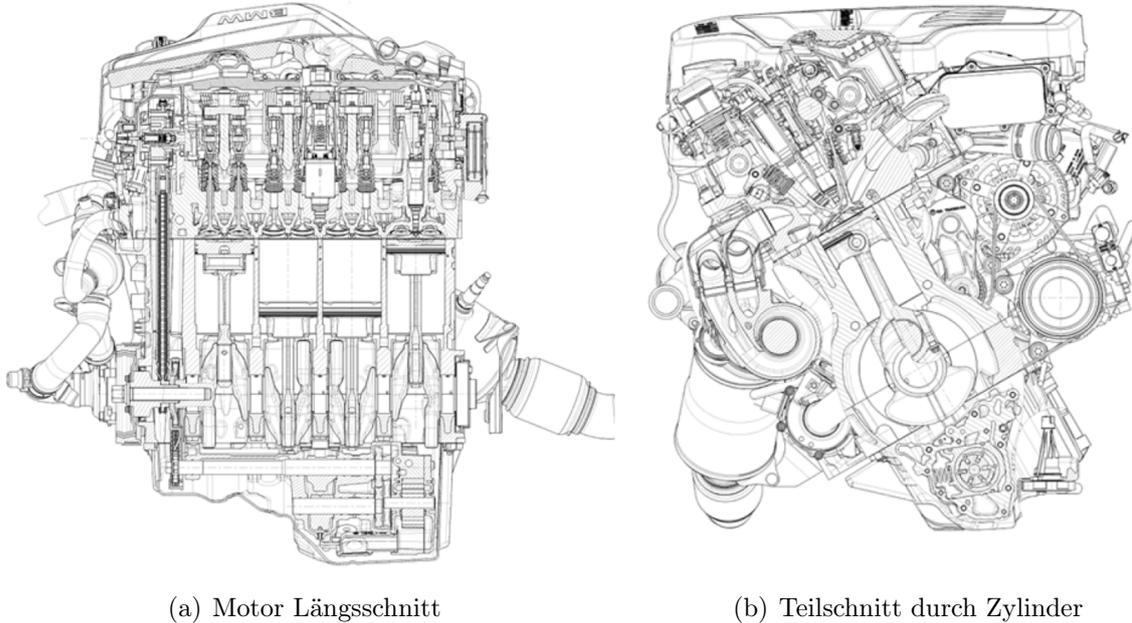


Abbildung 3.1: Schnittzeichnungen

3.1.2 Grundmotor

Zylinderkurbelgehäuse

Das Zylinderkurbelgehäuse ist als Bedplate-Konzept ausgeführt. Dabei befindet sich die Teilungsebene des Kurbelgehäuses genau in der Mitte der Kurbelwelle. Verwendet wird für Zylinderkurbelgehäuse-Oberteil sowie Bedplate das Material AlSi9Cu3. Für eine Verbesserung der Steifigkeit im Bedplate sind Lagerinserts aus Stahlguss mit eingegossen. Die Kurbelwellenlagerung ist zur Zylinderachse mit einem Versatz von 14 mm ausgeführt. Diese Schränkung des Kurbeltriebs reduziert die Kolbenquerkräfte in Phasen mit hohem Zylinderdruck und wirkt sich somit positiv auf die Reibung des Motors aus. Die Zylinderstege sind zur besseren Kühlung mit einer Doppel-V-Kühlmittelbohrung zwischen den Wassermänteln des Zylinderkurbelgehäuses ausgeführt. Die Beschichtung der Laufflächen der Zylinder wird mittels Lichtbogendrahtspritzen aufgebracht. Dabei wird auf die zuvor vorbehandelte Laufbahn mittels Lichtbogen eine im Vergleich zu Graugussbuchsen sehr dünne Schicht einer Eisenlegierung aufgespritzt. Die dabei aufgetragene Schichtdicke beträgt 0,3 mm. Die Zylinderlaufflächen werden vor dem Lichtbogendrahtspritzen mit Hochdruckemulsionsstrahlen aufgeraut, um eine bessere Verbindung der aufgespritzten Lauffläche zu gewährleisten. Die Vorteile gegenüber konventionellen

Graugussbüchsen sind das geringere Gewicht, die Freiheit bei der Wahl des Kurbelgehäusewerkstoffs, sowie mehr Spielraum für eine gezielte Stegkühlung. In Abbildung 3.2 ist das Zylinderkurbelgehäuse dargestellt [1].

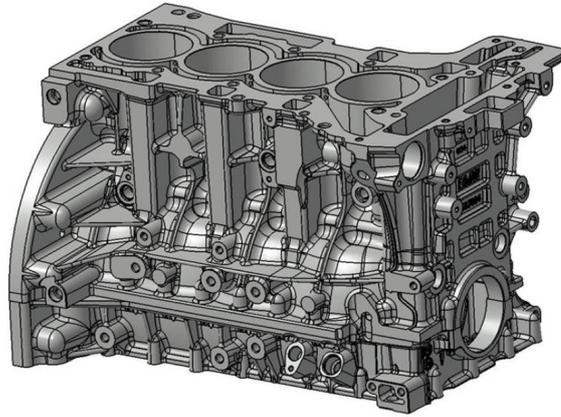


Abbildung 3.2: Zylinderkurbelgehäuse N20 [1]

Zylinderkopf

Das Material des Zylinderkopfs ist $AlSi7MgCu0,5$ und wird mittels Schwerkraftkokillenguß mit Injektorcasting hergestellt. Um die Brennraumdächer thermisch zu entlasten ist der Zylinderkopf mit einem tiefliegenden Wassermantel ausgeführt. Weiters sind die Lagerstühle für Nockenwellen- und Exzenterwellenlagerung mitgegossen. Als Zylinderkopfdichtung wird eine 3.5-lagige Metalldichtung mit drei Funktionslagen aus Federstahl sowie einer Stopperlage eingesetzt [1].

Kurbeltrieb

Wie in Abbildung 3.3 zu erkennen, ist die Kurbelwelle fünffach gelagert, aus C38modBY geschmiedet und mit vier Gegengewichten ausgeführt. Das Axiallager befindet sich zwischen 2. und 3. Zylinder und ist als 180° Lager dargestellt. Alle Lagerstellen sind induktiv gehärtet und gefinisht. Die Hauptlager sind Zweistofflager, wobei die Pleuellager fünfschichtig aufgebaut sind. Die Pleuel sind, wie die Kurbelwelle, geschmiedet und mit Bronzebüchsen im kleinen Pleuelauge versehen. Die Bronzebüchsen haben eine geschliffene Formbohrung und werden kalt ins Pleuel eingepresst [1].

Die Aluminiumkolben sind ebenfalls gegossen und haben aufgrund der Reibungsminderung möglichst geringe Kolbenringvorspannungen. Zusätzlich ist auch der Kolbenschaft zur Minimierung der Reibung mit einer Beschichtung versehen. Das Kolbenringpaket besteht aus einem Rechteckring in der ersten Nut, einem Nasenminutenring in der zweiten und einem dreiteiligen Ölabbstreifring in der dritten Nut.

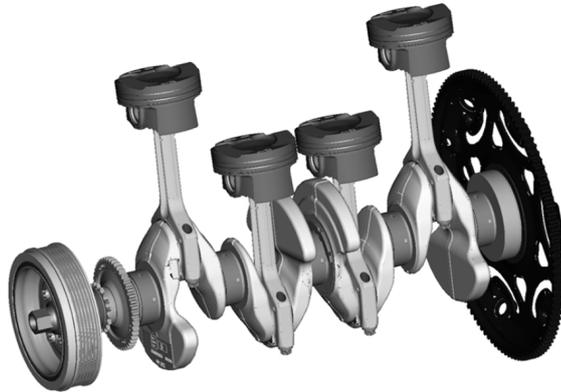


Abbildung 3.3: Kurbeltrieb N20 [1]

3.1.3 Ventiltrieb

Am Zylinderkopf sind zusätzlich der gesamte vollvariable Ventiltrieb mit Stellmotor, sowie der Antrieb der Kraftstoffhochdruckpumpe und der Vakuumpumpe, die über die gebaute Nockenwelle angetrieben werden, verbaut. Die Phasensteller für die Nockenwellen sind als hydraulische Flügelzellenversteller ausgeführt, die einen möglichen Verstellwinkel von 70° KW an der Einlassnockenwelle und 55° KW an der Auslassnockenwelle ermöglichen. Abbildung 3.4 zeigt den Zylinderkopf, inklusive Ventiltrieb und Kraftstoffrail [1].

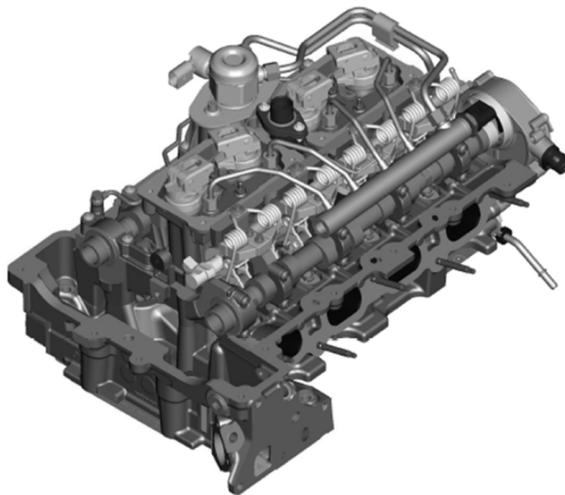


Abbildung 3.4: Zylinderkopf inklusive Ventiltrieb und Kraftstoffrail [1]

Beim vollvariablen Ventiltrieb werden Größen wie Ventilhub, Ventilöffnungsdauer sowie die Lage der Ventilöffnung variabel ausgeführt.

Die variable Nockenwellensteuerung erfolgt mittels Doppel-Vanos, was bedeutet, dass

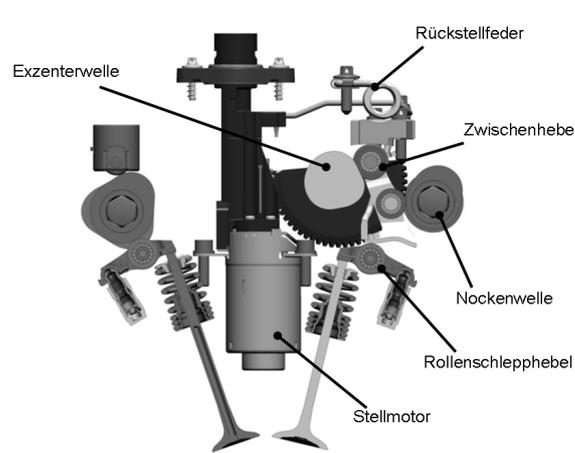


Abbildung 3.5: Valvetronic [1]

Einlass- und Auslassnockenwellespreizung stufenlos verstellbar sind. Durch diese Variabilität kann je nach Betriebspunkt die Steuerung des Ladungswechsels optimal manipuliert werden. Mit der Veränderung der Ventilüberschneidungszeiten kann so z.B. eine verbesserte Spülung der Zylinder erreicht werden. Durch die Möglichkeit die Ventilhubhöhe mit der Valvetronic stufenlos zu verstellen, wird die Funktion der Drosselklappe ersetzt, wodurch die Drosselverluste entfallen. Die Ventilhubhöhe können dabei in einem Bereich zwischen 0.2 mm Minimalhub und 9.1 mm Maximalhub eingestellt werden. In Abbildung 3.6 ist schematisch die Ladungswechselschleife mit einer Drosselklappe und mit Valvetronic zu sehen. Aufgrund der Minimierung der Drosselverluste verändert sich das Druckniveau der Ladungswechselschleife. Durch die dadurch entstehende Verkleinerung der eingeschlossenen Fläche verringert sich somit auch der negative Arbeitsanteil im Gesamtprozess. Dennoch ist der N20 mit Drosselklappe ausgestattet, welche im Notlauffall der Valvetronic ein weiteres Betreiben des Motors gewährleisten soll. Zusätzlich wird eine Drosselklappe zur Unterdruckerzeugung für die Kurbelgehäuseentlüftung, zum Abstellen des Motors und im Fall einer Leistungsreduktion bei Schlupfregelung der Antriebsräder benötigt.

3.1.4 Massenausgleich

Der Massenausgleich ist in der Ölwanne angeordnet und ist in Kombination mit der kennfeldgeregelten Motorölpumpe in einem gemeinsamen Aluminiumdruckgussgehäuse verbaut. Die Lagerung erfolgt direkt im Gehäuse. Über eine ins Langsame übersetzte Zahnradstufe erfolgt über die zweite Ausgleichswelle der Antrieb der volumenstromgeregelten Pendelschieberpumpe. Der Antrieb des Massenausgleichsmoduls erfolgt von der Kurbelwelle aus über eine Zahnkette. Zur Reduktion der Wechseldrehmomente haben die beiden Ausgleichswellen zueinander einen Höhenversatz von ca. 55mm, wie in Abbildung 3.7 zu sehen ist. Diese kompakte Bauweise ist für den Fall einer Allradanwendung

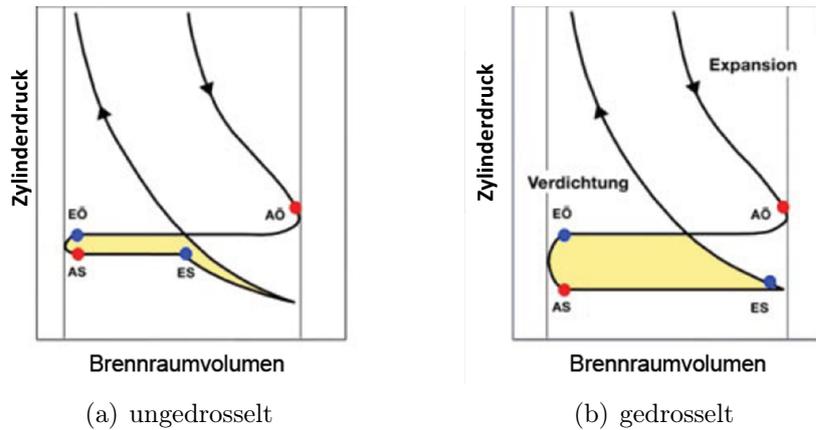


Abbildung 3.6: Ladungswechselverlust im pV-Diagramm [12]

vom Platzbedarf von Vorteil bzw. nötig [1].

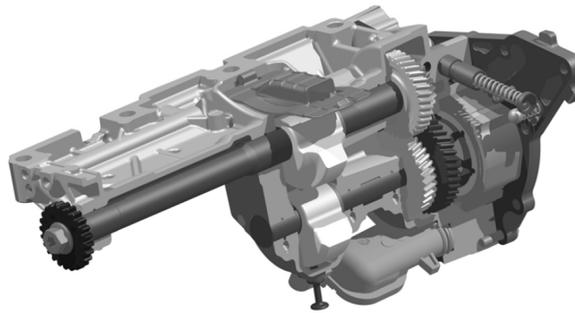


Abbildung 3.7: Ausgleichswellen N20 [1]

3.1.5 Kurbelgehäuseentlüftung

Die Kurbelgehäuseentlüftung wird über zwei Pfade rückgeführt, und zwar im Teillastbereich nach der Drosselklappe direkt in die Ansaugkanäle des Zylinderkopfes und bei höheren Lasten und damit Ladedrücken in die Ansaugluftführung vor das Verdichterrad des Abgasturboladers. Weiters sorgt die Kurbelgehäuseentlüftung für einen permanenten Frischluftstrom durch den Kurbelraum, damit sich keine Kondensate im Motoröl ansammeln [1].

3.1.6 Motorölkreislauf

Der Motorölkreislauf wird über die Pendelschieberpumpe mit Drucköl versorgt. Das Öl wird zuerst über einen Öl-Wasserwärmetauscher geführt und danach über den Ölfilter

dem Motor zur Schmierung zugeführt. Der Ölfilter ist mit einer Rücklaufsperrmembran ausgeführt die verhindert, dass bei abgestelltem Motor dieser leerlaufen kann. Wie in Abbildung 3.8 zu sehen werden über den Ölkreislauf die Kurbelwelle, die Ölspritzdüsen, der Kettentrieb, die zu schmierenden Teile der Valvetronic und die Nockenwellen mit Schmieröl versorgt. Der für eine kennfeldgeregelte Motorölpumpe benötigte Öldrucksensor ist in Kombination mit einem Temperatursensor im Hauptölkanal verbaut [1].

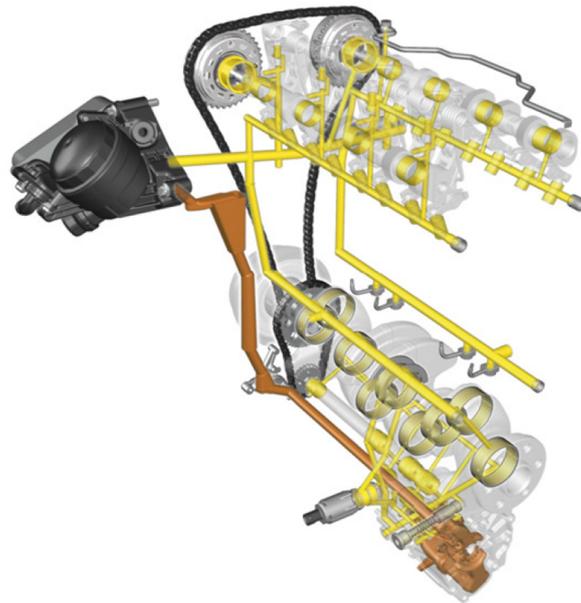


Abbildung 3.8: Motorölkreislauf N20 [1]

3.1.7 Kühlkreislauf

Der Kühlmittelkreislauf wird bedarfsgerecht über die elektrische Kühlmittelpumpe und den kennfeldgeregelten Thermostat sowie einen Elektrolüfter geregelt. Je nach Betriebspunkt lässt sich mit diesen Variabilitäten die Betriebstemperatur des Motors einstellen. Die elektrische Wasserpumpe ist nicht an einen Riementrieb gebunden, dadurch kann diese unabhängig vom Betriebspunkt und der Motordrehzahl betrieben werden. In Warmlaufphasen kann die Wasserpumpe komplett stillgelegt werden um so ein schnelleres Erreichen der Betriebstemperatur zu gewährleisten. Weiters kann die Wasserpumpe nach dem Abstellen aus Volllastbereichen zu Kühlungsaufgaben im Nachlauf verwendet werden. Das kennfeldgeregelte Thermostat wird zur schnellen Reaktionsmöglichkeit auf spontane Laständerungen motorseitig angeordnet. Der Kühlkreislauf wird zur Kühlung des Abgasturboladers und des Motoröls, sowie zum Heizen des Innenraums mittels Wärmetauscher verwendet [1]. In Abbildung 3.9 ist der Kühlkreislauf schematisch dargestellt.

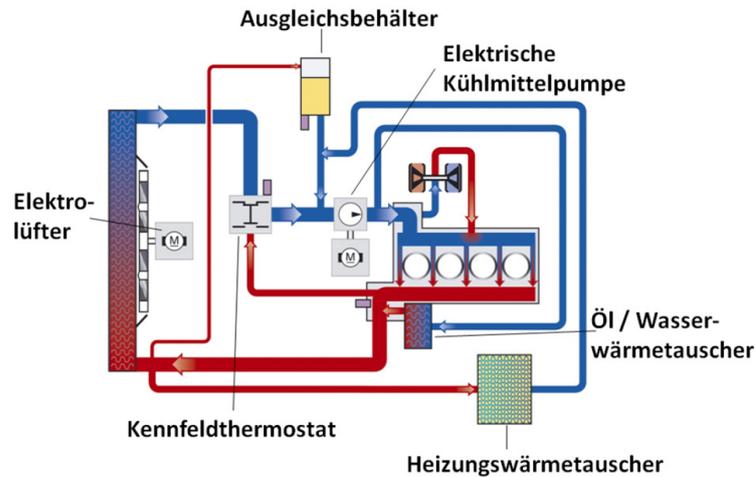


Abbildung 3.9: Kühlkreislauf N20 [1]

3.1.8 Einspritzsystem

In Abbildung 3.10 ist das Kraftstoffhochdrucksystem, bestehend aus den Komponenten Hochdruckpumpe, Kraftstoffrail, Hochdruckleitungen und den Injektoren, dargestellt. Die Kraftstoffversorgung der Hochdruckpumpe erfolgt durch eine Kraftstoffpumpe im Fahrzeug, die einen Druck von ca. 6 bar zur Verfügung stellt. Das Einspritzsystem kann mittels der Hochdruckpumpe den Systemdruck kennfeldgeregelt einstellen, wobei der maximale Druck bei 200 bar liegt. Die mit einer Druckhaltefunktion ausgestattete Hochdruckpumpe ist dabei als Einstempelpumpe ausgeführt und wird über einen Dreifachnocken direkt von der Auslassnockenwelle angetrieben. Die Injektoren werden über Magnetventilaktuatoren betätigt. Die Einspritzdüsen sind als Sechslöcherdüsen mit einem Lochdurchmesser von 0.2 mm ausgeführt [1].

3.1.9 Aufladung

Der Abgaskrümmmer ist in Blechschalenbauweise mit Luftspaltisolierung ausgeführt, mit dem Zweck, möglichst wenig Energien des Abgases zu verlieren. Die optimierte Ausnutzung der Gasdynamik im Abgasstrom erfolgt durch eine Flutentrennung zwischen den sich im Ladungswechsel störenden Zylindern in Kombination mit einem Twin-Scroll Turbolader. Dabei wird der Abgasstrom von jeweils 2 Zylindern mit einem Zündwinkelabstand von 360 °KW zusammengefasst. Somit werden beim Versuchsmotor die Zylinder 1 und 4 sowie Zylinder 2 und 3 in einen gemeinsamen Abgaskanal geführt. In Abbildung 3.11 ist die Flutentrennung der Zylinder schematisch dargestellt.

Der sogenannte Twin-Scroll Turbolader ist eine spezielle Bauform eines Turboladers, dessen Gehäuse mit zwei Abgaseinströmöffnungen ausgeführt ist. Zur Ladedruckregelung ist der Abgasturbolader mit einem Wastegate ausgestattet, das pneumatisch über

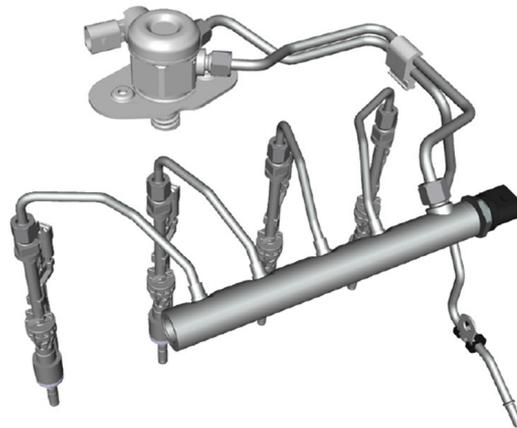


Abbildung 3.10: Einspritzsystem N20 [1]

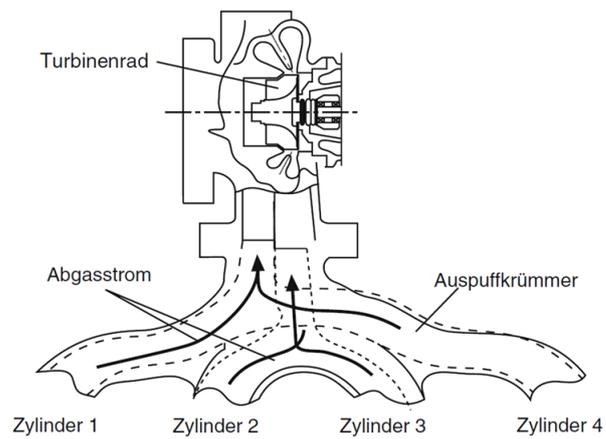


Abbildung 3.11: Flutentrennung der Zylinder [7]

eine Unterdruckdose betätigt wird [1]. In Abbildung 3.12 ist der Auspuffkrümmer mit Ladegruppe und Katalysator abgebildet.

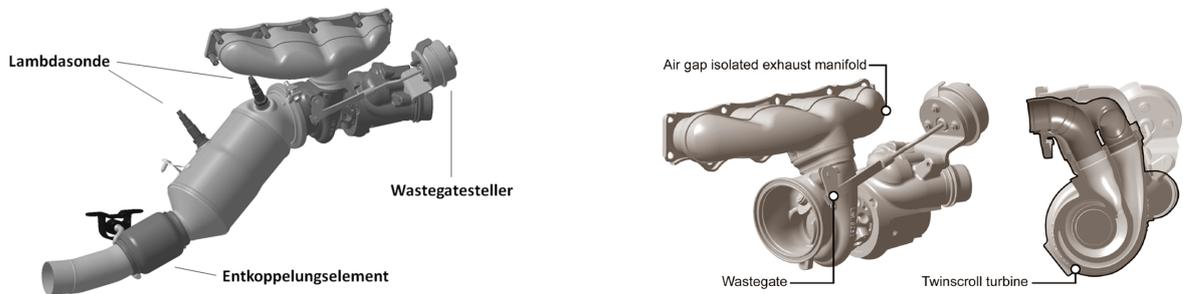


Abbildung 3.12: Auspuffkrümmer mit Ladegruppe und Katalysator [1]

In Abbildung 3.13 ist der indizierte Auspuffdruck, der durch die Flutentrennung zusammengefassten Zylinder 1 und 4 bei einer Drehzahl von 2500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck $p_e = 18 \text{ bar}$ dargestellt.

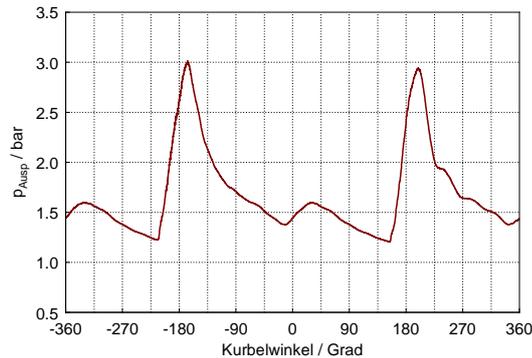


Abbildung 3.13: Abgasgegendruck Twin Scroll gemessen bei Zylinder 4

3.2 Audi EA888

Beim Versuchsmotor mit der Bezeichnung AUDI 2.0L TFSI, handelt es sich um einen 2 Liter Motor mit Abgasturboaufladung, Direkteinspritzung und einer variablen Ventilsteuerung (Audi Valvelift System). Die Motorkennndaten sind in Tabelle 3.2 aufgelistet. Weiters ist eine bedarfsgeregelte Lenkhilfepumpe, ein Wirkungsgrad optimierter Generator, sowie eine druck- und volumenstromgeregelte Ölpumpe verbaut. Der Motor erfüllt die Anforderungen der EU5 Abgasgesetzgebung.

Tabelle 3.2: EA888 Motorkenndaten

Parameter	Einheit	Wert
Nennleistung	kW bei min^{-1}	155 / 4300–6000
Maximales Drehmoment	Nm bei min^{-1}	350 / 1500–4200
Verdichtungsverhältnis	–	9.6
Spezifische Leistung	kW/l	77.5
Hubraum	cm^3	1984
Bohrung	mm	82.5
Hub	mm	92.8
Pleuellänge	mm	144
Zylinderabstand	mm	88
Hauptlagerdurchmesser	mm	58
Kurbelzapfendurchmesser	mm	48
Masse	kg	141

3.2.1 Zylinder

Zur Fertigung der Zylinder wird ein neuer Honprozess verwendet. Hierbei wird eine sogenannte Honbrille genutzt, die den Zylinderverzug im verspannten Zustand darstellen soll. Durch diese Honung ist es möglich Kolbenringe zu verwenden, die weniger Vorspannung bieten. Auf diese Art und Weise kann die Reibung in der Kontaktfläche zwischen Kolben, Kolbenringen und Zylinderlauffläche reduziert werden.

3.2.2 Ladungsbewegungsklappe

Die Ladungsbewegungsklappe wird eingesetzt, um zusätzlich zur reinen Tumble-Strömung eine Drall-Strömung einzubringen. Diese Drall-Strömung wird im unteren sowie mittleren Drehzahlbereich und beim Kaltstart eingesetzt. Der zusätzliche Drall in der Strömung stabilisiert die Verbrennung und ermöglicht späte Zündwinkel und große Ventilüberschneidung [6].

3.2.3 Audi Valvelift System (AVS)

Das AVS ermöglicht ein Umschalten zwischen zwei Nockenkonturen an der Auslassnocke. Die erste Nockenkontur ergibt einen Öffnungswinkel von ca. 180° KW, wodurch eine abgasseitige Trennung der Zylinder dargestellt werden kann. Bei hohen Lasten wird diese Nockenkontur bis ca. 3000 min^{-1} gefahren. Aufgrund dieser Nockenkontur entsteht in der Phase der Ventilüberschneidung ein positives Druckverhältnis. Somit gelangt Frischgas über die Einlassventile in den Brennraum und gleichzeitig wird so das im Zylinder befindliche Restgas über die Auslassventile in den Auspuffkrümmer gedrückt. Durch die

daraus resultierende verbesserte Zylinderfüllung sinkt die Temperatur und somit auch die Klopfneigung. Mit steigender Drehzahl nehmen die Ladungswechselverluste mit der eingesetzten kürzeren Nockenkontur zu, somit wird hier auf die zweite längere Nockenkontur umgeschaltet. Die zweite Nockenkontur bewirkt einen Öffnungswinkel von ca. 215 °KW [6]. Das AVS mit den beiden einstellbaren Nockenkonturen ist in Abbildung 3.14 zu sehen. Zusätzlich zum Valvelift-System besitzt der Motor einen Phasensteller an der Einlassnocke mit einem Verstellbereich von 60°KW.

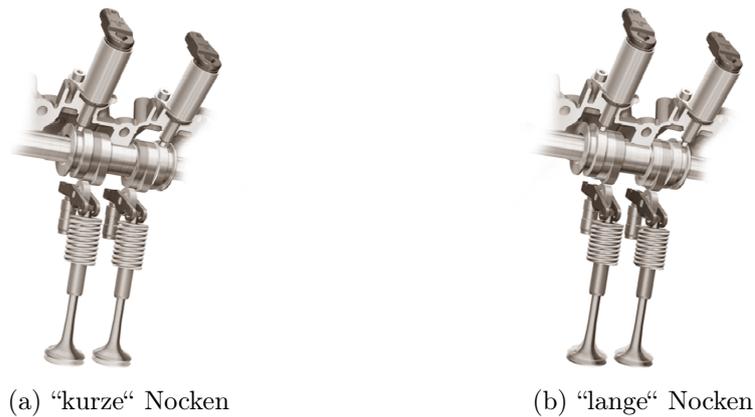


Abbildung 3.14: Audi Valvelift System (AVS) [6]

3.2.4 Ölkreislauf

Als Ölpumpe wird eine Außenzahnrad-Ölpumpe verwendet, die mit einer 2-Stufen Druckregelung mit kontinuierlicher Volumenstromregelung arbeitet. In Abbildung 3.15 ist die Ölpumpe des EA888 dargestellt.

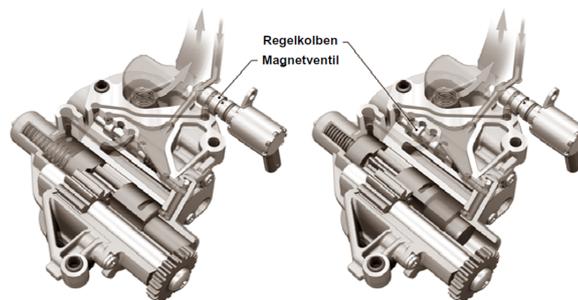


Abbildung 3.15: Volumenstrom- und druckgeregelte Ölpumpe [6]

3.2.5 Einspritzsystem

Das Einspritzsystem erzeugt Einspritzdrücke von bis zu 150 bar, die durch eine bedarfsgeregelte Einkolbenpumpe bereitgestellt werden. Der Antrieb der Hochdruckpumpe erfolgt über die Auslassnockenwelle, die Einspritzdüsen sind als Sechslöchdüsen ausgeführt.

4 Motorprüfstand

4.1 Prüfstandsaufbau

Beide Versuchsträger werden in chronologischer Reihenfolge hintereinander am gleichen Prüfstand aufgebaut. Zu Beginn wurde der BMW N20 Motor inklusive Fahrzeuggetriebe aufgebaut. Die Befestigungspunkte von Motor und Getriebe im Fahrzeug werden auch am Prüfstand verwendet. Die Lagerung am Motor selbst erfolgt durch die Serienmotorlager aus dem Fahrzeug, für das Getriebe werden eigene Gummilager angebracht. Die Fixierung des Versuchsträgers erfolgt über sogenannte Motorstützblöcke, die mit dem luftgefederten Schwingfundament über einen Aufbaurahmen verbunden sind. Die Motorstützblöcke können in ihrer Höhe und Position am Rahmen verstellt werden, um so den Motor optimal in Lage und Position zur Wirbelstrombremse auszurichten.

Natürlich wird auch der Audi EA888 Motor prinzipiell identisch zum BMW-Versuchsmotor aufgebaut. Im Gegensatz zum N20 wird der EA888 Motor aus einem bestehenden Fahrzeug (Audi A5) ausgebaut und am Motorprüfstand aufgebaut. Ohne den Support des Herstellers steigt der Aufwand für den Betrieb des Motors am Prüfstand erheblich. Der Aufbau erfordert eine Verlängerung des gesamten Kabelbaums von den Motorsteuergeräten hin zum Fahrzeug, das sich während der Prüfläufe vor der Prüfzelle befindet. Um den EA888 Motor im gesamten Kennfeld betreiben zu können müssen zusätzliche Randbedingungen geschaffen werden (z.B.: Raddrehzahlsensoren müssen realistisches Signal liefern, Gangsensor,...). Das Signal der Raddrehzahlsensoren wird von einem Elektromotor, der mit konstanter Drehzahl läuft, erzeugt. Im Gegensatz zum N20 wird jedoch der EA888 ohne Fahrzeuggetriebe am Prüfstand montiert, da aufgrund des Vorderradantriebs ein Aufbau mit Getriebe nur schwer möglich wäre. Die ersten Versuche wurden somit mit einer Verbindung ohne Getriebe und Zweimassenschwung gefahren, was zu starken Vibrationen und Schwingungen in der Wellenverbindung zwischen VKM und Bremse führten. Diese mit höherer Last steigenden Vibrationen machten es unmöglich die Messungen mit diesem Aufbau fortzusetzen. In weiterer Folge wurden unterschiedliche Varianten zur Lösung dieses Schwingungsproblems durchgeführt. In Kapitel 4.2 wird kurz auf die unterschiedlichen Lösungsvarianten eingegangen.

Der Versuchsträger wird in Serie mit einer Wirbelstrombremse und einer Asynchronmaschine aufgebaut. Dieser Aufbau wird als Tandemaufbau bezeichnet. Dabei ist der Versuchsträger über eine Gleichlaufgelenkwelle mit der Wirbelstrombremse und diese wiederum mittels drehelastischer Klauenkupplung mit der Asynchronmaschine verbunden. Die Verbindung von Gleichlaufgelenkwelle zum Getriebe des Versuchsträgers erfolgt

mittels Flansch der gleichzeitig für eine Zentrierung sorgt. Dabei ist wichtig, dass der Versuchsträger relativ zu Wirbelstrombremse und Asynchronmaschine exakt ausgerichtet ist. Durch den Tandembetrieb kann der Motor über die Asynchronmaschine auch ohne motorseitigen Starter gestartet werden. Weiters ist ein drehzahl geregelter Betrieb auch im nicht gefeuerten Betrieb, sowie ein Schleppen der Verbrennungskraftmaschine möglich. Abbildung 4.1 zeigt den schematischen Aufbau des Prüfstands.

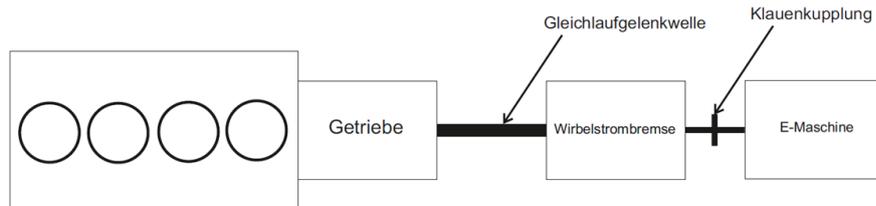


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau des Prüfstands

Mittels Tandemsteuerung wird das Zusammenwirken von Asynchronmaschine und Wirbelstrombremse geregelt. Über die Haustechnik wird der Prüfstand mit allen benötigten Medien versorgt, bestehend aus einer temperaturgeregelten Wasserversorgung für die Kühlung des Versuchsträgers, des Ladeluftkühlers sowie zur Kraftstoffkonditionierung. Des Weiteren kann die Zu- und Abluft des Prüfstands konditioniert werden, die Abgase werden über eine Absauganlage ins Freie abgegeben. In Abbildung 4.2 ist der Versuchsmotor aufgebaut am Prüfstand zu sehen.

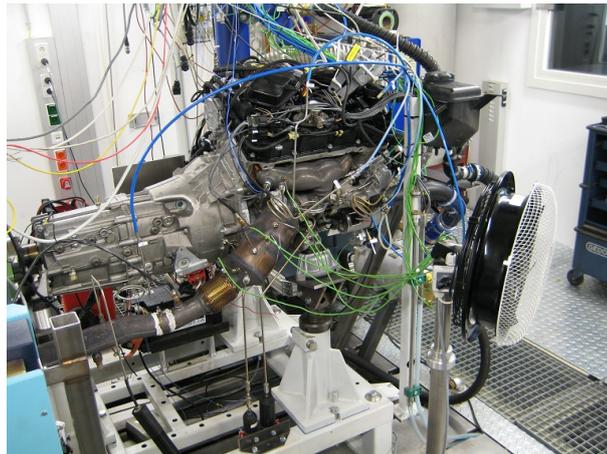


Abbildung 4.2: Versuchsträger BMW N20 inkl. Getriebe am Prüfstand

4.1.1 E-Maschine

Die verwendete Asynchronmaschine der Fa. Lenze, die in Abbildung 4.3 dargestellt ist, ist mittels Klauenkupplung mit elastischem Kupplungsstern mit der Wirbelstrombremse verbunden. Durch die Elastizität des Kupplungssterns werden Drehschwingungen sowie Stöße gedämpft. Mit dem 4-Quadrantenbetrieb kann die Asynchronmaschine in beide Drehrichtungen antreiben oder verzögern. Die Daten der E-Maschine sind aus Tabelle 4.1 zu entnehmen.



Abbildung 4.3: Asynchronmaschine

Tabelle 4.1: Technische Daten E-Maschine

Bezeichnung	Moment Nm	max. Moment ^a Nm	max. Drehzahl min ⁻¹	Leistung kW	Gewicht kg
MDFQA 112-22	125	500	4500 ^b	38,4	115

^a magnetisch / mechanisch zulässiges Drehmoment

^b kurzfristig auch bis 8000 min⁻¹

4.1.2 Wirbelstrombremse

Die Wirbelstrombremse der Fa. Borghi&Saveri ist zwischen der Verbrennungskraftmaschine und dem Asynchronmotor angebracht. In Abbildung 4.4 ist die am Prüfstand verwendete Bremse dargestellt. Die Daten der E-Maschine sind in Tabelle 4.2 zu sehen.



Abbildung 4.4: Wirbelstrombremse

Tabelle 4.2: Technische Daten Wirbelstrombremse

Bezeichnung	Wellen-Ø mm	max. Moment Nm	max. Drehzahl min ⁻¹	Leistung kW	Gewicht kg
FE 260 S	60	610	12000	190	474

4.2 Schwingungsproblematik Audi EA888

Aufgrund der starken Schwingungen, die durch den Versuchsaufbau beim EA888-Motor ohne Fahrzeuggetriebe auftraten, wurden verschiedene Lösungsansätze untersucht.

Lösungsvarianten:

- **Ersatzmasse für Zweimassenschwung (ZMS)**

Im ersten Ansatz wurde die Masse des ZMS vom EA888 ermittelt und eine zylindrische Ersatzmasse gefertigt, die zwischen Motor und Gelenkwelle montiert wurde. In Abbildung 4.5 ist die Ersatzmasse, montiert am Versuchsmotor, zu sehen. Bei den nachfolgenden Versuchen stellte sich durch die zusätzliche Masse lediglich eine Verlagerung der Vibrationen zu anderen Drehzahlen und Lastpunkten ein und war somit für das gesamte Motorkennfeld nicht geeignet.

- **ZMS mit Gelenkscheibe (Hardyscheibe)**

Um die Schwungmasse, wie im Fahrzeug, näher an den Motor zu bringen wurde im nächsten Schritt ein original Zweimassenschwung (für Frontantrieb, Audi TT) verwendet. Wie in Abbildung 4.6 zu sehen ist die Position im Gegensatz zu Abbildung 4.5, wie im Originalzustand, direkt an der Kurbelwelle befestigt.

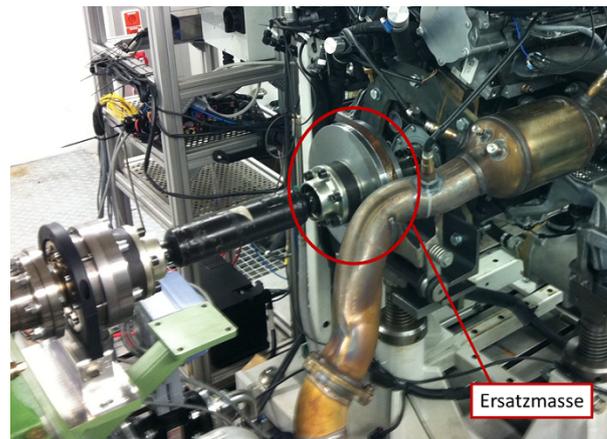


Abbildung 4.5: Ersatzmasse

Die Verbindung des ZMS direkt mit der Gelenkwelle stellte sich aufgrund der zu großen Variabilität zwischen den beiden Massen als nicht durchführbar heraus. Um dem entgegenzuwirken wurden die beiden Massen des ZMS demontiert und fix miteinander verschweißt. Durch diese Maßnahme geht natürlich die Funktion der Drehschwingungsdämpfung des ZMS verloren. Diese Funktion sollte die zusätzlich montierte Hardyscheibe übernehmen. Um eine verbesserte Funktion und Zentrierung des Systems zu erreichen wurde die Hardyscheibe mit einer Messing-Zentrier-Laufbuchse versehen.

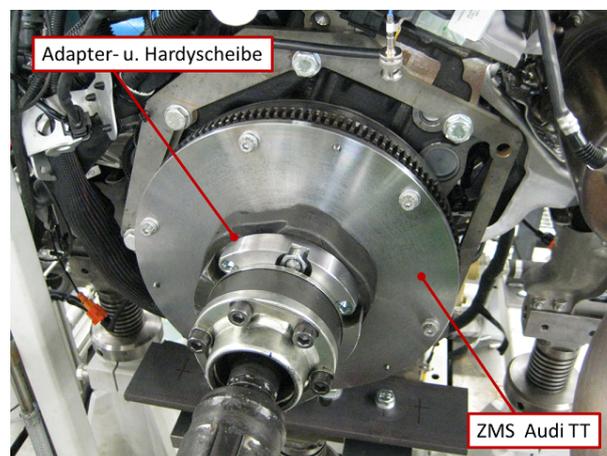


Abbildung 4.6: Zweimassenschwung mit Hardyscheibe

Bei den ersten Versuchen stellte sich eine deutliche Verbesserung gegenüber den Vorversuchen ein, jedoch traten in bestimmten Drehzahl- und Lastbereichen wieder Schwingungen und Vibrationen auf. Somit wurde zusätzlich eine Seite der Gelenkwelle starr ausgeführt, um die Freiheitsgrade der Verbindung Hardyscheibe

zum Gelenk der Welle zu reduzieren. In Abbildung 4.7 ist die Gelenkwelle abgebildet, bei der ein Gelenk demontiert wurde und stattdessen eine starre Verbindung mittels Flansch zum Einsatz kommt.

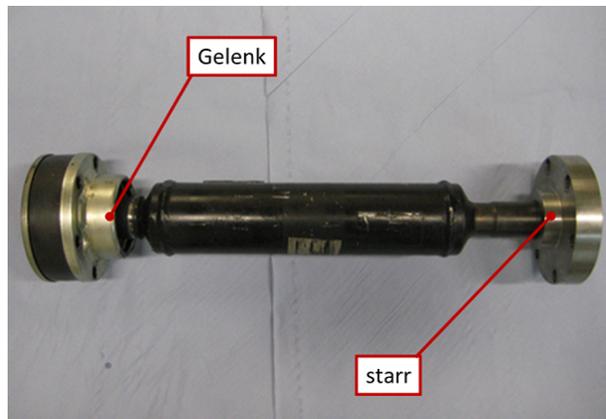


Abbildung 4.7: Umbau Gleichlaufgelenkwelle

Diese Konfiguration brachte eine weitere Verbesserung des Systems, jedoch blieb das Vibrationsproblem vor allem in hochlastigen Kennfeldbereichen bestehen.

- **Ersatzgetriebe mit ZMS und Lagerung**

Durch die Erkenntnisse der zuvor durchgeführten Versuche wurde klar, dass eine Lösung gefunden werden muss, die am Besten den Aufbau des Originalgetriebes nachempfunden werden kann. Der Verbau des original Getriebes war wie bereits erwähnt, aufgrund der Konfiguration „Längsmotor mit Frontantrieb“ nicht möglich. Daher wurde eine Art Ersatzgetriebe konzipiert, welches den Einsatz des original ZMS erlaubt. Dieses Ersatzgetriebe wurde am Getriebeflansch des Motors befestigt und beinhaltet ein Zwischenlager zur Abstützung der ZMS. In Abbildung 4.8 ist das Ersatzgetriebe montiert am Versuchsmotor zu sehen.

Durch die Verwendung des original ZMS wurde auch eine zusätzliche Drehschwingungsdämpfung nicht mehr benötigt. Die Versuche zeigten, dass im gesamten Betriebsbereich keine nennenswerten Vibrationen mehr auftraten.

4.3 Konditionieranlagen

Um am Prüfstand Messungen an einem gefeuerten Vollmotor durchführen zu können, müssen die Betriebsmedien des Motors (Kühlmittel, Ladeluft, Kraftstoff) konditioniert werden. So kann ein breites Band an Versuchen, mit der Darstellung verschiedenster Betriebszustände, realisiert werden. Die Konditionieranlagen werden über ein zentrales, geschlossenes Kühlwassersystem (Haustechnik) versorgt.

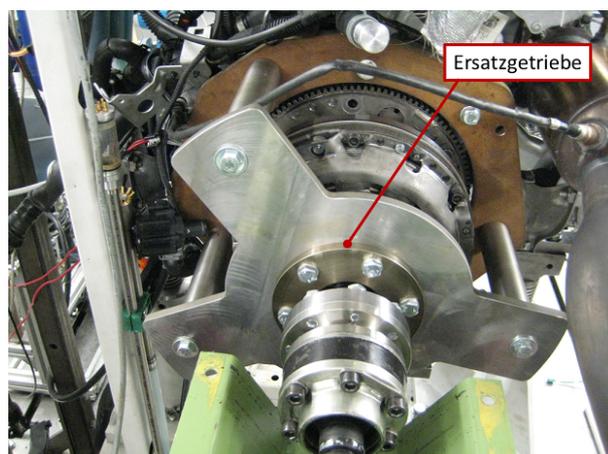


Abbildung 4.8: Ersatzgetriebe mit ZMS und Lagerung

4.3.1 Kühlmittelkonditionierung

Die Regelung des Motorkühlmittels erfolgt über eine Kühlmittelkonditionieranlage der Fa. AVL. Dabei ist es der Anlage möglich das Kühlmittel sowohl zu kühlen als auch zu heizen. Der Kühlmittelkreislauf zwischen Versuchsmotor und Konditionieranlage ist ein geschlossener und übernimmt die Funktion des Fahrzeugkühlers. Um die Funktion der elektrischen Wasserpumpe in den verschiedenen Betriebsbereichen darstellen zu können wurde der Thermostat unverändert belassen und nicht manipuliert. Die Leistung der elektrischen Wasserpumpe, sowie der Durchfluss nach der Kühlmittelkonditionieranlage zum Motor hin, werden kontinuierlich mitgemessen.

4.3.2 Ladeluftkonditionierung

Die Kühlung der Ladeluft erfolgt durch einen prüfstandsseitigen Wärmetauscher der Fa. Bowman mit der Bezeichnung GL140-4076-2. Zur Kühlung wird dabei ein temperatur geregelter Kühlwasserkreis der Haustechnik verwendet. Durch Regelung des Kühlwasserdurchflusses durch ein Stellventil wird eine gewünschte Sammlertemperatur T_{22} eingestellt. Die Temperaturdaten werden an das Messdatenerfassungsprogramm Tornado für die Auswertung weitergegeben.

4.3.3 Kraftstoffkonditionierung

Da im Fahrzeug für die Hochdruckpumpe am Motor durch eine Vorförderpumpe ein Druck von ca. 6 bar bereitgestellt wird, ist es wichtig auch am Prüfstand die selben Randbedingungen über den gesamten Betriebsbereich des Motors zu erfüllen. Die Kraftstoffkonditionieranlage besteht aus den Komponenten Kraftstofffilter, Kraftstoffpumpe, Plattenwärmetauscher und einem Absteuerventil. Der Kraftstoff wird von einem Erd-

tank bezogen und erreicht die Kraftstoffkonditionieranlage mit einem Druck von ca. 1,5 bar. Über das Absteuerventil kann der Druck mittels Einstellschraube manuell auf den gewünschten Wert von ca. 6 bar eingestellt werden. Da die Kraftstoffpumpe der Konditionieranlage nur einen konstanten Massenstrom fördern kann, wird der überschüssige Kraftstoff vor allem im Teillastbereich, über das Absteuerventil im Kreis gepumpt. Die Konditionierung (Kühlung) der Kraftstofftemperatur erfolgt mittels Plattenwärmetauscher, der mit dem temperaturgeregelten Wasser der Haustechnik durchspült wird. So lässt sich auch eine konstante Temperatur für die Messungen einstellen. Die Spannungsversorgung der Pumpe erfolgt durch eine Fahrzeugbatterie am Prüfstand. Zusätzlich sind an der Konditionieranlage noch ein Temperaturfühler, sowie ein analoger und ein digitaler Druckfühler angebracht. Die analoge Druckanzeige dient hier nur zu einer bequemeren Einstellung des Druckes vor Ort. Die digitalen Druck – bzw. Temperaturdaten werden für die Auswertung an das Messdatenerfassungsprogramm Tornado weitergegeben. In Abbildung 4.9 ist die Konditionieranlage für den Kraftstoff dargestellt.

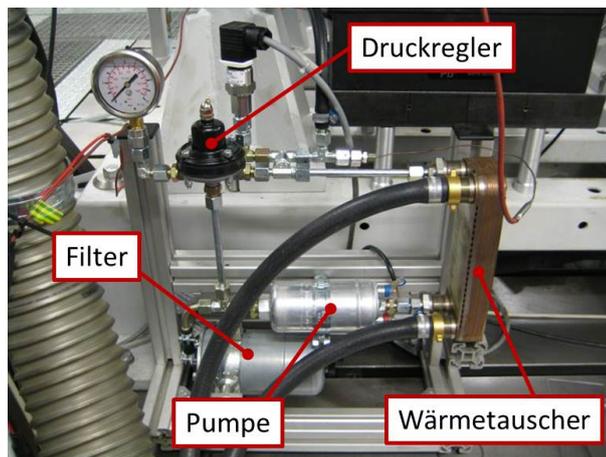


Abbildung 4.9: Kraftstoffkonditionierung

4.3.4 Quarzkühlung

Die Kühlung der Indizierquarze an den Zylindern sowie im Auspuffkrümmer erfolgt durch ein einfaches Kühlsystem der Fa. AVL. Als Kühlmittel wird dabei destilliertes Wasser, das mittels einer elektrischen Pumpe zu den einzelnen Quarzen verteilt wird, verwendet. Die Kühlung der kostenintensiven Quarze ist von großer Bedeutung, da je nach Sensor eine bestimmte Betriebstemperatur nicht überschritten werden darf.

4.4 Prüfstandssteuerung

Für die Messdatenerfassung wird am Prüfstand das Messdatenerfassungs- und Automatisierungssystem Tornado der Fa. Kristl, Seibt & Co., bestehend aus dem Designer und Runtime, verwendet. Über den Tornado Designer werden Konfigurationen durchgeführt und abgespeichert. Die Steuerung des Prüfstandes erfolgt über Tornado Runtime, das auf die Designer-Daten zugreift. Über die Bedienoberfläche können so während des Motorversuchs alle Daten überwacht, Regelparameter eingestellt und Messungen gestartet werden.

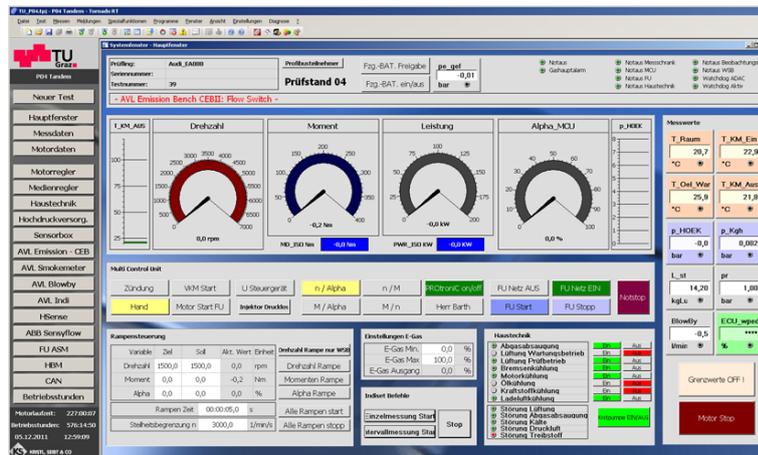


Abbildung 4.10: Tornado Bedienfeld

4.5 Messtechnik

Für eine exakte Analyse des Versuchsmotors ist es nötig das Motorverhalten zu überwachen. Zu diesem Zweck werden am Motorprüfstand sämtliche für den Versuch relevante Größen gemessen. Die verwendete Messtechnik ist dabei abhängig vom jeweiligen Verwendungszweck des Versuchsmotors und muss individuell angepasst und abgestimmt werden. Grundsätzlich gilt es zwischen motorseitiger und prüfstandsseitiger Messtechnik zu unterscheiden. Einige Daten wie z.B. Temperaturen, Drücke, Füllstände oder diverse Regelparameter werden im Serienmotor bereits mitgemessen und an das Steuergerät weitergegeben, da sie für den einwandfreien Betrieb des Motors notwendig sind. Diese Daten können über eine CAN-Bus Schnittstelle ausgelesen werden und über einen separaten Rechner zur Auswertung der Messdaten herangezogen werden. Unverzichtbar sind die prüfstandsseitigen Messdaten, die je nach verwendeter Messtechnik eine hohe Genauigkeit aufweisen und abgestimmt auf den jeweiligen Versuch an den Motor angebracht werden. Prüfstandsseitig wird die Messtechnik in schnelle und langsame Messdaten unterteilt. Unter schnellen Messdaten versteht man kurbelwinkelaufgelöste Messdaten wie

4 Motorprüfstand

z.B. Zylinderdruck, Saugrohrdruck oder Auspuffdruck. Diese Daten bezeichnet man als Indizierdaten und können über die Software IndiCom der AVL erfasst und gespeichert werden. Unter langsamen Messdaten versteht man solche, die über mehrere Arbeitszyklen konstant bleiben wie z.B. Öltemperatur, Drehzahl, Brennstoffmasse oder Ladedruck und mittels Prüfstandssoftware Tornado angezeigt und gespeichert werden.

Die schnellen sowie langsamen Messdaten werden von zwei unterschiedlichen Systemen geliefert und nach der abgeschlossenen Messdatenerfassung miteinander verknüpft. Die langsamen und schnellen Messdaten können nach der Aufzeichnung über den Datenserver abgerufen und für die Auswertung verwendet werden.

Alle vom Versuchsträger benötigten Messstellen (u.a. Drücke und Temperaturen) sind mit der Sensorbox verbunden. Dort sitzen die Druckumformer, Verstärker D/A-Wandler, usw. In Abbildung A.5 ist schematisch der Aufbau der verwendeten Sensorbox mit den Steckplätzen dargestellt.

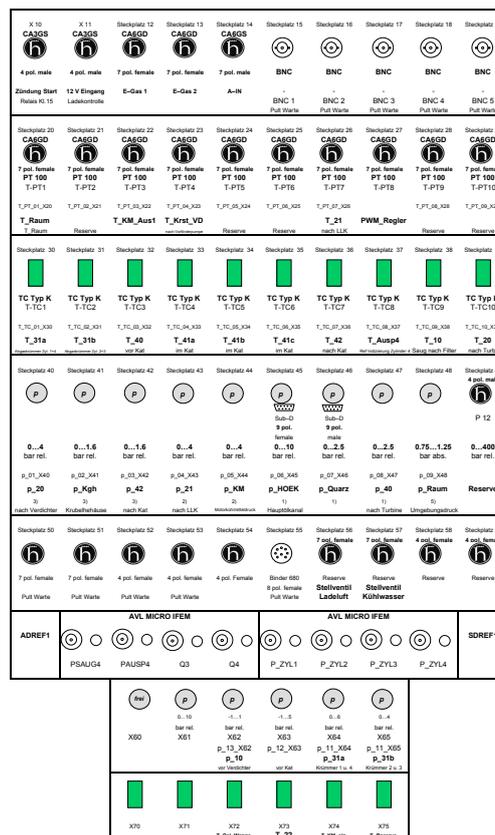


Abbildung 4.11: schematische Darstellung der Sensorbox am Prüfstand

4.5.1 Drehmomentmessung

Für die Messung des Drehmoments wird ein Drehmoment-Messaufnehmer T40 der Fa. HBM verwendet. Der Messflansch besteht aus Rotor und Stator, wobei das Drehmoment vom Rotor übertragen wird. Die Verformung des Rotors wird mittels Dehnmessstreifen, die am Rotor selbst angebracht sind, gemessen. Die Übertragung zwischen Stator und Rotor erfolgt dabei berührungslos. Das Drehmomentsignal wird abgetastet und als gemitteltes Signal an das Messdatenerfassungsprogramm Tornado weitergegeben. Weiters ist eine auf den Kurbelwinkel bezogene Messung durchführbar, die es ermöglicht die Drehmomentschwankungen des Versuchsmotors darzustellen.

4.5.2 Motordrehzahlmessung

Die Motordrehzahl kann am Prüfstand durch zwei Messeinrichtungen gemessen werden. Es besteht die Möglichkeit mit einer an der Wirbelstrombremse integrierten induktiven Messeinrichtung die Drehzahl zu messen. Da der Prüfstand aber in Tandemform aufgebaut ist, wurde zur Messung der Motordrehzahl die in der E-Maschine integrierte Drehzahlmessung, die auch zur Regelung dient, herangezogen.

4.5.3 Drehzahlmessung ATL

Für die Messung der Turboladerdrehzahl wird ein induktiver Drehzahlsensor der Fa. Acam verwendet. An der Verdichterseite des ATL wird der Sensor mittels Bohrung in das Turboladergehäuse montiert. Dabei gilt es einen Mindestabstand von 1 mm zwischen Sensorkopf und Flügelrad nicht zu unterschreiten, um eine einwandfreie Messung zu gewährleisten. Der Drehzahlsensor wird extern mit Spannung versorgt und gibt seine Messdaten mittels digitalem Ausgang über den Prüfstandsverstärker an das Messdatenerfassungsprogramm Tornado weiter.

4.5.4 Kraftstoffmassenmessung

Der Kraftstoffmassenstrom wird mit einem Coriolis-Durchflussmessgerät Micro Motion CMF 010 P von Emerson ermittelt. Das Messgerät befindet sich zwischen dem Ventil der Kraftstoffversorgung aus dem Erdtank und der Kraftstoffkonditionieranlage.

4.5.5 Blow-By-Messung

Um die Menge des Leckagegases zu messen, wird das Blow-By Meter AVL 442 verwendet. Die Leckagegase dringen vom Brennraum über den Bereich Kolben bzw. Kolbenringe-Zylinderlaufflächen und Ventilfehrungen in den Kurbelraum ein. Bei aufgeladenen Motoren ist zusätzlich über die Turboladerlager ein Eintrag möglich. Die Blow-By-Menge

ist ein wesentlicher Indikator für den Verschleiß und der ausschlaggebende Wert um frühzeitig ein Auftreten von Motorschäden zu erkennen. Die Blow-By-Gase werden mittels Schlauch zum Messgerät geführt, wo das pulsierende Gas in einem Ausgleichsbehälter beruhigt und im Anschluß wieder dem Ansaugbereich des Versuchsmotors zugeführt wird. Aufgrund der hohen Verschmutzungsverträglichkeit ist das Messgerät mit dem Blendenmessprinzip ausgeführt. Die durchströmende Gasmenge wird durch eine Differenzdruckmessung über eine Blende (Drossel) bestimmt.

4.5.6 Luftverhältnismessung

Luftverhältnis λ

Weicht die bei der Verbrennung zugeführte Luftmenge L vom stöchiometrischen Luftbedarf L_{st} ab, wird diese Abweichung als Luftverhältnis λ bezeichnet.

$$\lambda = \frac{L}{L_{st}} \quad (4.1)$$

Ist das Luftverhältnis $\lambda < 1$ liegt bei der Verbrennung Sauerstoffmangel vor, das heißt es kann nicht der gesamte Brennstoff umgesetzt werden (unvollständige Verbrennung). Während der Messungen lässt sich Lambda über die zugeführten Massen (Masse Luft m_L , Masse Brennstoff m_B) bestimmen. Zu beachten gilt die Unterscheidung zwischen einem gemessenen Lambda im Abgas und dem Lambda, das im Zylinder vorherrscht. Wird z.B. bei großer Ventilüberschneidung der Zylinder durchspült, sind die Lambda-Werte im Abgaskrümmen mager, jedoch herrscht im Zylinder weiterhin $\lambda = 1$ vor.

$$\lambda = \frac{m_L}{L_{st} \cdot m_B} \quad (4.2)$$

Arbeitsweise der Breitband-Lambda-Sonde

Für die Messung des Luftverhältnisses ist eine Breitbandlambdasonde LSU der Fa. Bosch in Kombination mit einem Lambdameter, zusätzlich zu den beiden fix am Motor verbauten Sonden, angebracht. Die Breitbandlambdasonde kann nicht nur im stöchiometrischen Punkt $\lambda = 1$, sondern auch im fetten ($\lambda < 1$) und mageren ($\lambda > 1$) Bereich genau messen. Die Lambdasonde ist prüfstandsseitig mit einem ETAS Lambdameter verbunden, welches die Berechnung des realen Lambda-Wertes übernimmt. Aufgrund des breiten Messbereichs kann die Breitband-Lambda-Sonde auch bei Dieselmotoren, Otto-Magerkonzepten und Gasmotoren eingesetzt werden. Das zu messende Gas gelangt über ein Eintrittsloch der Pumpzelle in den Diffusionsspalt, der den eigentlichen Messraum darstellt. Mittels Nernst-Konzentrationszelle wird das Gas im Diffusionsspalt mit der Referenzluft (Umgebungsluft) verglichen. Sauerstoff kann durch die Diffusionsbarriere in den Diffusionsspalt hinein- oder hinausgepumpt werden, was durch Anlegen der Pumpspannung U_p geschieht. Mit Hilfe der Nernst-Konzentrationszelle wird die anliegende

Spannung an der Pumpzelle geregelt, sodass eine Gaszusammensetzung von konstant $\lambda = 1$ im Diffusionsspalt anliegt. Bei $\lambda = 1$ ist der Pumpenstrom null, da kein Sauerstoff transportiert werden muss. Ist das Abgas mager, ergibt sich ein positiver Pumpenstrom, da die Pumpenzelle den Sauerstoff nach außen pumpt. Umgekehrt ist bei fettem Abgas der Pumpenstrom negativ, weil der Sauerstoff der Umgebung in den Diffusionsspalt gepumpt wird. Somit ist der Pumpenstrom ein Maß für die Sauerstoffkonzentration im Abgas. Der Verlauf des Pumpenstroms ist jedoch nicht linear [2]. In Abbildung 4.12 ist der nicht lineare Zusammenhang von Lambda zu Pumpenstrom zu erkennen.

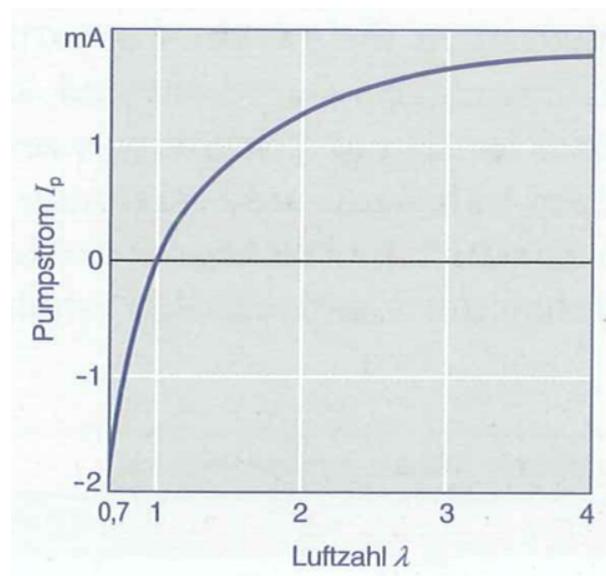


Abbildung 4.12: Pumpenstrom I_p über Luftzahl λ einer Breitband-Lambda-Sonde [2]

4.5.7 Abgasmessung

Die Abgasmessung ist eine wichtige Beurteilungsgrundlage für Verbrennungsmotoren. Das Einhalten der aktuell gesetzlich gültigen Abgasgrenzwerte hat bei der Motorenentwicklung hohe Priorität und muss unbedingt gewährleistet sein. Das Abgas wird am Prüfstand vor dem Katalysator entnommen, somit wird nur das Rohabgas des Versuchsträgers zur Messung herangezogen. Die Schadstoffkonzentration im Rohabgas als Funktion des Luftverhältnisses eines Ottomotors ist in Abbildung 4.13 schematisch dargestellt. Deutlich zu erkennen ist hier, dass die NO_x Konzentration bei einem Lambda-Wert knapp über $\lambda = 1$ ein Maximum hat.

Die Abgasnachbehandlung am Motor erfolgt mittels 3-Wege-Katalysator. Die höchste Konvertierungsrate der Schadstoffe erfolgt dabei in einem relativ kleinen λ -Fenster nahe dem stöchiometrischen Luftverhältnis. Dabei erfolgt die Regelung des λ -Wertes über zwei Lambdasonden, wobei die erste vor dem Katalysator und die zweite Sonde nach

dem Katalysator angebracht ist.

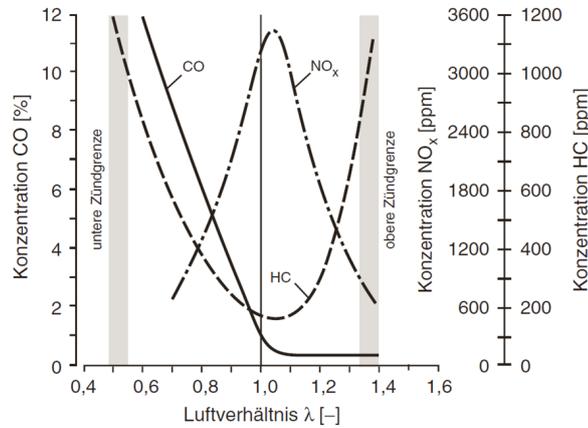


Abbildung 4.13: Schadstoffkonzentration im Rohabgas von Ottomotoren [7]

Für die Messung wird die Abgas-Testbench CEB der Fa. AVL verwendet, mit der sich Konzentrationen an CO, CO₂, NO_x, HC und O₂ messen lassen. Vor einer Messung müssen die Messbereiche der einzelnen Abgaskomponenten eingestellt und die Anlage mittels Kalibriergas kalibriert werden. In Abhängigkeit der zu erwartenden Abgaskonzentration wird mit einem Satz aus stabilen Gasgemischen mit zertifizierter Konzentration eine Kalibrierung durchgeführt, um im optimalen Messbereich zu arbeiten. Je nach Versuchsmotor kann so die Abgasmessung auf die jeweilige Konzentration kalibriert werden. In Abbildung 4.14 sind die Abgasgrenzwerte für Otto-Motoren in der EU, ab EU 5, dargestellt.

EURO 5 & 6 SPARK IGNITION EMISSION LIMITS										
Emissions	Unit	PC M ¹⁾ , LDT N1 CL 1			LDT N1 CI 2			LDT N1 CI 3, N2		
		Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6	Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6	Euro 5a	Euro 5b/b+	Euro 6
THC	mg/km	100	100	100	130	130	130	160	160	160
NMHC		68	68	68	90	90	90	108	108	108
NO _x		60	60	60	75	75	75	82	82	82
CO		1000	1000	1000	1810	1810	1810	2270	2270	2270
PM ²⁾³⁾		5.0	4.5	4.5	5.0	4.5	4.5	5.0	4.5	4.5
PN # ³⁾⁴⁾	Nb/km	-	-	TBD	-	-	TBD	-	-	TBD

¹⁾ No exemption for gasoline Passenger Car
²⁾ Applicable to gasoline DI engines only

³⁾ Test procedure defined in UN Reg 83 Suppl 7
⁴⁾ PN valve for Euro 6 is planned to be adopted in a comitology proposal by the Commission 2nd semester 2011

Abbildung 4.14: EU-Abgasgesetzgebung [3]

4.5.8 Temperaturmessung

Die Überwachung verschiedenster Temperaturen am Versuchsmotor und am Prüfstand selbst sind unbedingt nötig für eine genaue Überwachung, Regelung der Konditionieranlagen und Analyse. Am Prüfstand werden zwei verschiedene Arten von Temperatursensoren eingesetzt. Zum Einen NiCr-Ni Mantel-Thermoelemente (Typ K) und zum anderen Mantel-Widerstandstemperatursensoren mit der Bezeichnung Pt 100. Durch die

eingesetzten Sensoren werden Zustände der Umgebung, der Ansaugluft, der Betriebsmittel, der Kühlmedien und des Abgases an einer Vielzahl von Temperaturmessstellen bestimmt. Um die Signale der Sensoren erfassen und speichern zu können, müssen diese mittels A/D-Wandler digitalisiert werden. Die A/D-Wandler befinden sich in der über dem Versuchsmotor angebrachten Sensorbox und übermitteln die Daten über ein Bus-system an die Steuerung des Prüfstands. Mit der Prüfstandssoftware Tornado werden die Daten konfiguriert und während des Motorbetriebs überwacht. In Tabelle 4.3 sind alle am Motor angebrachten Temperaturmessstellen aufgelistet.

Tabelle 4.3: Temperaturmessstellen

Bezeichnung	Messgröße-/stelle	Typ
T_Raum	Raumtemperatur	Pt100
T_10	Ansauglufttemperatur vor Verdichter	NiCr-Ni
T_20	Ansauglufttemperatur nach Verdichter vor LLK	NiCr-Ni
T_21	Ansauglufttemperatur nach LLK	Pt100
T_22	Ansauglufttemperatur im Sammler	NiCr-Ni
T_31a,b	Abgastemperatur vor Eintritt ATL Turbine	NiCr-Ni
T_40	Abgastemperatur nach ATL, vor Kat.	NiCr-Ni
T_41a,b,c	Abgastemperatur im Katalysator	NiCr-Ni
T_42	Abgastemperatur nach Kat.	NiCr-Ni
T_Oel_Wanne	Öltemperatur in der Ölwanne	NiCr-Ni
T_KM_ein	Kühlmitteltemperatur Motor Eintritt	Pt100
T_KM_aus	Kühlmitteltemperatur Motor Austritt	Pt100
T_Krst_VD	Kraftstofftemperatur vor Hochdruckpumpe	Pt100
T_AUSP4	Abgastemperatur im Auspuffkrümmer 4	NiCr-Ni

Thermoelemente

Thermoelemente werden speziell für Messbereiche zwischen 0 und 1300 °C eingesetzt, aus diesem Grund werden sie auch zur Messung der Abgastemperaturen des Versuchsmotors verwendet. Das Messprinzip beruht auf dem Seebeck-Effekt. Dieser besagt, dass zwischen den Enden eines metallischen Leiters eine elektrische Spannung auftritt, wenn an diesen unterschiedliche Temperaturen herrschen. Bei Thermoelementen wird immer ein Temperaturunterschied zu einer Referenzstelle gemessen. Eine Absoluttemperaturmessung ist nur mit einer zusätzlichen Messung der Referenzstelle möglich. Thermoelemente haben in der Regel eine relativ hohe Temperaturstreuung von ± 2 °C [2].

Widerstandstemperatursensoren

Widerstandstemperatursensoren können in einem Temperaturmessbereich von -200 bis 600 °C eingesetzt werden. Die eingesetzten Platin(Pt)-Widerstände mit der Bezeichnung

Pt100 haben einen Nennwiderstand von 100 Ohm bei einer Referenztemperatur von 20 °C. Bei einem Pt100 Messwiderstand ergibt sich bei einer Temperaturänderung von 10 K bei einem Messstrom von 1 mA eine Ausgangsspannung von 3 bis 4 mV [11].

4.5.9 Druckmessung

Die Überwachung und Aufzeichnung von flüssigen sowie gasförmigen Medien erfolgt mittels Druckumformern (langsame Messdaten) von JUMO. Die Druckumformer sind je nach Messort mit gas- und flüssigkeitsdichten Schläuchen mit der jeweiligen Messstelle verbunden. Der am Druckumformer anliegende Druck wird mittels A/D-Wandler in ein elektrisches Signal umgewandelt und zur Überwachung und Sicherung über den CAN-Bus an die Prüfstandssoftware Tornado weitergeleitet.

Tabelle 4.4: Druckmessstellen

Bezeichnung	Messgröße-/stelle	Messbereich	
p_10	Druck vor Verdichter	-1÷1	bar
p_20	Druck nach Verdichter, vor LLK	0÷4	bar
p_21	Druck nach LLK	0÷4	bar
p_31a,b	Druck vor Eintritt ATL Turbine	0÷6	bar
p_40	Druck nach ATL, vor Kat.	0÷2.5	bar
p_42	Druck nach Kat.	0÷1.6	bar
p_Kgh	Kurbelgehäusedruck	0÷1.6	bar
p_KM	Druck im Kühlmittelsystem	0÷4	bar
p_Krst_VD	Kraftstoffdruck nach Vorförderpumpe	0÷10	bar
p_HOEK	Druck im Hauptölkanal	0÷10	bar
p_Quarz	Druck im Quarzkühlsystem	0÷2.5	bar
p_SDREF	Referenzdruck im Saugrohr	abs. 0÷5	bar
p_ADREF	Referenzdruck im Auspuffkrümmer	abs. 0÷5	bar
p_Raum	Umgebungsdruck	abs. 0.75÷1.25	bar

In Abbildung 4.15 sind schematisch die Druck- und Temperaturmessstellen am Versuchsmotor dargestellt.

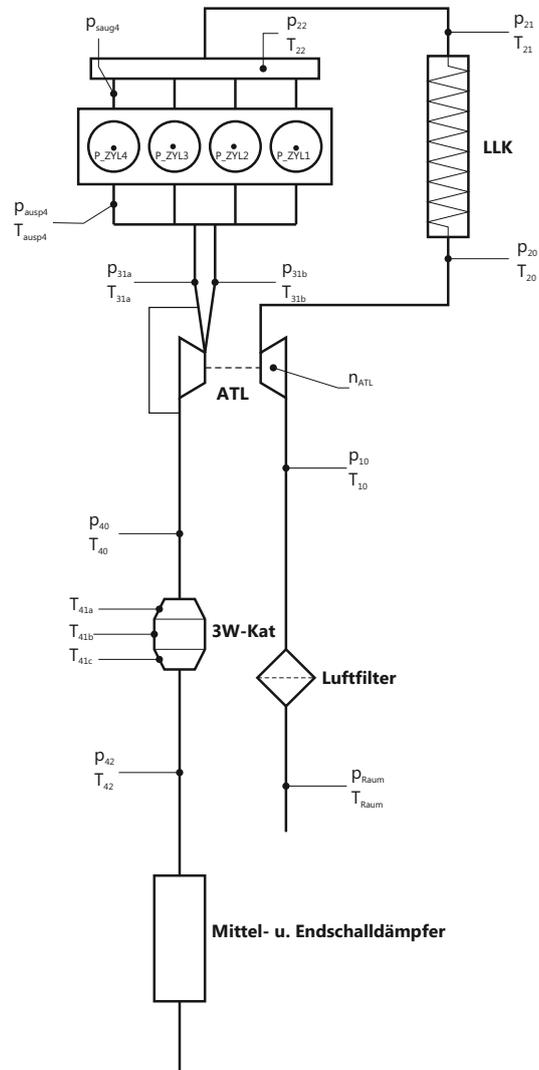


Abbildung 4.15: Schematische Darstellung der Messstellen am Versuchsträger (N20)

4.5.10 Indizierung

Am Versuchsmotor werden an allen vier Zylindern Indizierdrucksensoren montiert um eine thermodynamische Analyse, insbesondere eine genaue Bestimmung des Reibmitteldrucks, durchführen zu können. Wird durch die Indizierung der Brennraumdruck im Zylinder gemessen spricht man im Allgemeinen von einer Hochdruckindizierung. Dabei sind die Druckaufnehmer in den Zylinderkopf mit Adapterhülsen, um eine Abdichtung des Kühlwasserraums zu gewährleisten, angebracht. Hierzu kommen piezoelektrische Drucksensoren mit der Bezeichnung 6041A der Fa. Kistler zum Einsatz. Zusätzlich erfolgt eine Niederdruckindizierung im Abgaskrümmmer sowie im Saugrohr von Zylinder 4 des Motors mittels piezoresistiven Drucksensoren, hierzu sind ebenfalls Kistler Drucksensoren (4045A) im Einsatz. Die Druckaufnehmer im Auspuffkanal sowie die Zylinderdrucksensoren sind mit Wasserkühlung ausgestattet, um den hohen Betriebstemperaturen standzuhalten. Für den Drucksensor 4045A wird zur Kühlung zusätzlich ein Einschraubadapter verwendet. In Abbildung 4.16 sind die beiden Kistler Druckaufnehmer dargestellt. Über Strommesszangen werden zusätzlich die Verläufe des primär Zündstromes sowie der Einspritzventilansteuerung gemessen und über den Kurbelwinkel dargestellt. Die Überwachung der innermotorischen Abläufe wird mit dieser Technik enorm erleichtert und bietet in Kombination mit einer Online-Ausgabe der Druckverläufe während der Messung eine gute Übersicht. Grundsätzlich wird beim Indizieren auf Kurbelwinkelbasis gemessen.

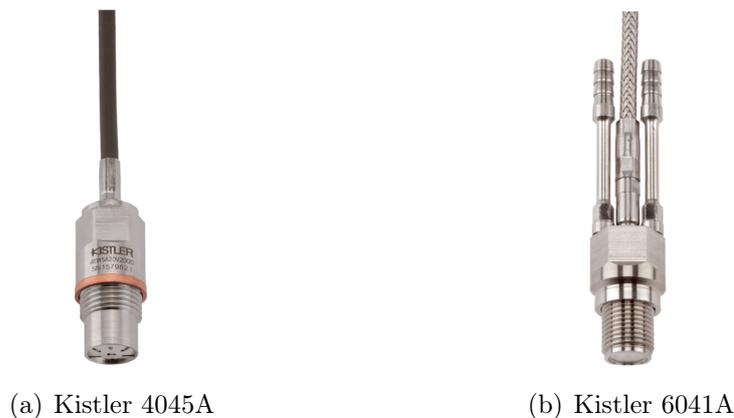


Abbildung 4.16: Kistler Druckaufnehmer

Der piezoelektrische Druckaufnehmer ist zum Brennraum über eine Druckaufnehmermembrane abgeschlossen, auf welche der Brennraumdruck wirkt und so zu einer Kraft die proportional zum Druck ist, führt. Abhängig vom Zylinderdruck wird so eine Ladung im Druckaufnehmer erzeugt, die wiederum in eine Spannung proportional zur Ladung umgewandelt wird. Im Anschluss wird die Spannung in einen A/D-Wandler geleitet, wodurch die Daten über die Prüfstandssoftware IndiCom ausgelesen und gesichert werden. Da es aufgrund von Gemisch-Inhomogenitäten zu starken Druckschwankungen bei

der Verbrennung kommt, wird für die thermodynamische Auswertung über eine Anzahl von 100 Arbeitszyklen gemittelt. Die Triggerung sowie die Kurbelwinkelzuordnung des Drucksignals erfolgt durch einen Drehwinkelgeber [5].

Tabelle 4.5: Indiziermessstellen

Bezeichnung	Typ	Messverfahren	Druckbereich	T _{max}
p_ZYL1	Kistler 6041A	piezoelektrisch	0÷250 bar	350 °C
p_ZYL2	Kistler 6041A	piezoelektrisch	0÷250 bar	350 °C
p_ZYL3	Kistler 6041A	piezoelektrisch	0÷250 bar	350 °C
p_ZYL4	Kistler 6041A	piezoelektrisch	0÷250 bar	350 °C
p_Ausp4	Kistler 4045A	piezoresistiv	0÷5 bar	140 °C
p_Saug4	Kistler 4045A	piezoresistiv	0÷5 bar	140 °C

Drehwinkelgeber

Die Messung der Drehzahl bzw. der Kurbelwellenposition erfolgt dabei mit einem Drehwinkelgeber, der mit einem optischen Messprinzip arbeitet. Der Drehwinkelgeber hat die Aufgabe die Kurbelwellendrehung relativ zum Kurbelgehäuse zu erfassen. Dazu wird der Geber am freien Ende der Kurbelwelle montiert, der Sensorkopf ist dabei drehbar auf dem Wellenstück gelagert. Die Befestigung des Widerlagers erfolgt am Kurbelgehäuse und nach Möglichkeit an einer möglichst vibrationsarmen Stelle. Zu beachten ist dabei die auftretende Kurbelwellentorsion im Betrieb, aus diesem Grund sollte immer der zum Drehwinkelgeber nächsten Zylinder (Zylinder 1) indiziert werden [4].

Als Beispiel sei hier die aufgrund von Torsion entstehende Winkeländerung der Kurbelwelle eines 6-Zylinder-Reihenmotors zwischen Zylinder 1 und 6 erwähnt.

Kapazitive OT-Bestimmung

OT-Bestimmung

Da am Versuchsmotor eine thermodynamische Analyse durchgeführt wird, kommt der OT-Bestimmung eine große Bedeutung zu. Der obere Totpunkt des Versuchsträgers wird mit einem kapazitiven OT-Sensor vor der Inbetriebnahme bestimmt. Im weiteren Versuchsablauf wird eine Kontrolle des thermodynamischen Verlustwinkels vor jeder Messreihe durchgeführt.

Kapazitive OT-Bestimmung Zur OT-Bestimmung mit kapazitiven Sensoren wird der Motor geschleppt betrieben. Dies ist durch den am Prüfstand vorhandenen Tandemaufbau (Wirbelstrombremse, Asynchronmaschine) möglich. Diese Methode ist mit einer Genauigkeit von ± 0.1 °KW sehr präzise, weil direkt die Kolbenbewegung gemessen wird. Für die Messung wird die Zündkerze im Zylinder 1 demontiert und an Stelle dieser der kapazitive Sensor zur OT-Bestimmung montiert.

OT-Bestimmung über thermodynamischen Verlustwinkel Der thermodynamische Verlustwinkel ist als Differenzwinkel zwischen geometrischem OT und der Lage des Druckmaximums definiert. Aufgrund von Wärme- und Leckageverlusten entsteht das Druckmaximum vor dem oberen Totpunkt. Die Schleppdrehzahl wirkt sich auf den Verlustwinkel aus, da durch die verkürzte Zeit die abgegebene Wärme sinkt. Daher ist es wichtig immer die gleiche Referenzdrehzahl zur OT-Bestimmung mittels Verlustwinkel zu verwenden. Die OT-Überprüfung am Versuchsmotor erfolgt nach einer Warmlaufphase durch Abstellen der Einspritzung (Schleppbetrieb) und dem vollen Öffnungswinkel der Drosselklappe. Der Druckverlauf wird entsprechend dem Verlustwinkel verschoben. Der Verlustwinkel eines Motors mit 0.5 L Zylinderhubvolumen liegt laut Erfahrung bei 2000 min^{-1} bei rund 0.8°KW [4].

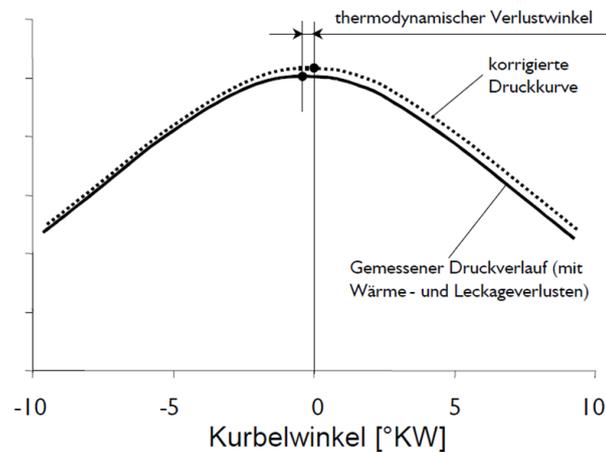


Abbildung 4.17: Schematische OT-Bestimmung über thermodynamischen Verlustwinkel [4]

Druckniveau

Prinzipbedingt kann bei den verwendeten piezoelektrischen Druckaufnehmern nur der wechselnde Druckanteil gemessen werden. Zur Messung des physikalisch korrekten Absolutdrucks p muss daher der gemessene Druckverlauf p_{mess} mittels Nulllinienverschiebung um den Betrag Δp_{mess} verschoben werden.

$$p(\varphi) = p_{\text{mess}}(\varphi) + \Delta p_{\text{mess}} \quad (4.3)$$

Die Korrektheit des Druckverlaufs ist die Grundlage für eine genaue Berechnung des Brennverlaufs, daher kommt der Findung der exakten Nulllinie große Bedeutung zu.

5 Versuchsmessungen

5.1 Messbedingungen

Um einen Wettbewerbsvergleich der beiden Motoren (BMW N20 und Audi EA888) im gefeuerten sowie teilweise im Schleppbetrieb darstellen zu können sind gewisse Messbedingungen einzuhalten. Diese Vorgaben sollen reproduzierbar und für beide Versuchsträger gleichermaßen angewandt werden, um ein vergleichbares Ergebnis zu erhalten. Beide Motoren werden am selben Prüfstand aufgebaut, um Einflüsse der an Prüfständen unterschiedlich verwendeten Messtechnik ausschließen zu können.

Randbedingungen für den Motorbetrieb:

- Über die Batterie werden nur die elektrischen Verbraucher des Motors versorgt, verwendete Messgeräte und andere Verbraucher werden extern mit Spannung versorgt.
- Vor dem Starten einer Messung wird die Batterie voll geladen. Die Ladung erfolgt über ein Ladegerät und während des Motor Warmlaufs über den Generator am Motor, der dann die Batterie lädt. Die Messung kann nach der Warmlaufphase und dem Erreichen eines Generatorladestroms von ca. 8 Ampere gestartet werden. Die Messung des Generatorstroms wird mittels Shunt-Widerstandsmessung durchgeführt.
- Der Klimakompressor bleibt am Motor montiert und wird durch den Riementrieb angetrieben. Der Kompressor bleibt jedoch unbelastet, um auch hier Einflüsse auf die Messergebnisse durch die Kompressorleistung zu verhindern.
- Motoren werden ohne Lenkhilfepumpe betrieben
- Als Kraftstoff wird für beide Versuchsträger ein Ottokraftstoff (ROZ98) verwendet.
- Ölfüllstand auf Maximum
- Ansauglufttemperatur 20 bis 25 °C
- Verwendung des selben Ladeluftkühlers um den gleichen Druckverlust zu erhalten

- Ladelufttemperatur bzw. Temperatur im Sammler sowie Kühlmitteltemperatur nach Vorgabe für die Kennfeldvermessung. In Abbildung 5.1 sind die Temperaturvorgaben für die Kennfeldvermessung zu sehen. Die Regelung der Ladelufttemperatur erfolgt nicht auf die Lufttemperatur direkt nach dem Ladeluftkühler, sondern auf die Sammlertemperatur T_{22} . Durch die relativ lange Strecke zwischen Ladeluftkühler und Sammler ist eine lange Einschwingzeit einzuhalten, da sich die Erwärmung bzw. Abkühlung der Bauteile auf die zu regelnde Temperatur auswirkt. Vor allem in Bereichen niedriger Last, also bei geringem Massendurchsatz der Luft, wirkt sich dieser Effekt besonders stark aus. Die Regelung des Kühlmittels erfolgt auf die Motor-Eintrittstemperatur (T_{KM_ein}) vor dem Thermostat. Durch das Kennfeldthermostat ergibt sich daraus die reale Eintrittstemperatur in den Motor.

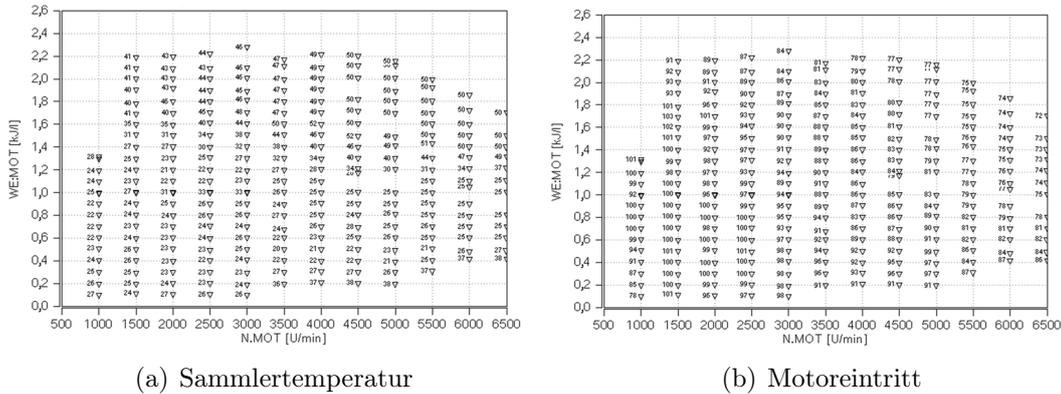


Abbildung 5.1: Vorgabe Kühlmittel- und Sammlertemperatur

Mit dem Softwareprogramm Inca können Daten aus dem Motorsteuergerät des BMW-Versuchsmotors ausgelesen und manipuliert werden. Für den Audi-Motor wurde zum Auslesen des Steuergeräts die VAG-Diagnosesoftware VCDS (VAG-COM) von Ross-Tech verwendet, wobei hier kein Eingriff in die Daten möglich ist.

Vor jedem Messstart wird der Motor warmgefahren bis er seine Betriebstemperatur erreicht hat. Bei einer Motordrehzahl von 2000 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck p_e von 2 bar wird beim BMW-Motor zunächst, wie bereits erwähnt, mittels Inca die Einspritzung abgestellt, somit läuft der Motor im reinen Schleppbetrieb. Der Lastregler wird auf Volllast gestellt, wodurch sich ein Vollhub der Ventile sowie eine voll geöffnete Drosselklappe einstellen. Danach wird die OT-Bestimmung durchgeführt, wobei sich ein Verlustwinkel von 0.8°KW einstellt. Im Anschluss wird der Lastregler wieder rückgestellt und die Einspritzung aktiviert, somit kann mit den Messversuchen begonnen werden.

5.2 Ausgeführte Messungen

Im Folgenden erfolgt eine kurze Übersicht über die durchgeführten Versuche die an den beiden Motoren vorgenommen wurden. Sämtliche Messungen wurden mit Indizierung und Abgasmessung durchgeführt.

- Volllastkurve
- Verbrauchskennfeld
- Katheizstrategie (Kaltstart bei 20 °C)
- Lastschnitt bei Leerlauf-Drehzahl
- Lastsprung
- Indizierte Normlastpunkte
- Ölverdünnungspunkte

Durch den Ausbau des EA888-Motors aus einem Fahrzeug (Audi A5) muss der gesamte Kabelbaum von den Steuergeräten zum Fahrzeug verlängert werden um eine Verbindung von Fahrzeug und aufgebautem Motor am Prüfstand zu gewährleisten. Die elektrischen Verbraucher des Fahrzeugs werden während des Betriebs durch eine Batterie, die sich ebenfalls im Prüfstand befindet und über den Motor geladen wird, versorgt. In Abbildung 5.2 ist der benötigte Strom für das Bordnetz des Fahrzeugs I_{BN} über den Kurbelwinkel in unterschiedlichen Drehzahl- und Lastbereichen dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass sich unabhängig von Last und Drehzahl ein mittlerer Strom von $I_{\text{BN}} \approx 4$ A einstellt. Zusätzlich kann aufgrund durchgeführter Spannungsmessungen an der Batterie ein konstanter Wert für die Bordnetzspannung $U_{\text{BN}} \approx 14$ V herangezogen werden. Die gemessenen Werte können in Formel 5.2 eingesetzt werden.

Um eine genauere Vergleichbarkeit der beiden Versuchsmotoren zu erhalten werden Korrekturwerte für die Versorgung des Bordnetzes des Audi EA888 berechnet. Zusätzlich erfolgt eine Korrektur des Heizwertes H_{u} auf einen Vergleichswert.

- Heizwertkorrektur

Aufgrund einer Nachbefüllung des Kraftstofftanks zur Versorgung des Prüfstands, wird der Heizwert korrigiert um Abweichungen im Kraftstoff auszugleichen. Die Korrektur der Kraftstoffmasse erfolgt auf einen Heizwert H_{u} von 42.5 MJ/kg

$$m_{\text{K_korr}} = m_{\text{K}} \cdot H_{\text{u}} \cdot \frac{1}{42.5} \quad (5.1)$$

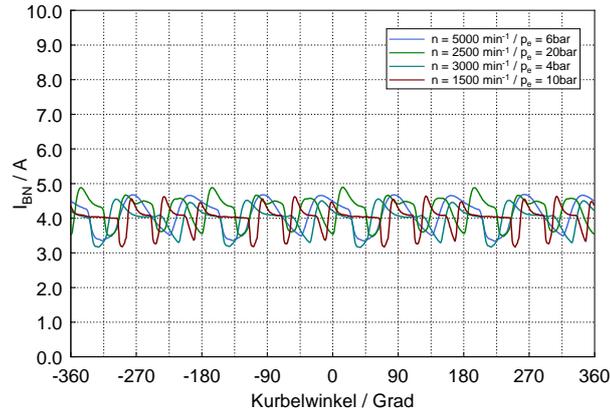


Abbildung 5.2: Fahrzeugstrom für Bordnetzversorgung des Audi A5 (EA888)

- elektrische Leistung Bordnetz

Die elektrische Leistung des Bordnetzes im Fahrzeug errechnet sich mit einem angenommenen durchschnittlichen Generator-Wirkungsgrad η_{el} von 0.66. Der Strom zum Fahrzeug wird mittels Strommesszange ermittelt.

$$P_{BN} = U_{BN} \cdot I_{BN} \cdot \frac{1}{\eta_{el}} \quad (5.2)$$

Daraus lässt sich die korrigierte effektive Motorleistung in kW berechnen.

$$P_{\text{korr_BN}} = P + P_{BN} \quad (5.3)$$

- korrigierter spez. Kraftstoffverbrauch

$$b_{e_korr_BN} = \frac{m_{k_korr}}{P_{\text{korr_BN}}} \quad (5.4)$$

Volllastkurve

Die Volllastkurve wird über das gesamte Drehzahlband des Versuchsmotors erstellt. Nach dem Start erfolgt eine Warmlaufphase bei 2000 min^{-1} und 2 bar effektivem Mitteldruck bis der Motor Betriebstemperatur erreicht hat. Die Messreihe startet bei 1000 min^{-1} und Volllast, das heißt 100% als Pedalwertvorgabe ($\alpha = 100\%$). Dabei stellt sich der λ -Wert durch die Motorsteuerung selbst ein. Mit steigenden Drehzahlen und Mitteldrücken geht Lambda immer mehr Richtung $\lambda < 1$. Durch diese Maßnahme, wird zum Schutz des Katalysators sowie des Abgasturboladers, die Abgastemperatur nach oben begrenzt. Der N20 erreicht im unteren Drehzahlbereich bei hohen Lasten durch „Scavenging“ ein $\lambda > 1$, was nachfolgend in Kapitel 6.1.9 beschrieben wird. Die Messpunkte werden (bis

auf den unteren Drehzahlbereich) in 250 min^{-1} Schritten gemessen, die gesamte Messreihe erstreckt sich so über ein Drehzahlband von 1000 bis 6500 min^{-1} . In Abbildung 5.3 ist der effektive Mitteldruck p_e in bar sowie die Leistung P in kW über der Motordrehzahl abgebildet.

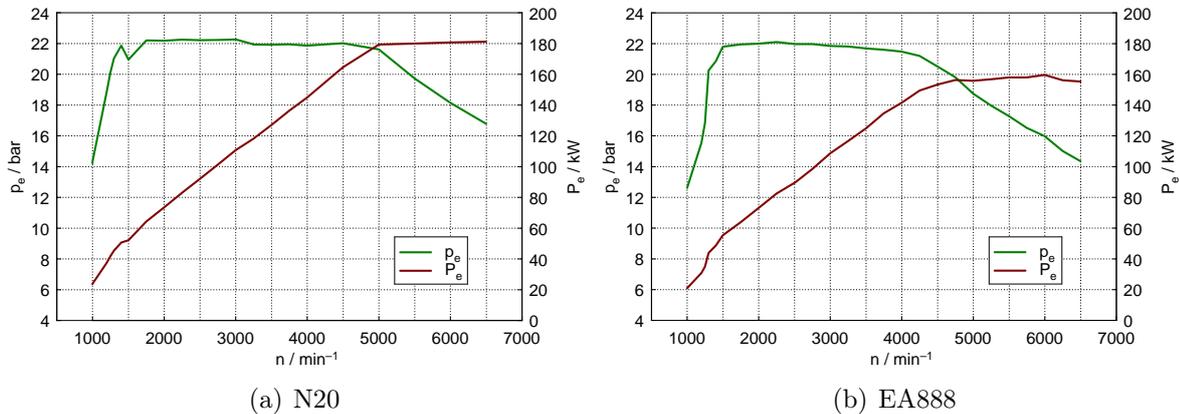


Abbildung 5.3: Vergleich der Volllastkurven

Bei der Erhöhung der Drehzahl wird die Pedalwertvorgabe über die gesamte Messreihe bei $\alpha = 100\%$ belassen. Die Konditionierung der Ladelufttemperatur sowie der zugeführten Kühlwassertemperatur erfolgt dabei nach den Kennfeldtemperaturvorgaben aus Abbildung 5.1. Um einen souveränen Temperatur- und Druckverlauf über das gesamte Volllastkennfeld zu erhalten, ist es wichtig die Messung an einem Stück durchzuführen, ansonsten können im Kennfeld Verzerrungen der Kennlinien durch zwischenzeitliches Abstellen des Motors auftreten. Vor allem für den Prüfstandaufbau und die Messtechnik stellt ein solcher Prüflauf aufgrund der hohen thermischen Belastung eine große Belastung dar, wie in Abbildung 5.4 ersichtlich ist.

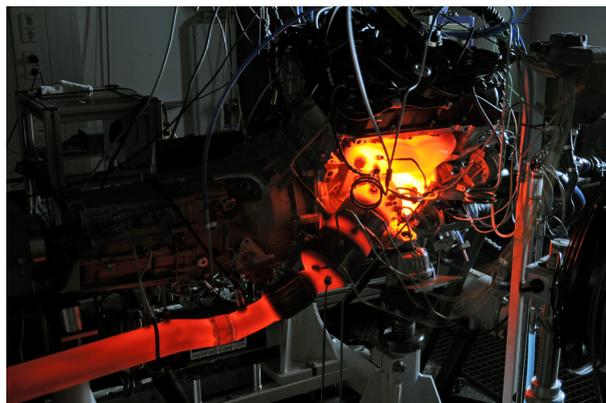


Abbildung 5.4: Abgasseite des BMW N20 im Nennleistungspunkt

Verbrauchskennfeld

Zur Beurteilung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs, verteilt über den gesamten Betriebsbereich des Motors, werden Verbrauchskennfelder zur Darstellung benutzt. Das Kennfeld besteht aus den Kenngrößen Drehzahl n , effektiver Mitteldruck p_e , sowie dem spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e . Die Begrenzung des Kennfelds erfolgt zu den Seiten durch die minimale sowie maximale Motordrehzahl und nach oben hin durch die Vollastlinie. In Abbildung 5.5 sind die aus den Messungen gebildeten Verbrauchskennfelder dargestellt.

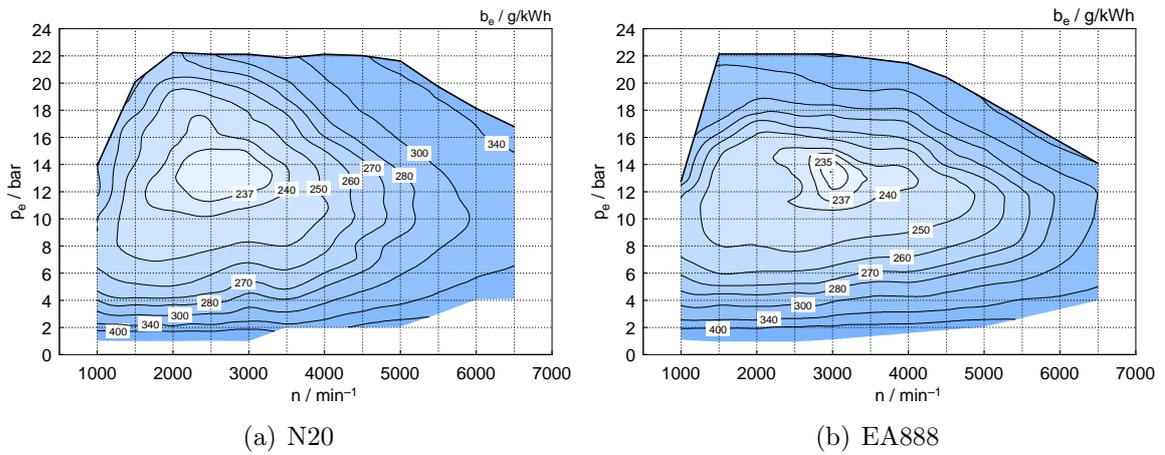


Abbildung 5.5: Vergleich der Verbrauchskennfelder

In Abbildung 5.6 ist die Differenz der spezifischen Kraftstoffverbräuche des N20 abzüglich des Verbrauchs des EA888 zu sehen. Rote Bereiche, also positive Zahlenwerte bedeuten einen höheren spez. Kraftstoffverbrauch des N20 und umgekehrt.

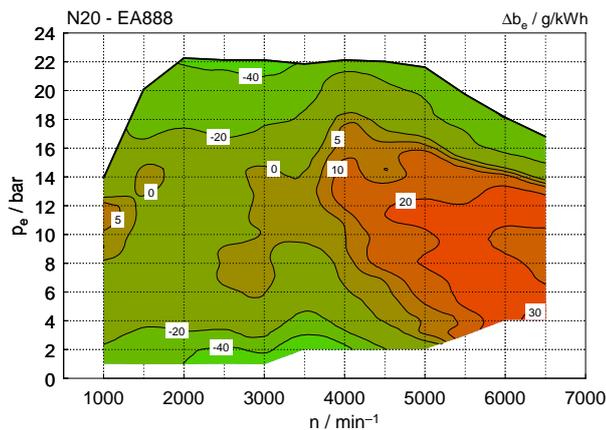


Abbildung 5.6: Differenzkennfeld spez. Kraftstoffverbrauch N20–EA888

Es lässt sich erkennen, dass der N20 im Bereich bis ca. 4000 min⁻¹ vor allem bei hohen und niedrigen Lastbereich einen geringeren spez. Kraftstoffverbrauch aufweist als der EA888. Bei Drehzahlen über 4000 min⁻¹ ist hingegen der EA888 in weiten Bereichen des Kennfeldes im Vorteil. Im Kennfeld stellt sich ein Minimum an spezifischem Kraftstoffverbrauch im unteren Drehzahlbereich bei mittlerer Last ein. Durch das Ansteigen der Ladungswechsel- und Drosselverluste steigt der spezifische Kraftstoffverbrauch hin zu niedrigen Lasten stark an. Zu erkennen ist auch ein Anstieg des relativen Verbrauchs bei konstanter Last und zunehmender Drehzahl, was sich durch die Drehzahlabhängigkeit der Reibung und LW-Verlusten begründen lässt. Im Bereich der Vollast wird aufgrund der hohen Temperaturen zum Bauteil- und Katalysatorschutz und zur Vermeidung von Klopfen das Gemisch immer mehr angefettet ($\lambda < 1$). Die Grenztemperaturen belaufen sich auf ca. 980 °C vor Turbineneintritt ($T_{31a,b}$) und ca. 870 °C vor Katalysator (T_{40}). Für den effektiven spezifischen Kraftstoffverbrauch b_e gilt:

$$b_e = \frac{\dot{m}_B}{P_e} = \frac{1}{\eta_e \cdot H_u} \quad (5.5)$$

Ein typischer Vergleichspunkt im Teillastbereich des Kennfeldes liegt bei 2000 min⁻¹ und einem effektiven Mitteldruck p_e von 2 bar, was einem mittleren Lastpunkt im europäischen Fahrzyklus (NEFZ) entspricht. Dieser Punkt im Kennfeld wird häufig für Verbrauchsvergleiche verwendet. Der spezifische Kraftstoffverbrauch und der Wirkungsgrad sind über den Heizwert direkt miteinander verbunden [9].

KAT-Heizen bei Kaltstart

Der Kaltstart wird bei einer Umgebungstemperatur von 20 °C durchgeführt, dabei wird darauf geachtet, dass auch der Motor, sowie die Kühlmedien, die vorgegebene Temperatur einhalten. Nach dem Starten des Motors durch die Asynchronmaschine läuft der Motor im Leerlauf ohne Last. Die Abgasproblematik, vor allem im Kaltstartbereich kann so über die Abgasmessung dargestellt werden. Der Versuchsmotor läuft im Normalfall nach dem Kaltstart mit erhöhter Leerlaufdrehzahl, einer Zündverstellung Richtung spät sowie einer veränderten Einspritzstrategie. Durch diese Maßnahmen wird ein schnelleres Erreichen der Katalysator-Anspringtemperatur (light-off) gewährleistet. Wie in Abbildung 5.7 zu erkennen arbeiten die beiden Versuchsmotoren mit unterschiedlichen Warmlauf-Strategien.

Zu sehen ist, dass der N20 Motor bis zu einer Messzeit von 170 s mit einem λ -Wert von ca. 0.8 betrieben wird, danach stellt sich $\lambda = 1$ ein. Zusätzlich lässt sich eine Erhöhung der Motordrehzahl nur unmittelbar beim Startvorgang, ausgelöst durch das Anschleppen mit der Asynchronmaschine, erkennen. Die Leerlaufdrehzahl von ca. 750 min⁻¹ wird somit kurz nach dem Startvorgang erreicht. Der gemessene Zündwinkel liegt während der Messung bei $\sim 5^\circ$ vOT. Der λ -Wert von 0.8 wirkt sich auch auf die gemessenen Temperaturen aus, vor allem T_{42} (Temperatur nach Katalysator) beginnt erst nach einer Verzögerung von ca. 475 s Motorbetrieb zu steigen. Es hat sich jedoch gezeigt, dass

aufgrund eines veralteten Datenstandes, dieses Verhalten des N20 Motors nicht dem Serienstand entspricht.

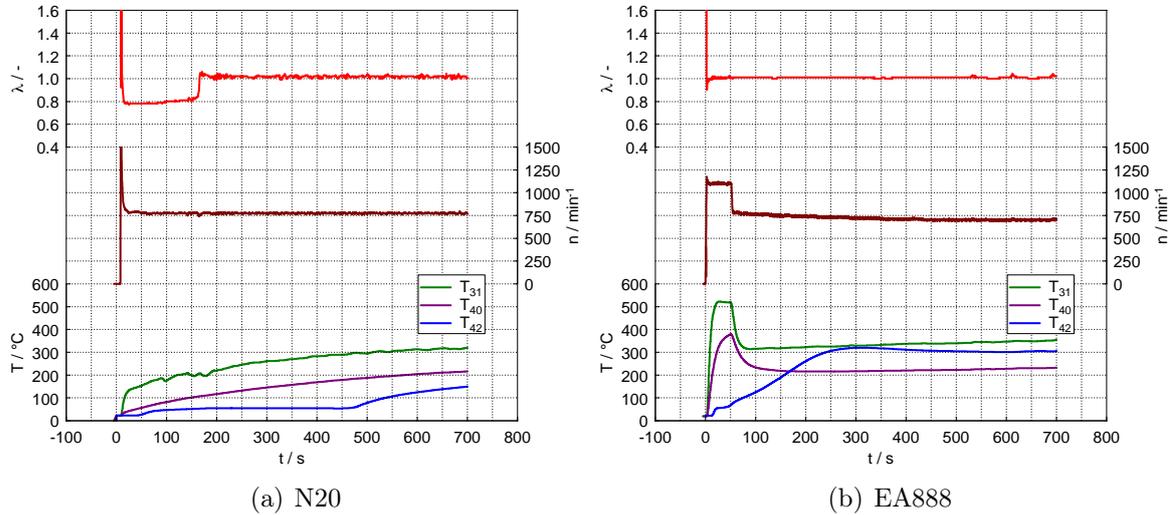


Abbildung 5.7: Kaltstartversuch bei 20 °C

Beim EA888 Motor liegt über den gesamten Kaltstartversuch ein λ von 1 vor. Für einen Zeitraum von 50 s liegt eine erhöhte Motordrehzahl von ca. 1100 min^{-1} vor, sowie ein später Zündwinkel der bei 20° nOT liegt. Nach den 50 s stellt sich eine Leerlaufdrehzahl von 750 min^{-1} ein und der Zündwinkel ändert sich auf ca. 2° vOT. Somit erreicht der EA888 ein schnelleres Ansteigen der gemessenen Temperaturen.

Lastschnitt bei Leerlauf-Drehzahl

Der Leerlauf-Lastschnitt erfolgt mit betriebswarmem Versuchsmotor bei einer Motordrehzahl von 700 min^{-1} . Dabei wird der effektive Mitteldruck von 0 bis 6 bar in 0,5-bar-Schritten erhöht (0...(0,5)...6 bar). In Abbildung 5.8 ist der Lastschnitt der beiden Motoren bei einer Drehzahl von 700 min^{-1} zu sehen. Aus der Differenzbildung des N20 abzüglich des EA888 lässt sich erkennen, dass beinahe bei allen gemessenen Punkten der N20 gegenüber des EA888 einen geringeren spez. Kraftstoffverbrauch aufweist. Damit lassen sich auch Rückschlüsse auf die Stabilität einer Verbrennung ziehen.

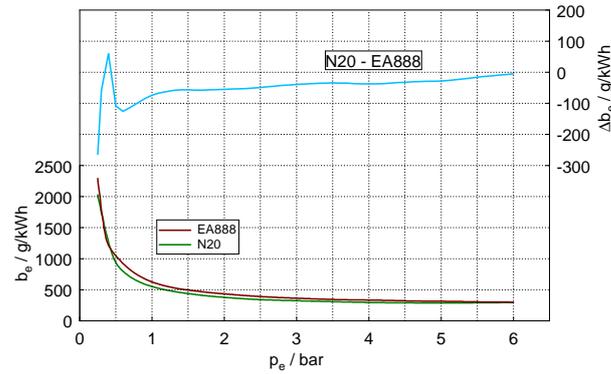


Abbildung 5.8: Lastschnitt bei 700 min^{-1}

Lastsprung

Der Versuchsmotor wird betriebswarm bei 1700 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck von 2 bar betrieben. Beim Lastsprung wird die Pedalwertvorgabe α in kürzest möglicher Zeit auf Volllast erhöht ($\alpha = 100\%$). Dabei wird bei beiden Motoren die Ansauglufttemperatur auf $20 \text{ }^\circ\text{C}$ und die Sammlertemperatur auf $30 \text{ }^\circ\text{C}$ geregelt. In Abbildung 5.9 ist ein Lastsprung von beiden Motoren dargestellt. Im Anschluss wird in Kapitel 6.1.2 näher auf das Ansprechverhalten der Motoren eingegangen.

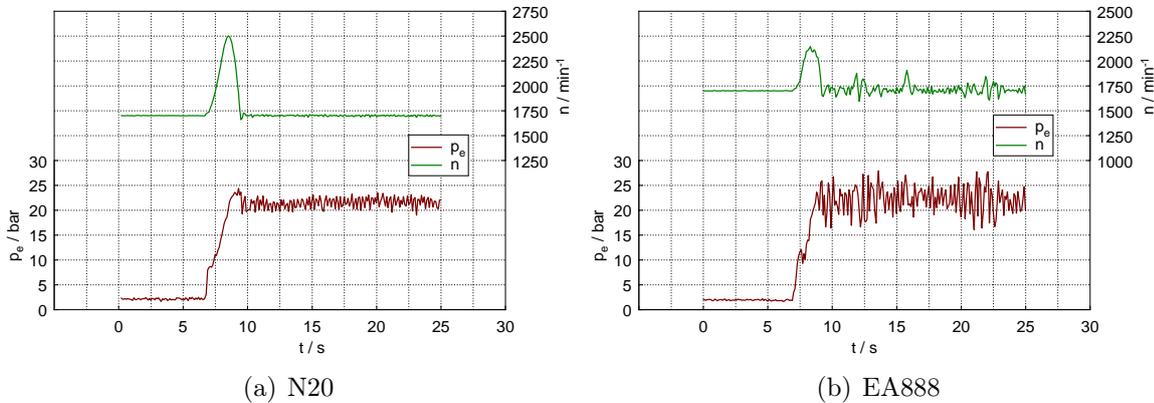


Abbildung 5.9: Lastsprung 1700/2 auf 1700/VL

Indizierte Normlastpunkte

Die Messung der Punkte erfolgt mit zwei unterschiedlichen Wastegate-Einstellungen (Wastegate offen/geschlossen). Beim N20 wird das Wastegate einmal über INCA durch Zugriff auf das Motorsteuergerät manuell offengehalten und für die zweite Messung wieder in den automatischen Betrieb gestellt. Das Wastegate des EA888 wird für diesen Versuch direkt am Versuchsmotor mechanisch offengehalten. Die Messungen werden wie in Tabelle 5.1 aufgelistet für Drehzahlen n und indizierte Mitteldrücke p_i durchgeführt.

Tabelle 5.1: Normlastpunkte

Drehzahl	indizierter Mitteldruck p_i
700 min^{-1}	1 bar
1500 min^{-1}	2 bar
2000 min^{-1}	2 bar
2000 min^{-1}	2.7 bar
2000 min^{-1}	4 bar
3000 min^{-1}	4 bar

In Abbildung 5.10 ist klar zu erkennen wie sich der Ladedruck p_{21} in Abhängigkeit zum Wastegate verhält. Somit kann bei geöffnetem Wastegate kein Ladedruck aufgebaut werden. Im gemessenen Bereich sind bei beiden Motoren beinahe identische Ladedrücke zu erkennen.

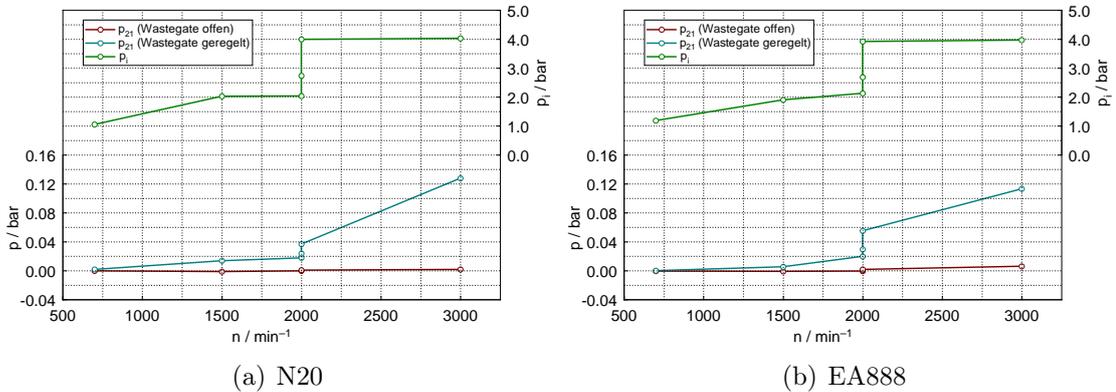


Abbildung 5.10: Normlastpunkte

Ölverdünnungspunkte

Es werden zwei Prüfläufe zur Ermittlung des Kraftstoffeintrags ins Motoröl gefahren. Der 1. Ölverdünnungspunkt wird bei einer Motordrehzahl n von 2500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck p_e von 10 bar über einen Zeitraum von 1 h gemessen. Über das Softwareprogramm INCA wird beim N20 für diesen Versuch die elektrische Wasserpumpe auf maximalen Durchfluss gestellt (WAPU: high+kft). Die Konditionierung des Kühlwassers erfolgt auf $50 \text{ }^\circ\text{C}$. Durch die Regelung über das Thermostat des Motors stellt sich so eine konstante Kühlwassertemperatur ($T_{\text{KM_aus}}$) im Motor von ca. $84 \text{ }^\circ\text{C}$ ein. Beim EA888 wird der Thermostat am Motor mechanisch geöffnet (aufgespreizt) um so die Kühlwassertemperatur im Motor über die Konditionieranlage regeln zu können. In Abbildung 5.11 ist zu sehen, dass sich über den gesamten Versuchslauf der Mitteldruck p_e sowie die Abgastemperaturen konstant verhalten.

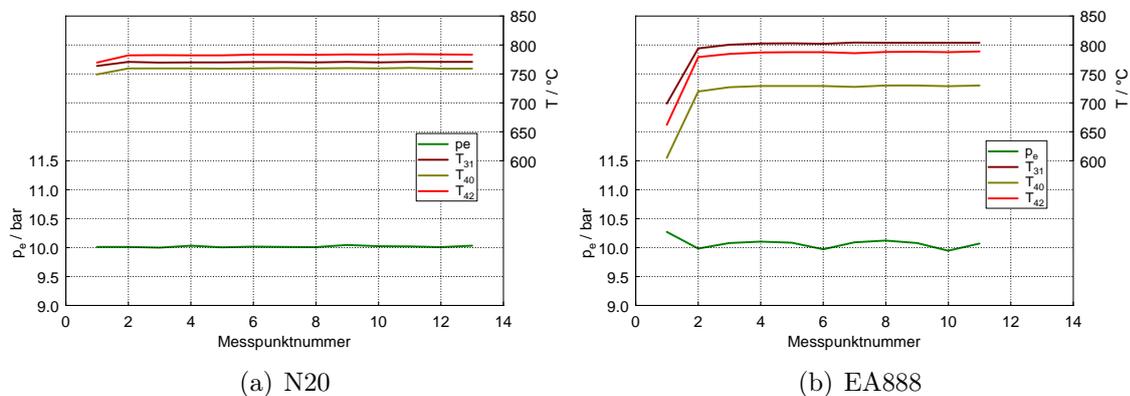


Abbildung 5.11: Ölverdünnungspunkt 1h bei $n = 2500 \text{ min}^{-1}$ / $p_e = 10 \text{ bar}$

Auffällig in den Kennfeldern ist, dass die Temperatur T_{31} beim EA888 höher liegen als beim N20. Da der N20 im Gegensatz zum EA888 einen TwinScroll-Turbolader verbaut hat und die Temperaturmessung in einem der beiden getrennten Fluten erfolgt, wird dieser mit einem geringeren Massenstrom beaufschlagt, was sich wiederum auf die Temperatur auswirkt. Weiters ergeben sich durch die Unterschiede im Abgasdruck p_{31} die unterschiedlichen Temperaturen vor Katalysator T_{40} . In Abbildung 6.5 sind die Abweichungen beim Druck p_{31} für die Ölverdünnungsmessung relevanten Punkte ($n = 2500 \text{ min}^{-1}$, $p_e = 10 \text{ bar}$) klar ersichtlich. Aufgrund der unterschiedlichen Katalysatoren der beiden Motoren lässt sich die unterschiedliche Temperaturdifferenz zwischen T_{40} (vor Katalysator) und T_{42} (nach Katalysator) erklären.

In Abbildung 5.12 ist das Streuband der Ölverdünnung (FEV) für 12 vermessene Motoren dargestellt. Diese Streuung ist für den Versuch bei einer Motordrehzahl von 2500 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck p_e von 10 bar mit 1 h Messzeit relevant. Zu erkennen ist, dass sich beide Versuchsmotoren etwas über dem unteren Limit für direkt einspritzende Ottomotoren befinden.

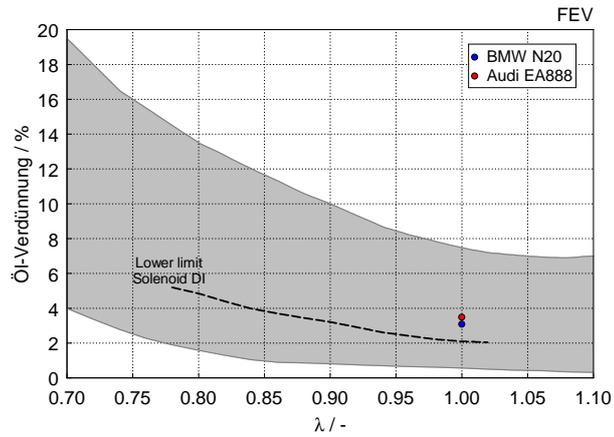


Abbildung 5.12: FEV-Ölverdünnung

Der 2. Ölverdünnungspunkt wird bei einer Drehzahl von 1500 min^{-1} und Vollast gemessen, wobei dieser Versuch über eine Dauer von 2 h durchgeführt wird. Die elektrische Wasserpumpe des N20 wird dazu wieder in den Automatik-Betriebsbereich gestellt und das Thermostat des EA888 rückgebaut.

6 Analyse der Messdaten

6.1 Gegenüberstellung der Versuchsträger

6.1.1 Zylinderdruck

In Abbildung 6.1 sind die Einspritzsignale sowie der Zylinderdruckverlauf bei einer Drehzahl von 2500 min^{-1} und Volllast ($p_e = 22 \text{ bar}$) über den Kurbelwinkel dargestellt. Klar zu erkennen sind hier die unterschiedlichen Einspritzstrategien der beiden Motoren, in diesem Betriebspunkt mit 2-facher bzw. 3-facher Einspritzung. Die erste Einspritzung erfolgt in diesem Lastpunkt bei beiden Motoren in den Saughub. Beim EA888 folgen noch zwei Nacheinspritzungen, die aufgrund der lastpunktbedingten sehr späten Zündung ebenfalls spät durchgeführt werden.

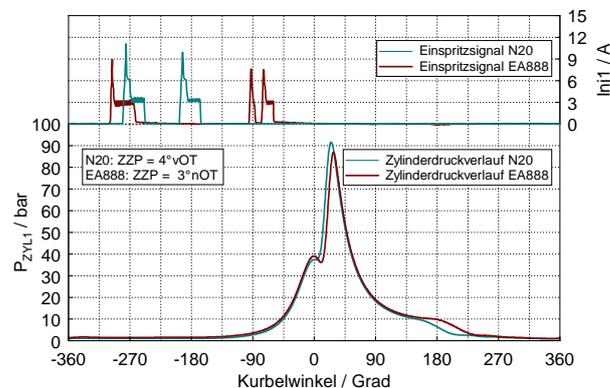


Abbildung 6.1: Zylinderdruckverlauf und Einspritzsignale bei 2500 min^{-1} / Volllast ($p_e = 22 \text{ bar}$)

In Abbildung 6.2 ist ein Lastschnitt bei einer Drehzahl von 5000 min^{-1} über den gesamten effektiven Mitteldruckbereich von 2 bar bis VL abgebildet. Zusätzlich sind die Einspritz- und Zündsignale bei einem p_e von 2 bar und bei VL zu sehen. Zu erkennen ist, wie sich Einspritz- und Zündzeitpunkt mit steigender Last aufgrund der Klopfgrenze in Richtung OT, also Richtung „Spät“, verstellen. Auch sind bei dieser Drehzahl und VL im Gegensatz zu Abbildung 6.1 bei beiden Versuchsträgern Einzeleinspritzungen mit relativ langen Öffnungszeiten der Einspritzventile zu erkennen.

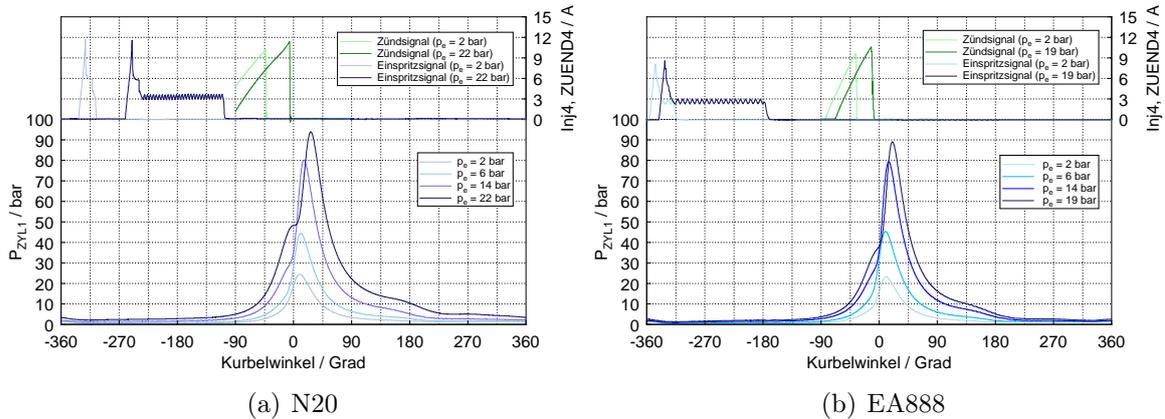


Abbildung 6.2: Zylinderdruckverläufe im Lastschnitt bei 5000 min^{-1} , Einspritz- und Zündsignale

6.1.2 Ansprechverhalten

Der Lastsprung-Versuch ist ein guter Indikator für das Ansprechverhalten eines Motors und zeigt die transienten Eigenschaften auf. Dabei wird der Motor im betriebswarmen Zustand bei konstanter Drehzahl gehalten und ein Lastsprung in einer definierten Zeit durchgeführt. Um eine gute Vergleichbarkeit zu gewährleisten werden beide Versuchsträger mit denselben Konditionierbedingungen betrieben. Dabei wird eine Sammlertemperatur mittels Ladeluftkühler von $T_{22} = 30 \text{ }^\circ\text{C}$ und die Kühlmitteltemperatur mit der Kühlmittelkonditionieranlage eingestellt. Aufgrund der Thermostatregelung der Motoren stellen sich so die Motortemperaturen ein. Wie in Abbildung 6.3 zu sehen, wird der Versuch bei beiden Motoren unter den selben Response-Bedingungen durchgeführt. Bei einer Motordrehzahl von 1700 min^{-1} und einem effektiven Mitteldruck $p_e = 2 \text{ bar}$ wird in einer vorgegebenen Zeit von 1 s die Drosselklappe voll geöffnet, das heißt $\alpha = 100\%$.

Der Vergleich erfolgt im Schnittpunkt der eingetragenen 21-bar-Linie mit der Kurve des effektiven Mitteldrucks p_e . Zu erkennen ist ein gemessener λ -Wert Richtung mager ($\lambda > 1$) beim N20 und Richtung fett ($\lambda < 1$) beim EA888, was sich auch mit den λ -Werten aus den Kennfeldern in diesem Betriebsbereich deckt. Der N20 kann aufgrund seines vollvariablen Ventiltriebs sogenanntes „Scavenging“ betreiben. Mit einer Erhöhung der Ventil-Überschneidung kann durch Spülen des Zylinders eine verbesserte Füllung erreicht werden. Zusätzlich wird heißes Abgas in den Abgaskrümmen gedrückt, was das Ansprechverhalten des ATL vor allem bei niedrigen Drehzahlen verbessert. Prinzipiell lässt sich das verzögerte Ansteigen des Lade- sowie Mitteldrucks durch die Trägheit der Turbine und des Verdichters im ATL erklären. Durch den entstehenden Druckabfall aufgrund des schnellen Öffnens der Drosselklappe ist beim Ladedruck p_{21} ein kurzzeitiges, geringes Absinken zu erkennen.

Der Unterschied zwischen Ladedruck nach LLK (p_{21}) und Druck im Luftsammler (p_{22}) beschreibt den Verlust über die Drosselklappe. Bei voll geöffneter Drosselklappenstellung

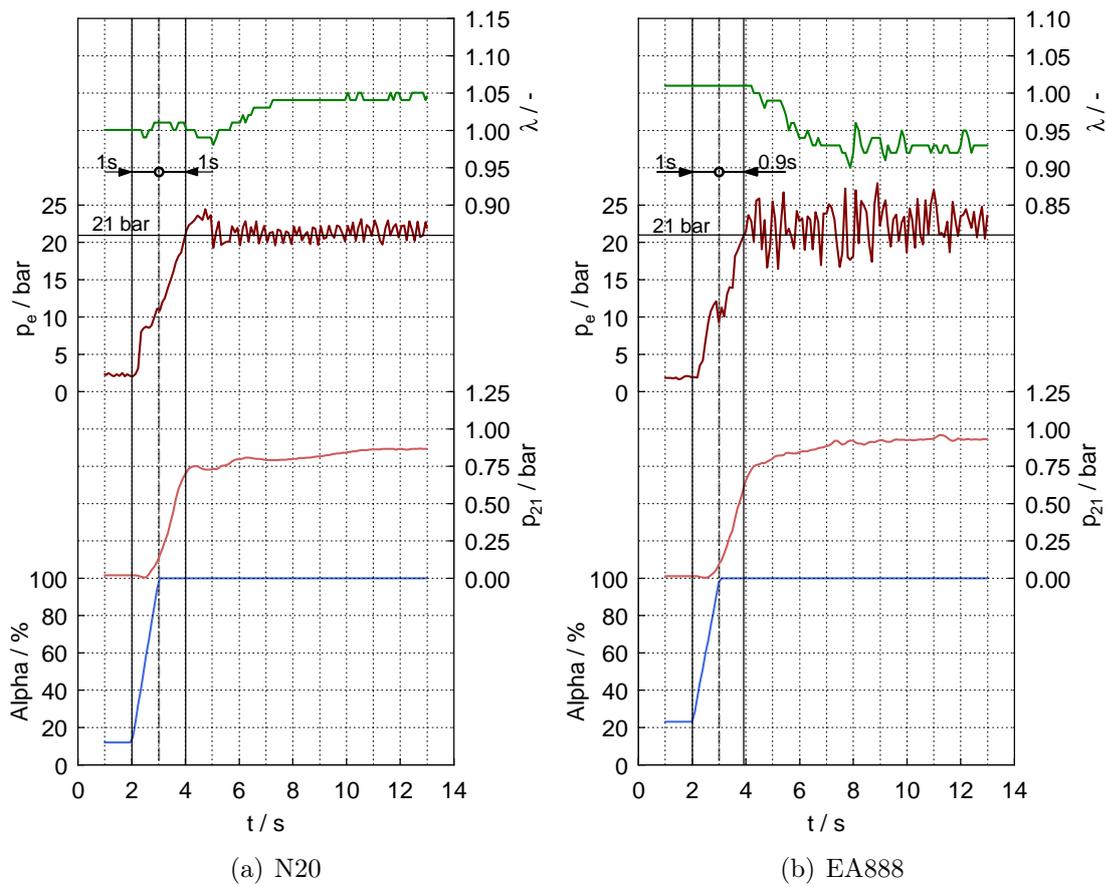


Abbildung 6.3: Lastsprung bei 1700 min^{-1} , von $p_e = 2 \text{ bar}$ auf VL

ist der Druckabfall bzw. sind die Drosselverluste nicht vorhanden. Aus der Differenz der beiden Drücke lässt sich der Drosselverlust berechnen, der in Abbildung 6.4 anhand eines Kennfelds dargestellt ist.

$$dp_{DK} = p_{21} - p_{22} \quad (6.1)$$

Durch den Einsatz des vollvariablen Ventiltriebs beim N20 können die Drosselverluste vor allem im unteren Lastbereich über das gesamte Drehzahlband des Motors im Vergleich zum EA888 reduziert werden. Durch die Möglichkeit der Valvetronic, die Ventilhübe stufenlos zu verstellen, können die Drosselverluste der Drosselklappe minimiert werden. Der EA888 hat diese Möglichkeit hingegen nicht und muss mittels Androsseln im Teillastbereich den zur Verfügung stehenden Ladedruck p_{21} auf den benötigten Druck p_{22} im Sammler reduzieren.

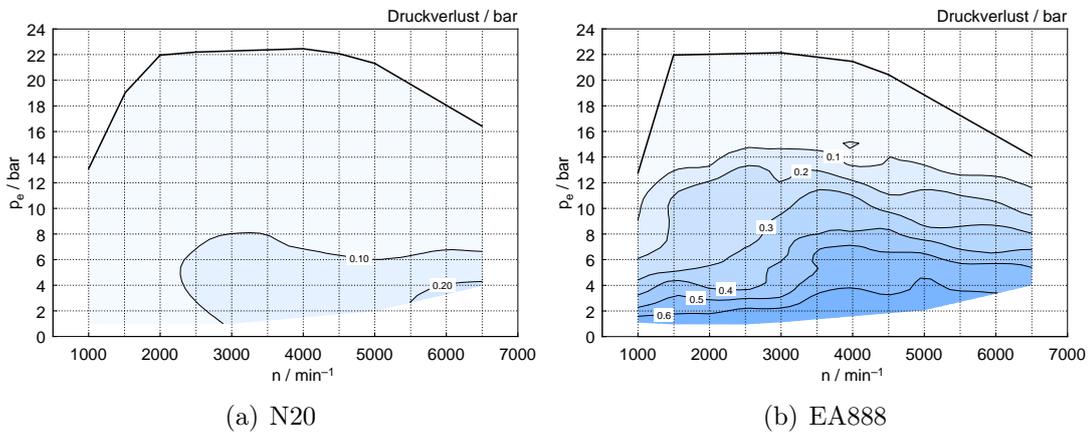


Abbildung 6.4: Kennfeld Druckverlust über Drosselklappe ($p_{21}-p_{22}$)

In Abbildung 6.5 sind Lastschnitte über das gesamte Drehzahlband im Bereich zwischen 1000 und 6500 min^{-1} für beide Versuchsmotoren dargestellt. Bei den Versuchen wird die Drehzahl konstant gehalten und dabei die Last bzw. der effektive Mitteldruck p_e erhöht. Abgebildet sind die Absolutdrücke nach dem LLK ($p_{21\text{abs}}$), im Sammler nach der Drosselklappe ($p_{22\text{abs}}$) und vor Turbineneintritt (p_{31a_abs}). Hier sind die Auswirkungen der VVT des N20 klar zu erkennen, durch die Möglichkeit des entdrosselten Betriebs liegen die Drücke vor und nach der Drosselklappe sehr nahe beieinander. Vor allem bis zur Saugvolllast im Teillastbereich bei normalerweise nicht vollständig geöffneter Drosselklappe macht sich der Effekt der VVT bemerkbar. Hingegen ist in der Abbildung beim EA888 zu erkennen, dass die Druckdifferenz zwischen $p_{21\text{abs}}$ und $p_{22\text{abs}}$ doch erheblich ist. Somit wird mehr Ladedruck als nötig zur Verfügung gestellt, welcher aber über die Drosselklappe wieder reduziert werden muss.

Aus diesen Messergebnissen ergeben sich auch die Kennfelder die in Abbildung 6.4 dargestellt sind. Zusätzlich lässt sich aus den dargestellten Drücken p_{31a_abs} erkennen

6.1 Gegenüberstellung der Versuchsträger

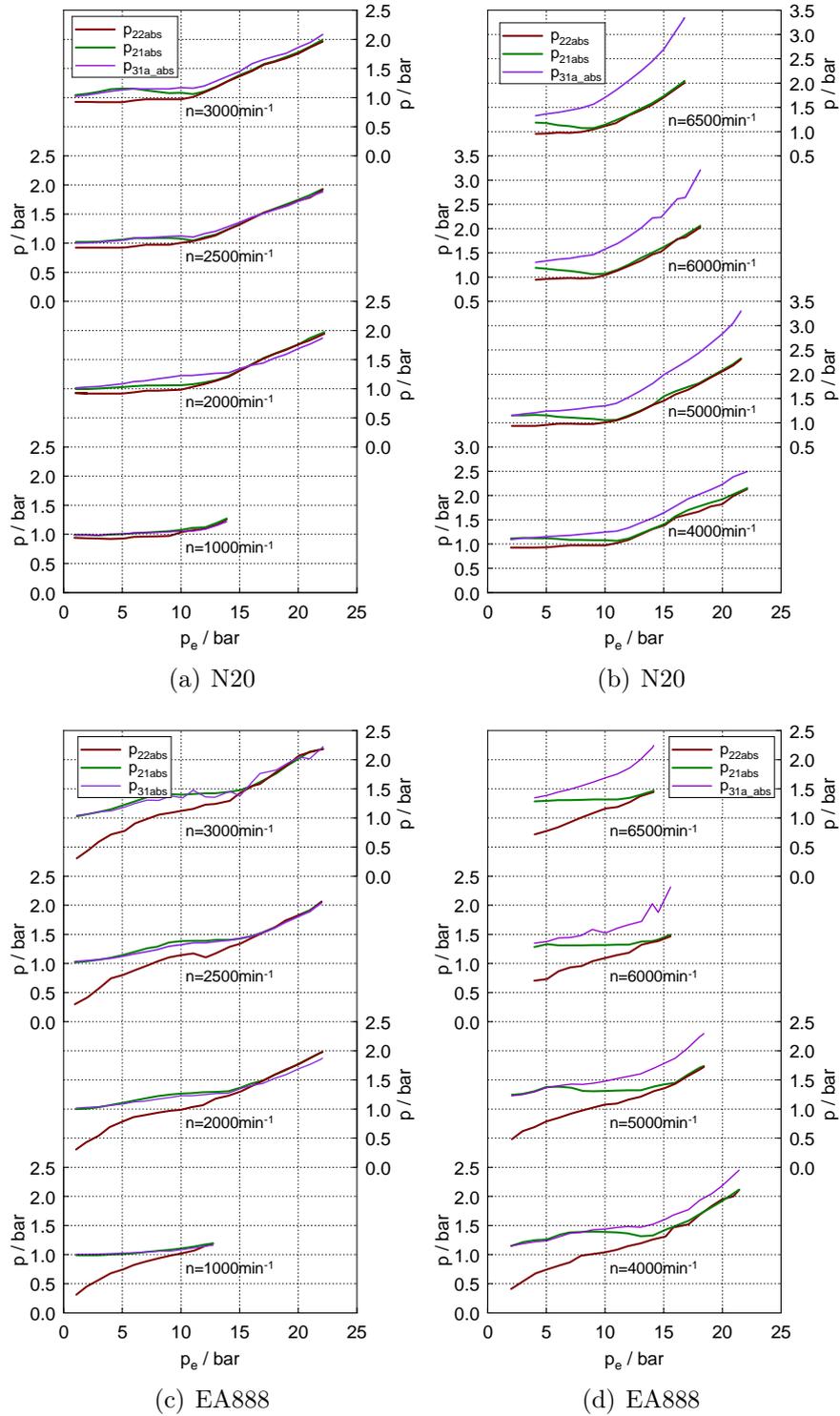


Abbildung 6.5: Lastschnitte von p_{21abs} , p_{22abs} und p_{31a_abs} über p_e für EA888 und N20

dass die beiden Motoren mit unterschiedlichen Turbolader-Typen ausgestattet sind, der N20 weist in höheren Drehzahl- und Lastbereichen einen höheren Abgasgegendruck auf als der EA888. Im Ansprechverhalten sind die beiden Versuchsträger beinahe identisch. Der EA888-Motor hält viel Ladedruck vor, hat aber durch die hohe Drosselung und den damit entstehenden Unterdruck im Saugrohr im Teillastbereich beim Volllastsprung Nachteile. Der N20 hat aufgrund der VVT auch im Teillastbereich keinen Unterdruck im Saugrohr was sich wiederum positiv auf das Ansprechverhalten auswirkt, hat aber im Verhältnis zum EA888 weniger Ladedruck nach LLK (p_{21abs}). In Abbildung 6.5 sind die Drücke p_{21abs} , p_{22abs} und p_{31a_abs} im Bereich von 1000 bis 6500 min^{-1} über den effektiven Mitteldruck aufgetragen.

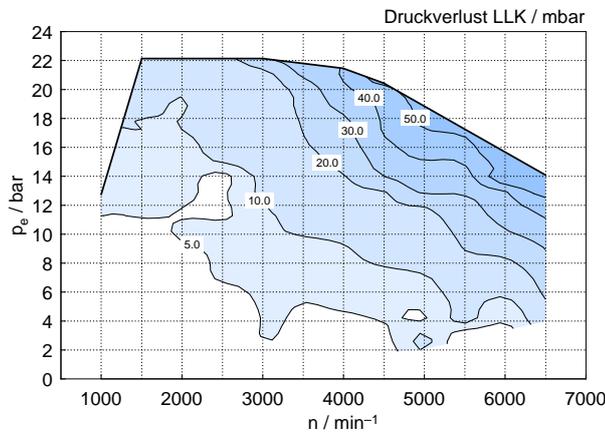


Abbildung 6.6: Druckverlust des LLK in mbar (EA888)

Durch die Verwendung des selben Ladeluftkühlers bei beiden Versuchsträgern ist der Druckverlust über den LLK gleich und führt so zu keinen Veränderungen im Ladedruck bei den Messungen. In Abbildung 6.6 ist der Druckverlust über den LLK in mbar am Beispiel des EA888 im Kennfeld dargestellt. Mit steigender Motordrehzahl sowie steigendem Mitteldruck geht eine Erhöhung der Luftmasse durch den LLK einher, was wiederum zu einer Zunahme der Druckverluste führt.

6.1.3 Audi Valvelift System und TwinScroll

In Abbildung 6.7 ist der indizierte Abgasdruck des Zylinders 4 der beiden Versuchsträger zu sehen. Durch die TwinScroll ATL Anwendung beim N20 erfolgt eine Flutentrennung der sich im Ladungswechsel störenden Zylinder. Dabei wird der Abgasstrom von jeweils 2 Zylindern mit einem Zündwinkelabstand von 360 °KW zusammengefasst. Somit werden beim N20 die Zylinder 1 und 4, sowie Zylinder 2 und 3 in einen gemeinsamen Abgaskanal geführt. Durch diese Trennung wird verhindert, dass während der Ventilüberschneidung im Ladungswechsel vom nach Zündreihenfolge nachfolgenden Zylinder Abgas in den

Brennraum gelangt. Des Weiteren ist am Druckverlauf des EA888 zu erkennen, dass dieser keinen Abgaskrümmen mit Flutentrennung verbaut hat.

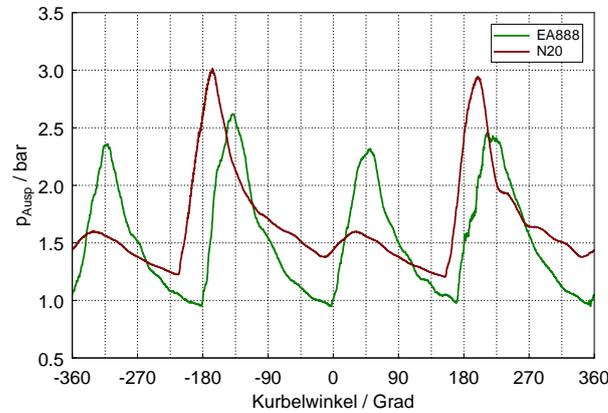


Abbildung 6.7: p_{Ausp} von N20 u. EA888 bei 2500 min^{-1} und $p_e = 18 \text{ bar}$

Wie in Abbildung 6.8 am Niederdruckverlauf des N20 bei einer Drehzahl von 1000 min^{-1} und Vollast zu erkennen, weist der gemessene Druck durch die Flutentrennung der Zylinder einen anderen Verlauf auf. Zu sehen ist, dass das Druckniveau des Saugrohrs im Ladungswechsel höher ist als im Abgaskrümmen. Durch das somit positive Druckverhältnis im Ladungswechsel kommt es zu einem Spülen des Brennraums, wodurch die Zylinderfüllung gesteigert wird. Weiters wird das Restgas beinahe vollständig aus dem Zylinder gedrückt und die Temperatur der Ladung im Brennraum sinkt, wodurch sich zusätzlich eine Verbesserung im Klopfverhalten einstellt.

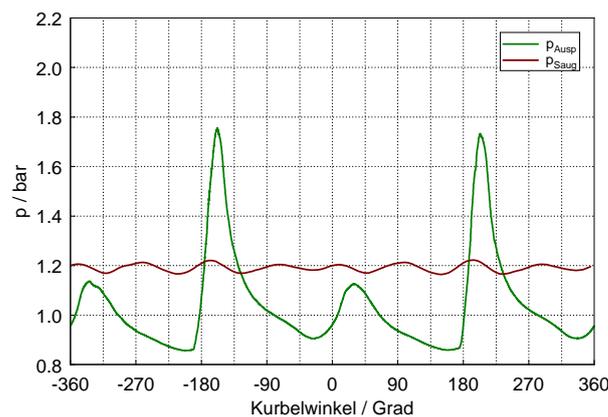


Abbildung 6.8: Niederdruckverlauf N20 bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$ und VL

In Abbildung 6.9 ist der Niederdruckverlauf des EA888 mit aktivem AVS dargestellt. Im unteren Drehzahlbereich bis 3000 min^{-1} bei hohen Lasten wird mittels AVS auslass-

seitig auf die Nockenkontur mit 180° Öffnungswinkel geschaltet. Mit dem einlassseitigen Phasensteller kann die Ventilüberschneidung verstellbar werden.

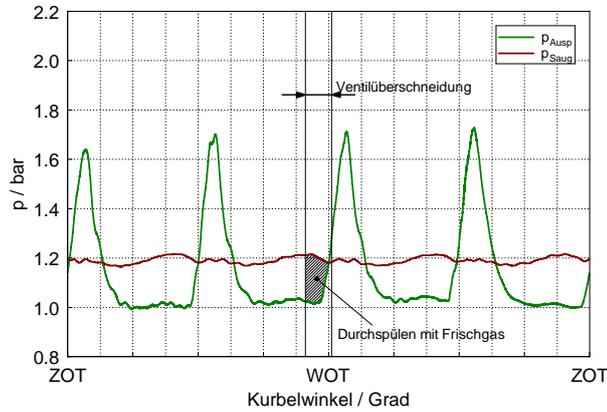


Abbildung 6.9: Niederdruckverlauf EA888 mit AVS bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und VL

Durch das Verschieben der Druckspitze des in der Zündreihenfolge nachfolgenden Zylinders kann durch das AVS-System ein ähnlicher Effekt wie bei der konstruktiv ausgeführten Flutentrennung des N20 erreicht werden. Somit kann auf das Druckverhältnis zwischen p_{Ausp} und p_{Saug} Einfluss genommen werden. Zu erkennen ist in der Phase der Ventilüberschneidung ein positives Druckverhältnis, was zu einem Durchspülen des Brennraums führt und so den Restgasanteil minimiert. Gleichmaßen wie beim N20 führt dieser Effekt zu einer gesteigerten Zylinderfüllung, einer gesenkten Temperatur der Ladung im Brennraum sowie einer Verbesserung im Klopfverhalten. Somit kann in diesem Betriebsbereich ein höheres Drehmoment erzielt werden, wie in Abbildung 5.3 zu sehen ist. Der Vorteil des AVS Systems liegt in der Verwendung eines konstruktiv einfacheren Abgaskrümmers sowie einer geringeren Masse, die durch die Abgasenergie aufgeheizt werden muss.

Steuerung AVS / Ladungsbewegungsklappe

Wie in Kapitel 3.2 aus der Veröffentlichung des EA888 beschrieben, werden die Aktivierungsbereiche des AVS sowie der Ladungsbewegungsklappe mit einigen Versuchen am Prüfstand untersucht. In Drehzahl- und Lastbereichen, die für diese Systeme relevant sind, werden zu diesem Zweck Lastschnitte sowie ein Drehzahlschnitt durchgeführt. In Abbildung 6.10 sind Lastschnitte im Bereich zwischen 1000 und 3500 min^{-1} dargestellt. Bei den Lastschnitten wird bei konstant gehaltener Drehzahl die Last bzw. die Fahrpedalstellung bis zum Maximum erhöht, dabei werden zeitaufgelöst die relevanten Daten des Motorsteuergeräts mitgespeichert. Die Rampenzeit für den Anstieg des Fahrpedals wird mit ca. 110 s gewählt. In Tabelle 6.1 sind die mitgespeicherten ECU-Daten aufgelistet.

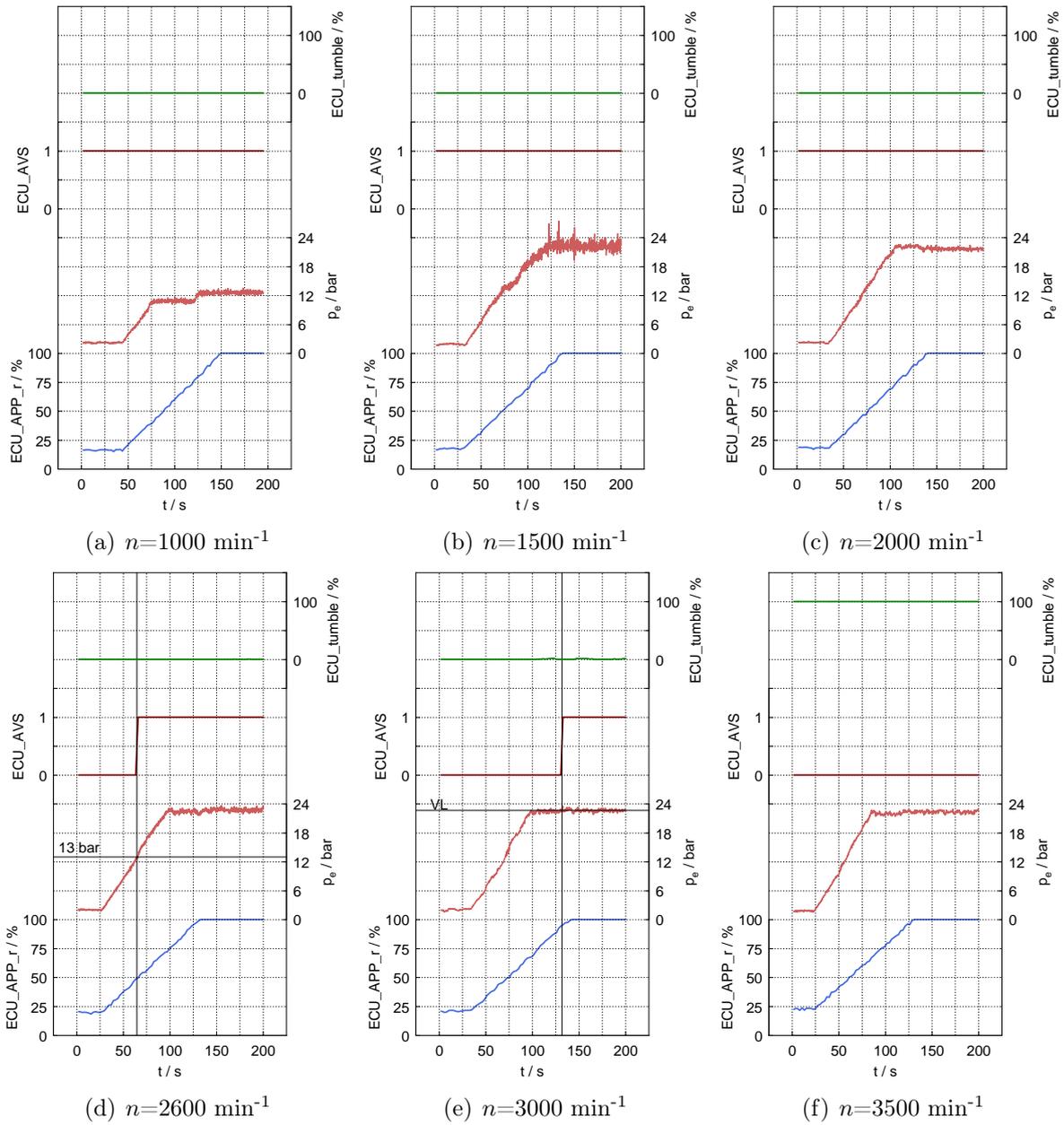


Abbildung 6.10: Lastschnitte EA888 bei $n = 1000 \div 3500 \text{ min}^{-1}$

Tabelle 6.1: ECU Daten EA888

ECU Ausgabedaten	Einheit	Bezeichnung
ECU_APP_r	%	Fahrpedalstellung
ECU_AVS	–	Status AVS
ECU_lamsoni	–	Lambda
ECU_mluft	g/s	Ansaugluftmasse
ECU_PGen	W	Generatorleistung
ECU_pRail	bar	Raildruck
ECU_tAbg	°C	Abgastemperatur
ECU_tans	°C	Ansauglufttemperatur
ECU_time	s	ECU Messzeit
ECU_tmot	°C	Kühlwassertemperatur
ECU_toel	°C	Öltemperatur
ECU_tumble	%	Status Ladungsbewegungsklappe
ECU_VVT_Einlass	°KW	Phasenstellerlage Einlassnocke

Über das Motorsteuergerät wird die aktuelle Stellung des AVS (ECU_AVS) mit einem Ausgangssignal 0 bzw. 1 beschrieben. Dabei bedeutet der Ausgabewert 0 ein deaktiviertes AVS, das heißt, dass die Nockenwellenkontur an der Auslassseite mit einem Öffnungswinkel von 215 °KW aktiv ist. Wird der Wert 1 ausgegeben, wird über das AVS System die Nockenwellenkontur, die einen Öffnungswinkel von 180 °KW ergibt, aktiviert. Der aktuelle Stellwert der Ladungsbewegungsklappe (ECU_tumble) wird in einem Bereich von 0 bis 100 % ausgegeben. Dabei stehen 0 % für eine aktiv geschaltete Klappe und 100 % für eine vollständig geöffnete bzw. deaktivierte Ladungsbewegungsklappe.

Aus Abbildung 6.10 kann entnommen werden in welchen Bereichen diese Systeme aktiviert bzw. deaktiviert sind. In Drehzahlbereichen zwischen 1000 und 2000 min^{-1} sind das AVS sowie die Ladungsbewegungsklappe über den gesamten Lastbereich (bis Vollast) aktiviert. Bei einer Drehzahl von $n = 2600 \text{ min}^{-1}$ wird das AVS bei einer Last von $p_e = 2 \text{ bar}$ aktiviert. Die Ladungsbewegungsklappe steht auch in diesem Drehzahlschnitt weiterhin bei 0 %. Gleiches gilt für die Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$. Das AVS ist während des Lastanstiegs bei 3000 min^{-1} deaktiviert, schaltet jedoch nach einer Vollastzeit von ca. 30 s um. Oberhalb einer Drehzahl von 3000 min^{-1} ist zu sehen, dass sowohl AVS, als auch die Ladungsbewegungsklappe deaktiviert sind.

In Abbildung 6.11 ist ein Drehzahlschnitt bei einem effektiven Mitteldruck von $p_e = 11 \text{ bar}$ dargestellt. Das Deaktivieren von AVS erfolgt bei einem Drehzahlanstieg ab ca. 3000 min^{-1} , eine Hysterese ist beim Drehzahlabfall zu erkennen. Hier erfolgt eine Aktivierung des AVS bei einer Drehzahl von ca. 2600 min^{-1} . Bei der Steuerung der Ladungsbewegungsklappe bestätigen sich die Zusammenhänge aus Abbildung 6.10. Bei konstanter Last- und Drehzahlerhöhung schaltet die Ladungsbewegungsklappe bei ca. 3000 min^{-1} um, gleichermaßen gilt das für einen Drehzahlabfall.

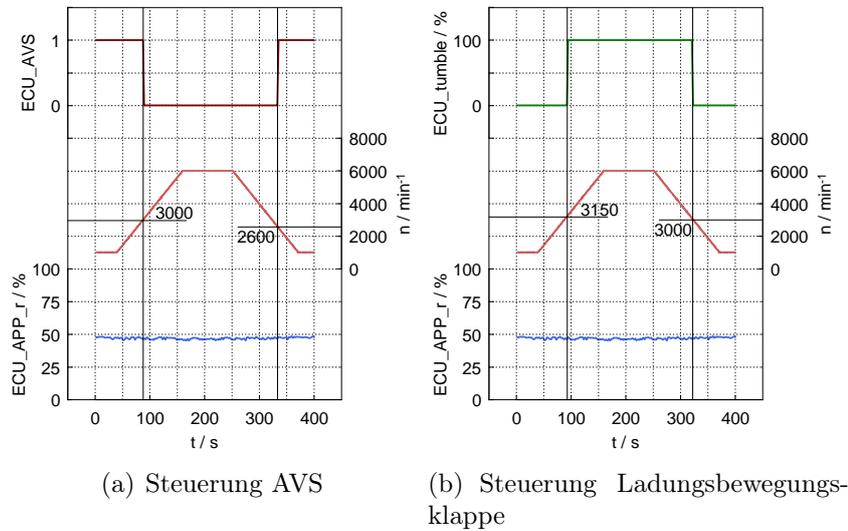


Abbildung 6.11: Drehzahlschnitt EA888 bei $p_e=11bar$

Um die Schaltbereiche der Ladungsbewegungsklappe sowie des AVS besser darstellen zu können wird ein Versuch mit Last- sowie Drehzahlvariationen im gesamten relevanten Kennfeldbereich ausgeführt. In Abbildung 6.12 ist der durchgeführte Versuch dargestellt. Dabei wird die Last stufenweise erhöht und in jeder Laststufe die Drehzahl bis zum relevanten Bereich erhöht, kurz gehalten und wieder abgesenkt. Dieser Vorgang wird bis zum Erreichen der Volllast durchgeführt.

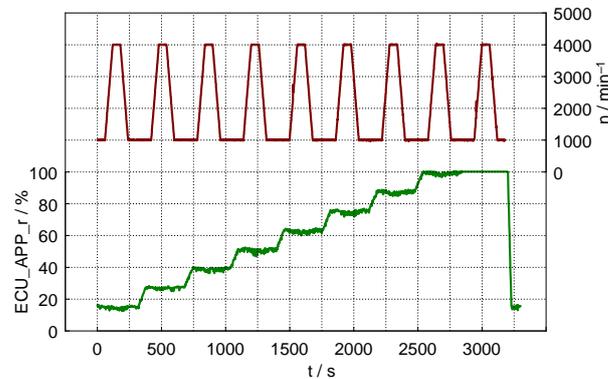


Abbildung 6.12: Last- und Drehzahlvariation zur Bestimmung der AVS-Aktivierungsbereiche

Die Ergebnisse aus diesem Versuch sind in Abbildung 6.13 zu sehen. In der Darstellung sind die Aktivierungsbereiche des AVS sowie der Ladungsbewegungsklappe in Braun gekennzeichnet. Die Ladungsbewegungsklappe wird unabhängig von Last bei einer Motordrehzahl von ca. 3100 min^{-1} aktiviert bzw. deaktiviert. Wie auch in den zuvor gemachten Versuchen ist für das AVS bei der Aktivierung und Deaktivierung eine Hys-

terese im unteren bis mittleren Lastbereich zu erkennen, oberhalb von 3000 min^{-1} ist das AVS immer deaktiviert. Durch diese Versuche kann die Arbeitsweise der beiden Systeme im Kennfeld übersichtlich dargestellt werden.

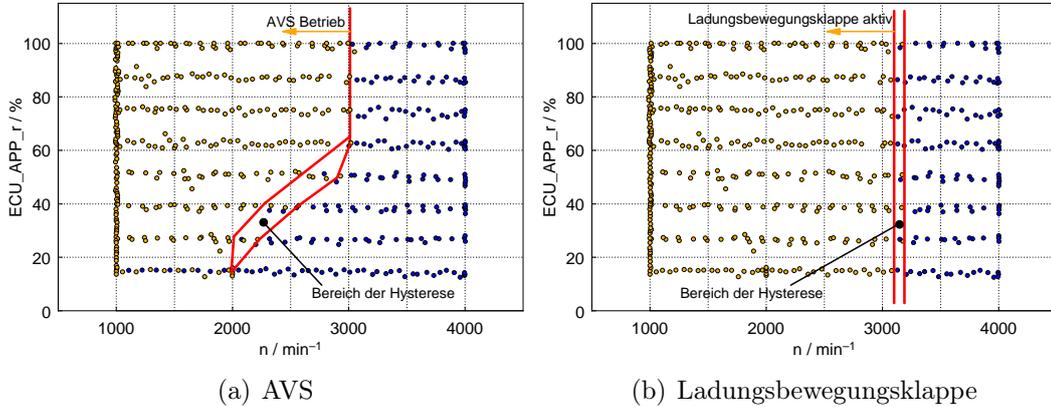


Abbildung 6.13: Aktivierungskennfelder Ladungsbewegungsklappe und AVS

6.1.4 Ölpumpen

Die Ölpumpe des EA888-Triebwerks ist mit einer 2-Stufen-Druckregelung mit kontinuierlicher Volumenstromregelung ausgestattet, sie wird als Außenzahnradölpumpe ausgeführt. Der N20-Motor wird durch eine Pendelschieberpumpe mit Öl versorgt, diese ist stufenlos über das gesamte Kennfeld regelbar. In Abbildung 6.14 sind die Öldrücke der beiden Versuchsmotoren im Kennfeld dargestellt.

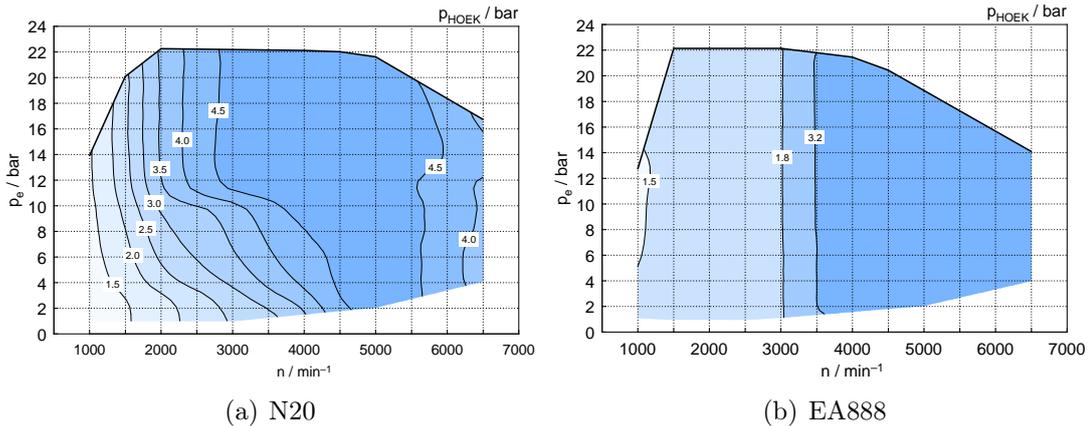


Abbildung 6.14: Kennfeld Öldruck

Zu erkennen ist hier der stufenlos regelbare Öldruck des N20 im Verhältnis zur zwei-stufigen Druckregelung der Ölpumpe beim EA888. Des Weiteren ist zu erkennen, dass

der N20 im Kennfeld, vermutlich aufgrund der Öldruckversorgung für die Valvetronic, tendenziell höhere Öldrücke ausweist als der EA888.

6.1.5 Wasserpumpen

Wie in Kapitel 3 beschrieben, ist am N20-Motor eine elektrische Wasserpumpe verbaut. Die Wasserpumpe des EA888 wird hingegen über einen Zahnriemen von der Ausgleichswelle angetrieben. In Abbildung 6.15 ist der Kühlmitteldurchfluss Q_{KM} im Kennfeld der beiden Versuchsmotoren zu sehen.

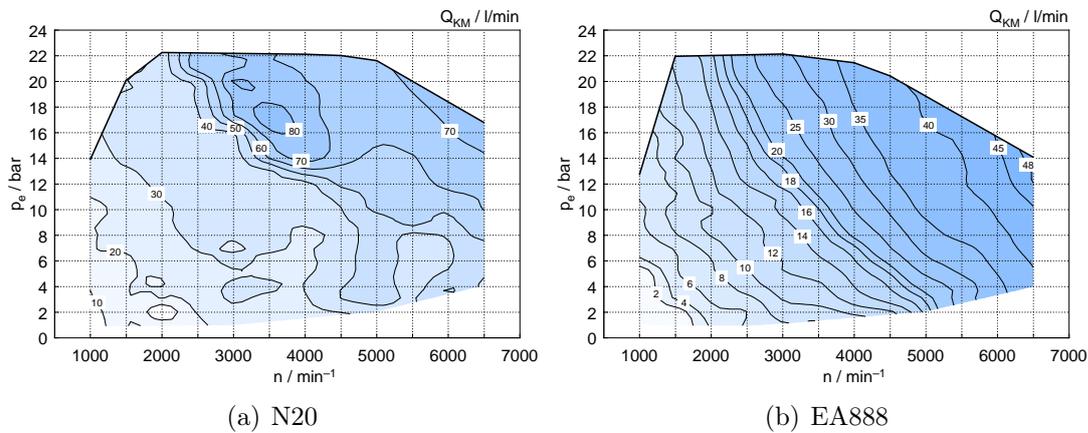


Abbildung 6.15: Durchflussmenge Q_{KM} in l/min

Es ist darauf zu achten, dass die Durchflussmenge der Kühlmittels Q_{KM} abhängig von der Thermostatstellung ist, die Kühlmitteltemperatur wird für beide Kennfeldvermessungen gleich konditioniert. Ist das Thermostat geschlossen, bedeutet das keinen Durchfluss für das Kühlmittel aus der Konditionieranlage. Je weiter sich das Thermostat öffnet, desto höher wird der gemessene Durchfluss des Kühlmittels Q_{KM} , um die vorgegebene Motortemperatur zu erreichen. Auch bei völlig geöffnetem Thermostat ist der Durchfluss Q_{KM} der Konditionieranlage aufgrund einer Bypassleitung im Kühlsystem nicht gleich der Durchflussmenge der Wasserpumpe.

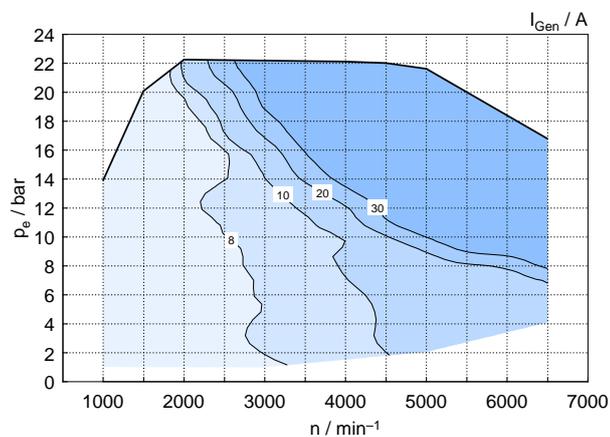
Die elektrische Wasserpumpe des N20 wird mit unterschiedlichen Betriebsmodi betrieben, die sich je nach Betriebszustand einstellen. In Tabelle 6.2 sind unterschiedlichen Betriebsmodi-Arten mit der Ausgabebezeichnung im INCA zu sehen.

Über den verbrauchten Strom der Wasserpumpe kann auf den aktuellen Betriebsmodus der Pumpe rückgeschlossen werden. Mittels Shunt-Widerstand wird somit der Generatorstrom direkt am Versuchsmotor gemessen. In Abbildung 6.16 ist der Generatorstrom I_{Gen} im Kennfeld dargestellt. Im Bereich von 8 Ampere ist die Wasserpumpe nicht in Betrieb, der gemessene Strom wird zur Versorgung anderer Verbraucher des Motors verwendet. Der maximale Strom von 30 A bedeutet auch die maximale Leistung

Tabelle 6.2: Betriebsmodi Wasserpumpe N20

Ausgabe INCA	Betriebsmodus
0	Keine
1	Warmlauf
2	Eco
3	Normal
4	High
5	High+kft
6	Bauteilschutz
7	Heizleistung
8	Notlauf
9	Applikation
10	Befüllen/Entlüften
11	Verbrennungsmotor steht
12	Netzladen

der Wasserpumpe. Im Bereich zwischen 8 und 30 A befinden sich die Betriebsstufen zwischen Stillstand und max. Leistung der Wasserpumpe.

**Abbildung 6.16:** Kennfeld Generatorstrom N20

Der Verlauf des Generatorstroms im Kennfeld lässt sich gut mit der 50 l/min Kennlinie Kühlmitteldurchflusses aus Abbildung 6.15 vergleichen. Der weitere Anstieg von Q_{KM} bei höheren Drehzahlen und Lasten erfolgt aufgrund der Thermostat-Regelung des N20.

6.1.6 Kraftstoffraildrücke

In Abbildung 6.17 ist der Raildruck p_{Rail} der beiden Motoren im gesamten Kennfeld dargestellt. Zu sehen ist, dass der N20 seinen maximalen Raildruck von ca. 200 bar bereits im Bereich zwischen 6 und 8 bar effektiven Mitteldruck nahezu unabhängig von der Drehzahl erreicht. Beim EA888 hingegen liegt der gemessene Spitzendruck im Kennfeld bei ca. 150 bar. Die Regelung des Raildrucks erfolgt dabei abhängig von Drehzahl und Last.

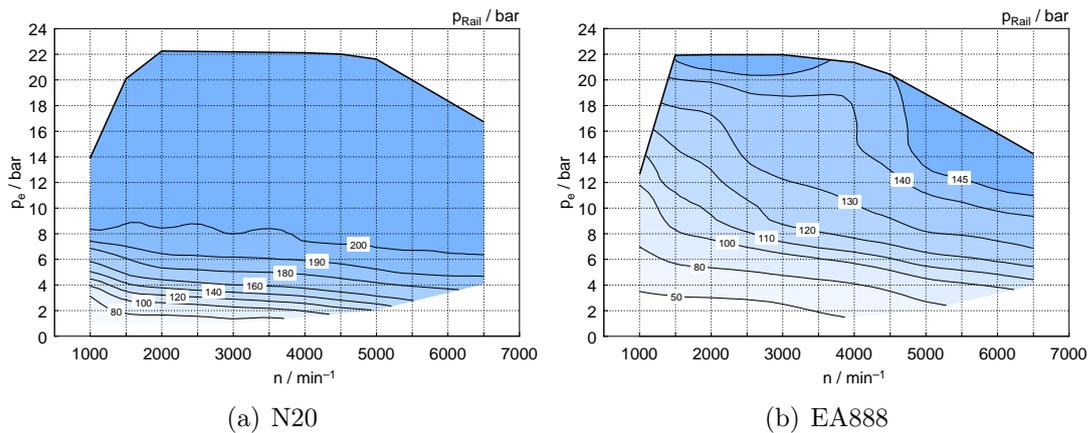


Abbildung 6.17: Kennfeld Kraftstoffraildruck

6.1.7 Reibmitteldruckmessung

In Abbildung 6.18 ist der Reibmitteldruck p_r der beiden Versuchsmotoren dargestellt. Der Reibmitteldruck ergibt sich aus der Differenz von indiziertem Mitteldruck p_i und effektivem Mitteldruck p_e .

$$p_r = p_i - p_e \quad (6.2)$$

Den effektiven Mitteldruck p_e erhält man durch die Verwendung der effektiv geleisteten Arbeit W_e , siehe Gleichung 6.4, wobei sich die effektive Arbeit je Arbeitsspiel aus dem Zusammenhang

$$W_e = 4 \cdot \pi \cdot M_e \quad (6.3)$$

berechnet. Daraus ergibt sich zur Berechnung des effektiven Mitteldrucks die Form

$$p_e = \frac{4 \cdot \pi \cdot M_e}{V_h} \quad (6.4)$$

bestehend aus dem effektiven Moment und dem Hubvolumen. Den inneren (indizierten) Mitteldruck p_i erhält man durch Messung des Zylinderdrucks und Berechnung aus

$$p_i = \int p \cdot dV \quad (6.5)$$

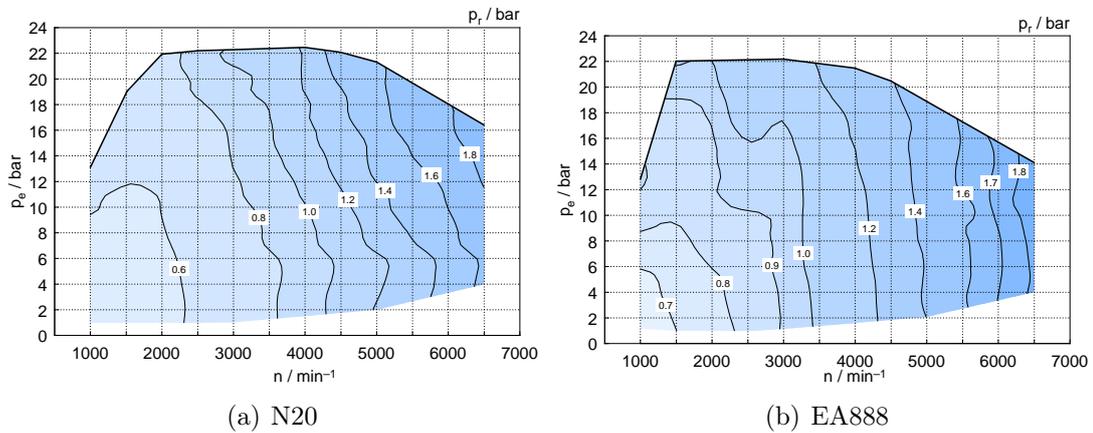


Abbildung 6.18: Reibmitteldruck Kennfeld

In Abbildung 6.19 ist ein Differenzkennfeld der Reibmitteldrücke des N20 abzüglich des EA888 dargestellt. Rote Bereiche bzw. positive Zahlenwerte im Kennfeld bedeuten einen höheren Reibmitteldruck des N20 und umgekehrt. Der N20 weist somit im Kennfeld durchwegs geringere Reibmitteldrücke auf als der EA888.

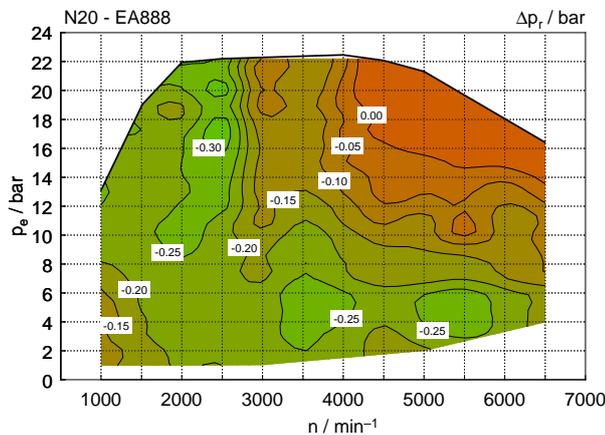


Abbildung 6.19: Differenzkennfeld Reibmitteldruck

Für eine gute Ergebnisqualität muss großer Wert auf eine fehlerfreie Anwendung und Auswertung der Indiziertechnik gelegt werden. Durch die Schwankungen, die während einer Stationär-Messung die z.B. über 30 sec andauert auftreten, ist darauf zu achten, dass bei der Indiziermessung eine genügend große Zyklusanzahl definiert wird. Ist die

Zyklusanzahl zu gering, kann eine Mittelung der Messung im Verhältnis zur Gesamtmessdauer zu starken Abweichungen führen. Da die Messung der Zyklusanzahl zusätzlich auch von der Drehzahl abhängig ist, indem mit steigender Drehzahl auch die Messdauer weiter sinkt, verschlechtern sich die Ergebnisse in diesen Bereichen. Durch eine Änderung der Messart „Anzahlmessung der Zyklen“ auf eine „Messzeitmessung von z.B. 25 sec“, werden bedeutende Verbesserungen der Messergebnisse erzielt. Um eine korrekte Mittelung zu erhalten, muss die Momentenmessung M_e für den effektiven Mitteldruck p_e sowie die Indiziermessung für den indizierten Mitteldruck p_i über den gleichen Zeitraum erfolgen. Beste Ergebnisse wurden erzielt, wenn sowohl p_i als auch p_e aus der Indizierung kommen und p_r direkt und zyklusgetreu aus diesen berechnet werden.

Der Reibmitteldruck steigt prinzipiell mit der Drehzahl an, vor allem im oberen Drehzahlbereich ist insbesondere beim EA888 keine Lastabhängigkeit mehr zu erkennen. Durch die Verschiebung des Zylinderdruckmaximums Richtung spät bei niedrigen Drehzahlen erhöht sich die Reibung der Kolbengruppe aufgrund der steigenden Querkraft auf den Kolben. Dieser Effekt ist im Kennfeld durch die Lastabhängigkeit des Reibmitteldrucks speziell im höherlastigen unteren Drehzahlbereich zu sehen. In Abbildung 6.20 ist die Abhängigkeit des Zylinderdrucks von der Drehzahl n und Last p_e dargestellt.

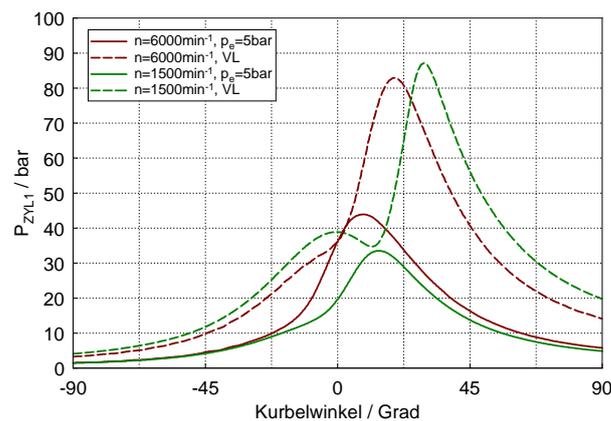


Abbildung 6.20: Zylinderdruckverlauf in Abhängigkeit von Drehzahl n und Last p_e (EA888)

Die Querkraft F_N am Kolben wird als Kolbennormalkraft bezeichnet und ist vom Winkel β zwischen Zylinderachse und Pleuel abhängig. Wird das Zylinderdruckmaximum Richtung spät verschoben erhöht sich somit auch der Winkel β .

$$F_N = F_K \cdot \tan\beta \quad (6.6)$$

Die in Zylinderachse wirkende Kraft auf den Kolbenbolzen F_K errechnet sich durch:

$$F_K = F_G + F_h \quad (6.7)$$

$$F_G = A_K \cdot p_G \quad (6.8)$$

Dabei steht F_h für die hin und hergehenden Massenkräfte und F_G für die Gaskraft. In Abbildung 6.21 sind die resultierenden Kräfte am Triebwerk dargestellt.

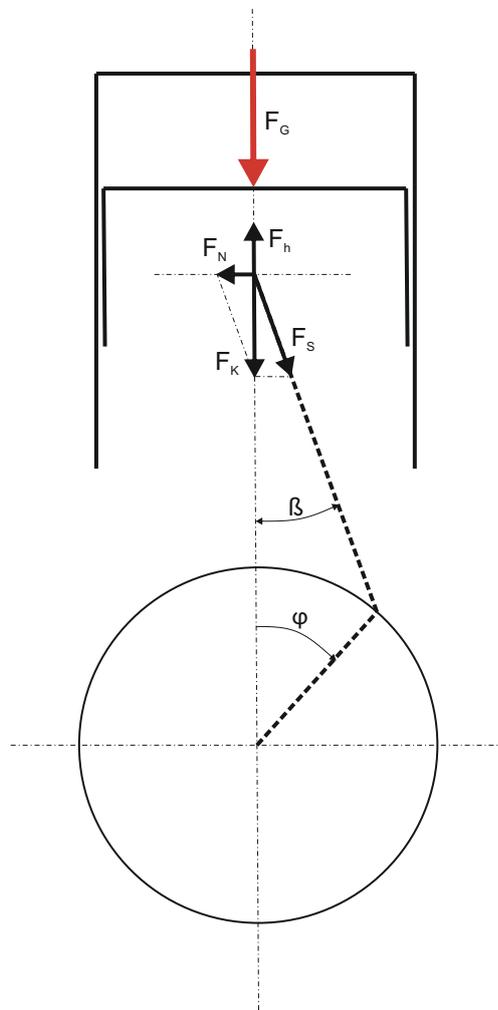


Abbildung 6.21: Resultierende Kräfte am Triebwerk

6.1.8 Ladungswechsel

Im Gegensatz zum Ladungswechsel des vollkommenen Motors, bei dem ein Ladungsaustausch in UT ohne Arbeitsaufwand dargestellt wird, ist der reale Ladungswechsel immer mit einem Aufwand an Arbeit verbunden. Eine bessere Füllung der Zylinder wird größtenteils erreicht durch das Öffnen des Auslassventils vor UT und durch das Schließen des Einlassventils nach UT. Daraus ergibt sich ein Expansionsverlust am Ende des Hochdruckteils sowie zu Beginn der Kompression ein Kompressionsverlust. Durch eine Drosselung entsteht durch die negative Arbeitsschleife der sogenannte Niederdruckverlust. Die Verlustarbeit im Ladungswechsel setzt sich also aus den Komponenten Expansionsverlust, Kompressionsverlust und Niederdruckverlust zusammen.

$$W_{\text{LW}} = W_{\text{LW,Ex}} + W_{\text{LW,Kp}} + W_{\text{LW,Nd}} \quad (6.9)$$

In Abbildung 6.22 sind die Arbeitsverluste eines Viertakt-Ottomotors im Ladungswechsel dargestellt.

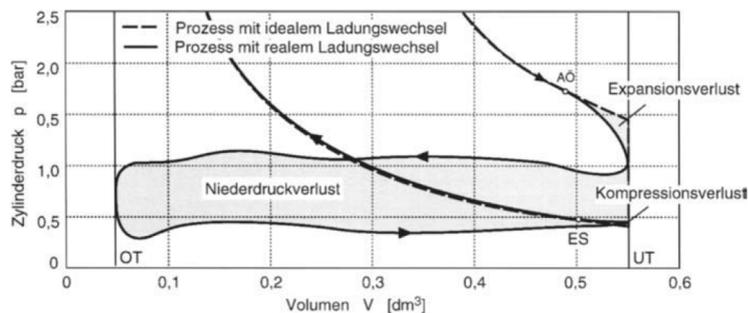


Abbildung 6.22: Arbeitsverluste eines Viertakt-Ottomotors im Ladungswechsel [10]

Vor allem im Teillastbereich entstehen bei herkömmlichen Saugmotoren große Verluste im Ladungswechsel durch Drosselung. Durch den gedrosselten Betrieb vergrößert sich der Niederdruckverlust durch das Absenken des Saugrohrdrucks p_{22} unter das Niveau des Umgebungsdrucks. Da beide Versuchsmotoren mit einem Abgasturbolader ausgerüstet sind, ergibt sich im Idealfall eine positive Ladungswechselschleife, wenn der Ladedruck über dem Druckniveau der Abgasseite liegt. Aufgrund der auftretenden Verluste von Turbine und Verdichter kann eine positive Ladungswechselschleife nicht bzw. nur im Bestpunkt des Turboladers erreicht werden. Prinzipbedingt ergibt sich durch die Verwendung eines Abgasturboladers auch eine Erhöhung des Abgasgedrucks.

In Abbildung 6.23 ist der Mitteldruck des Ladungswechsels über das gemessene Kennfeld der beiden Versuchsträger dargestellt. Zu erkennen ist, dass vor allem im höheren Drehzahlbereich der EA888 auf den ersten Blick bessere Ergebnisse liefert als der N20-Motor. Dabei ist natürlich zu beachten, wie sich die unterschiedlichen Ventil-Einlass- und Auslasszeiten auf den Hochdruckprozess sowie den Niederdruckprozess auswirken.

Zu diesem Zweck werden im Folgenden die pV-Diagramme der beiden Motoren in einigen Punkten des Kennfelds untersucht. Vor allem im Kennfeldbereich mit hoher Drehzahl und hoher Last sind die Unterschiede der beiden Versuchsträger markant ausgeprägt. In diesem Bereich unterscheiden sich die Ladungswechsel-Mitteldrücke etwa um Faktor 2.

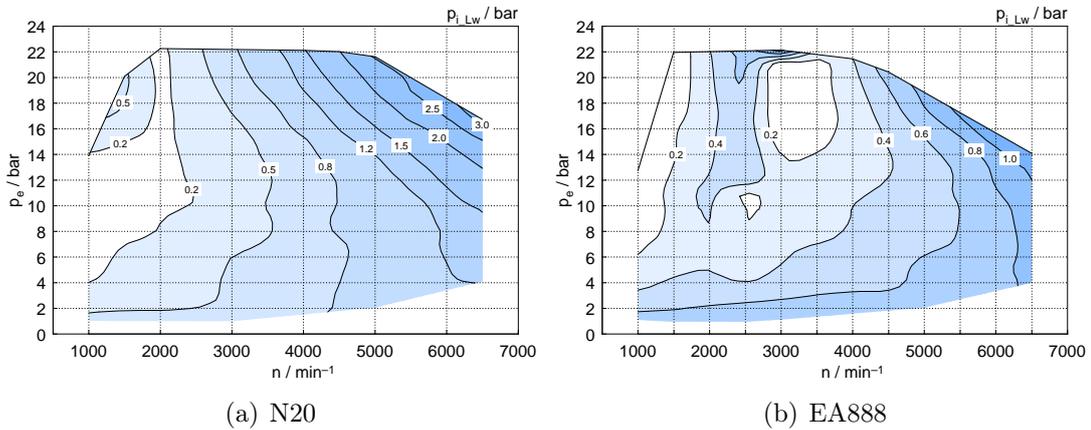


Abbildung 6.23: Ladungswechsel-Mitteldruck

In Abbildung 6.24 ist ein Differenzkennfeld der Ladungswechsel-Mitteldrücke zu sehen. Positive Werte, also der rötliche Bereich im Kennfeld sind Bereiche in denen der N20 höhere Ladungswechselverluste gegenüber den Verlusten des EA888 aufweist und umgekehrt.

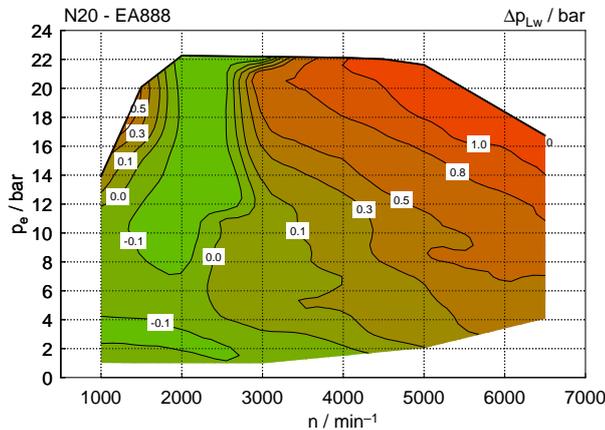


Abbildung 6.24: Differenzkennfeld Ladungswechsel-Mitteldruck N20–EA888

Wie in Abbildung 6.25 zu sehen, bestätigt sich der Vorteil des EA888 im Ladungswechsel gegenüber des N20, was sich durch einen deutlichen Flächenunterschied in der Ladungswechselschleife bemerkbar macht. Als Beispiel wird hier ein Punkt aus dem Kennfeld bei 5000 min^{-1} und eine effektivem Mitteldruck von 14 bar herangezogen.

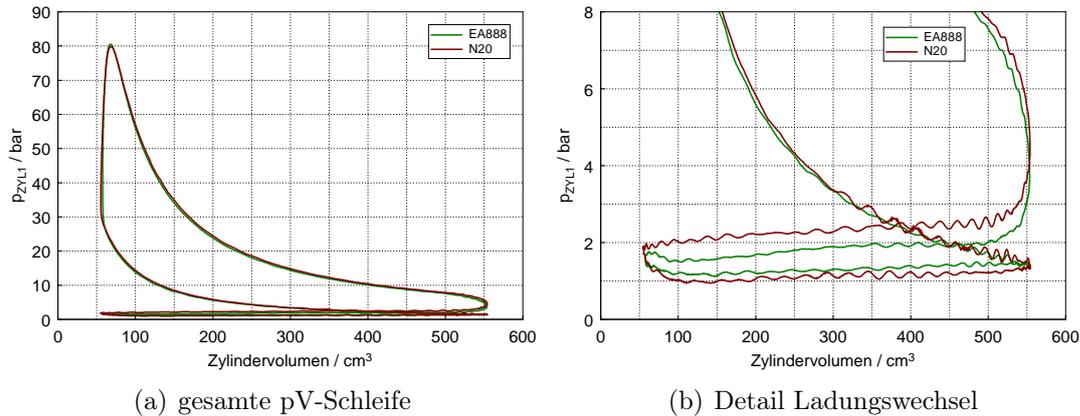


Abbildung 6.25: pV-Diagramm bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 14 \text{ bar}$

Zu erkennen ist der höhere Abgasgegendruck des N20 in der Ladungswechselschleife der sich durch einen Betriebspunkt bei höheren Lasten abhängig vom Ladedruck und der ATL-Bauform (TwinScroll-Turbolader) einstellt. Ein höherer Abgasgegendruck wirkt sich negativ auf die Verlustarbeit in Form von Niederdruckverlusten $W_{\text{LW,Nd}}$ aus. Da die Versuchsmotoren einen geringfügigen Unterschied im Verdichtungsverhältnis ε und im Hubvolumen V_h aufweisen, lassen sich leichte Unterschiede im Kompressionsvolumen erkennen.

$$V_c = \frac{V_h}{\varepsilon - 1} \quad (6.10)$$

In diesem Betriebspunkt hat der EA888 gegenüber dem N20 eindeutige Vorteile im Ladungswechsel.

In Abbildung 6.26 ist ein Kennfeldpunkt bei einer Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und einem effektiven Mitteldruck $p_e = 2 \text{ bar}$ im pV-Diagramm zu sehen. Der höhere Zylinderdruck des EA888 im OT entsteht durch den etwas höherem Druck im UT. Der geringere Druck im UT des N20 entsteht durch ein "frühes Einlass schließen", wodurch sich jedoch die Niederdruckverluste $W_{\text{LW,Nd}}$ gegenüber denen des EA888 reduzieren. In der Teillast kann der Druck beim Ansaugen annähernd auf dem Niveau des Umgebungsdrucks gehalten werden, solange bis die erforderliche Gemischmasse im Brennraum erreicht ist. Ist diese erreicht schließt das Einlassventil ("früh") und die Expansionsphase wird im geschlossenen Zylinderraum fortgeführt. In diesem Betriebspunkt hat der N20 gegenüber dem EA888 seine Vorteile im Ladungswechsel.

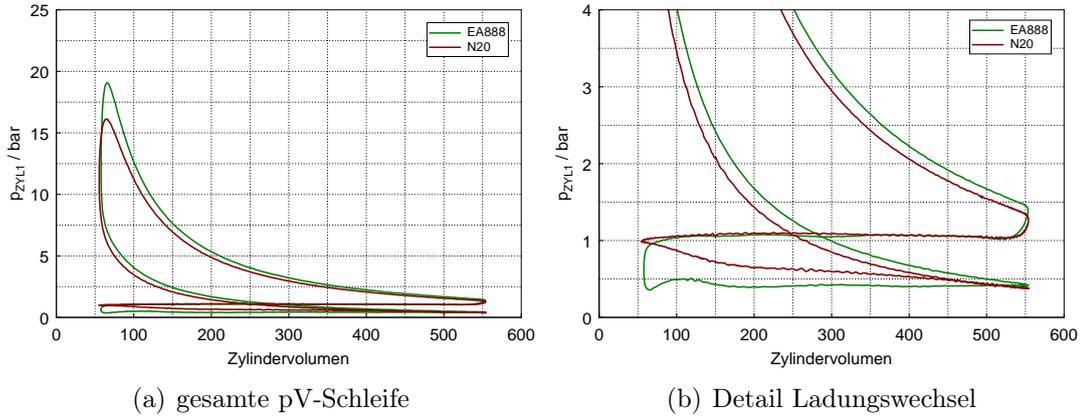


Abbildung 6.26: pV-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$

6.1.9 Lambda

Da beide Versuchsträger mit einem 3-Wege-Katalysator ausgestattet sind, müssen die Motoren, um die vorgegebenen Abgasgrenzwerte nicht zu überschreiten, im Zyklus relevanten Bereich mit $\lambda=1$ betrieben werden. In Abbildung 6.27 ist der am Prüfstand gemessene ETAS-Lambda-Wert im Kennfeld zu sehen. Durch eine Abgasmessung nach Katalysator mittels Prüfstands-Lambdasonde erfolgt die Berechnung des realen Lambda-wertes mit dem Lambdameter ETAS. Auffallend ist im Kennfeld, dass der N20 im Hochlastbereich bei Drehzahlen zwischen 1000 und 2000 min^{-1} sehr hohe λ -Werte (bis zu 1.4) aufweist.

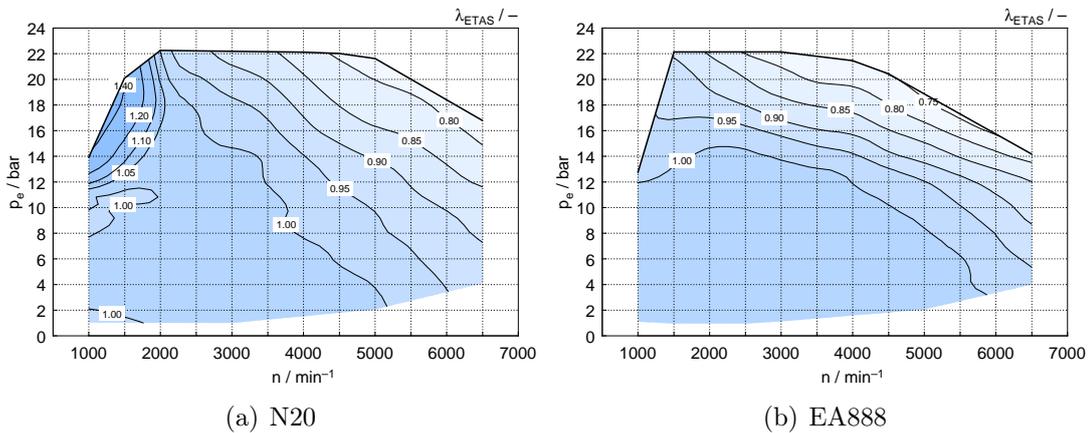


Abbildung 6.27: λ -Kennfeld

Wie in Kapitel 6.1.2 erwähnt, kann der N20 aufgrund seines vollvariablen Ventiltriebs sogenanntes „Scavenging“ betreiben. Im unteren Drehzahlbereich kann mittels großer Ventil-Überschneidung ein Überströmen von Spülluft in den Abgaskrümmen erreicht

werden. Durch das Spülen des Zylinders und die hohen Temperaturen wird ein hohes Low-End-Torque, sowie eine Verbesserung im Ansprechverhalten des ATL erreicht. Des Weiteren ist in Abbildung 6.28 die Abgastemperatur vor Turbine T_{31} der beiden Versuchsmotoren im Kennfeld dargestellt. Dabei ist zu erkennen wie sich der erhöhte λ -Wert auf die Abgastemperatur T_{31} auswirkt. Die Kennlinien weisen in diesem Bereich klar eine größere Steigung auf.

Im Kennfeld zu sehen ist, dass beide Motoren im Bereich hoher Lasten und Drehzahlen im λ -Wert fallen, also anfetten. Diese Maßnahme ist nötig um die Abgastemperaturen im Hochlastbereich zu begrenzen und so den ATL vor Beschädigungen zu schützen. Die maximalen Temperaturen treten im Bereich der Nennleistung auf und liegen für beide Motoren im Bereich von ca. 950 °C.

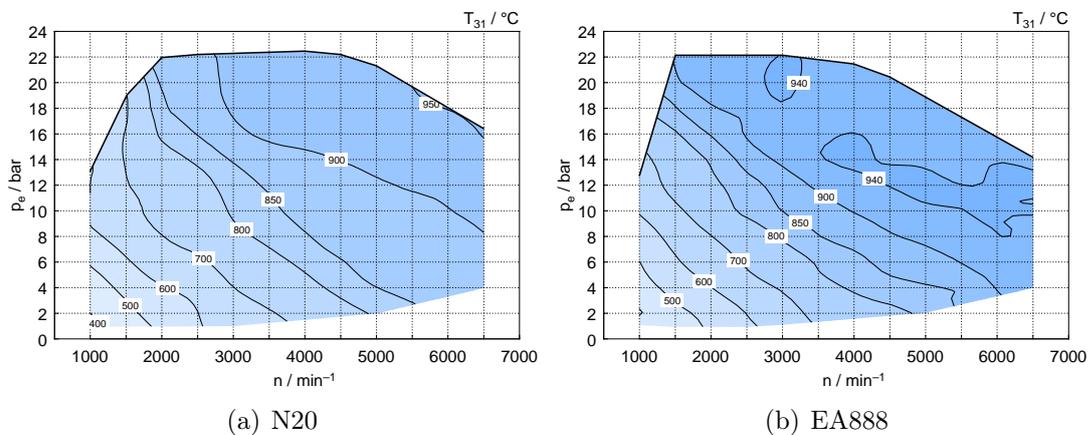


Abbildung 6.28: T_{31} -Kennfeld

Der 3-Wege-Katalysator hat außerhalb des $\lambda=1$ -Bereichs sehr geringe Umsatzraten. Bei $\lambda < 1$ entstehen dadurch hohe Emissionen von CO und HC, bei $\lambda > 1$ steigen die NO_x -Emission sowie die Sauerstoffkonzentration O_2 an. In Abbildung 6.29 ist der Bereich im Kennfeld mit Sauerstoffüberschuss dargestellt.

6.1.10 Abgasmessung

Wie bereits in Kapitel 4.5.7 beschrieben, werden an den Versuchsmotoren auch Abgasmessungen vor Katalysator durchgeführt. In Abbildungen 6.29 sind im Folgenden die Ergebnisse der Abgasmessungen im Kennfeld dargestellt.

6 Analyse der Messdaten

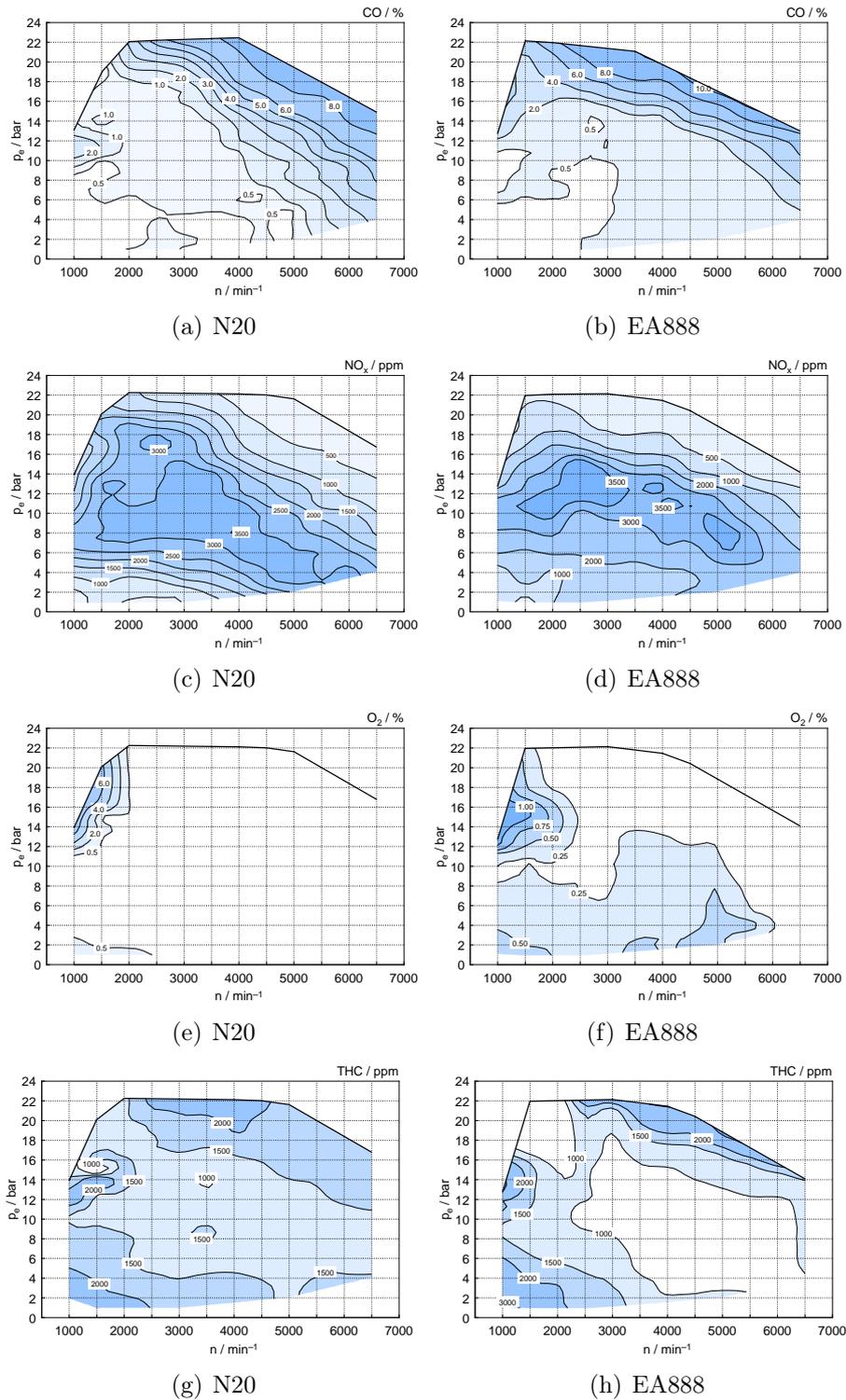


Abbildung 6.29: Abgasmessungen vor Katalysator

6.1.11 Effektiver Wirkungsgrad

In Abbildung 6.30 sind die effektiven Wirkungsgrade η_e der Versuchsträger im Kennfeld dargestellt. Der höchste Wirkungsgrad liegt bei beiden Motoren bei 0.36, der bei gleicher Last jedoch leicht unterschiedlichen Drehzahlen erreicht wird.

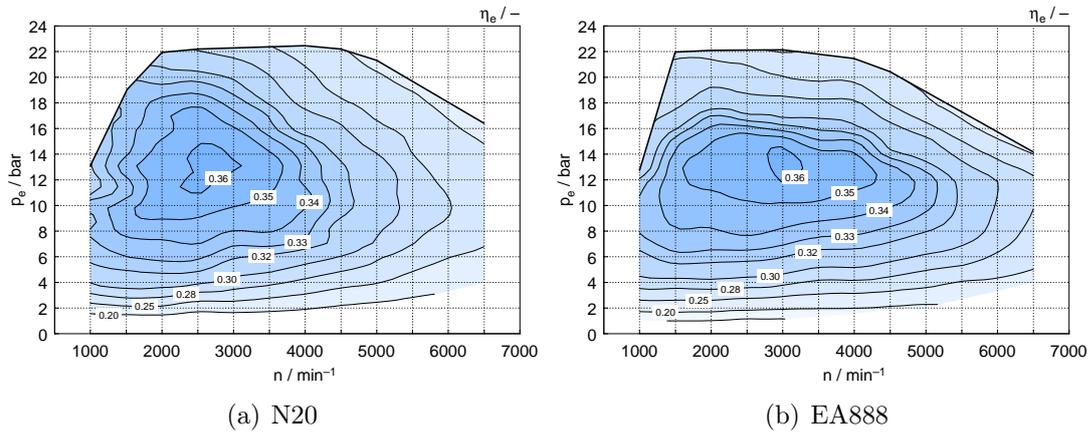


Abbildung 6.30: η_e -Kennfeld

7 Zusammenfassung und Ausblick

Die beiden untersuchten Motoren spiegeln einen aktuellen Trend der Motorentwicklung wieder, nämlich Downsizing in Kombination mit Aufladung und Direkteinspritzung bei Ottomotoren. Sowohl beim BMW N20 als auch beim EA888-Motor von Audi ist dieses Motorkonzept konsequent umgesetzt. Die Motoren wurden chronologisch nacheinander am selben Prüfstand aufgebaut um Einflüsse unterschiedlicher Prüfstandtechnik zu vermeiden. Das Selbe galt auch für die eingesetzte Messtechnik, die so weit wie möglich für beide Versuchsträger identisch blieb. Der EA888-Motor wurde aus einem Fahrzeug (Audi A5) ausgebaut und im Anschluss am Prüfstand aufgebaut. Für einen einwandfreien Betrieb des Motors musste der Kabelbaum der Motorsteuergeräte verlängert werden. Eine zusätzliche Herausforderung bei der Inbetriebnahme stellten die auftretenden Vibrationen verursacht durch den Aufbauzustand (Motor-Wellenverbindung-Bremse) dar, diese konnten aber in weiterer Folge konstruktiv gelöst werden.

Der N20 erreicht durch den Einsatz eines TwinScroll-ATL, mit Flutentrennung durch den Abgaskrümmen, ein positives Druckgefälle in der Ventilüberschneidungsphase. Daraus ergibt sich eine bessere Zylinderfüllung und ein Absinken der Temperatur der Ladung im Brennraum. Der Abgaskrümmen ist in Blechschalenbauweise mit Luftspaltisolierung ausgeführt was durch die geringere aufzuwärmende Masse Vorteile im Kaltstart bringt. Im Gegensatz zum N20 wird im EA888 ein „konventioneller“ Abgasturbolader in Kombination mit dem Audi Valvelift System (AVS) verwendet. Mit Variation des auslassseitigen Öffnungswinkels kann ein ähnlicher Effekt erreicht werden wie bei der konstruktiv ausgeführten Fluttrennung des N20.

Der Kraftstoffverbrauch des N20 ist in weiten Kennfeldbereichen günstiger als beim EA888. Die Vorteile im spezifischen effektiven Kraftstoffverbrauch liegen vor allem im Niedriglastbereich bis ca. 4500 min^{-1} und im gesamten Bereich der Vollast auf Seiten des N20-Motors. Die Begründung liegt hier vor allem im geringeren Reibmitteldruck des Motors im gesamten Kennfeldbereich. Speziell in Betriebsbereichen bis ca. 3000 min^{-1} hat der N20 im Vergleich zum EA888 um eine bis zu 40 % günstigere Reibung.

In einem nachfolgenden Projekt werden zusätzlich Reibungsuntersuchungen mittels Strip-Down-Methode der beiden Versuchsträger durchgeführt, wodurch sich genauere Interpretationen zur Reibungsuntersuchung ergeben sollten. Dabei wird sich auch der Einfluss der elektrischen Wasserpumpe des N20 genauer beurteilen lassen.

In den Ladungswechselverlusten ergeben sich aus den Untersuchungen Nachteile auf Seite des N20, in großen Teilen des Kennfeldes ist der EA888 im Vorteil. Der N20 konnte hier durch den vollvariablen Ventiltrieb nur im unteren Drehzahl- und Lastbereich Vorteile im Ladungswechsel aufweisen. Negativ auf den Ladungswechsel wirkt sich der hohe

Abgasgegendruck des N20 aus, der vor allem in Bereichen mit hoher Drehzahl und Last um bis zu 400 mbar höher liegt als beim EA888.

Meiner Einschätzung nach, wird die Entwicklung im Motorenbereich zukünftig weiter Richtung Downsizing gehen. Durch die Abgasgesetzgebung, die in Zukunft noch strenger werden wird, muss die Abgasreduktion der Motoren weiter vorangetrieben werden. Zusätzlich haben sich die europäischen Automobilhersteller verpflichtet die Verbräuche der Fahrzeugflotten weiter zu verringern.

Literaturverzeichnis

- [1] Steinparzer, F., Unger, H., Brüner, T., Kannenberg, D.: Der neue BMW 2,0l 4-Zylinder Ottomotor mit Twin Power Turbo Technologie, 32. Wiener Motorensymposium 2011
- [2] Bosch: Sensoren im Kraftfahrzeug, Ausgabe 2007
- [3] Delphi: Worldwide Emissions Standards, <http://delphi.com/pdf/emissions/Delphi-Passenger-Car-Light-Duty-Truck-Emissions-Brochure-2011-2012.pdf>, 2011/2012
- [4] AVL (Herausgeber): Indizieren am Verbrennungsmotor, AVL LIST GmbH, 2002
- [5] Merker, G., Schwarz, Ch.: Grundlagen Verbrennungsmotoren, Simulation der Gemischbildung, Verbrennung, Schadstoffbildung und Aufladung, ATZ/MTZ-Fachbuch, überarbeitete und aktualisierte Auflage 2009
- [6] Wurms, R., Budack, R., Böhme, J., Dornhöfer, R., Eiser, A., Hatz, W.: Der neue 2.0L TFSI mit Audi Valvelift System für den Audi A4, 17. Aachener Kolloquium Fahrzeug-und Motorentchnik 2008
- [7] Eichlseder, H., Klütting, M., Piock, W.: Grundlagen und Technologien des Ottomotors, SpringerWienNewYork, 2008
- [8] Basshuysen, R. und Schäfer, F.: Handbuch Verbrennungsmotor, 4. Auflage: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven, ATZ-MTZ-Fachbuch, 2007
- [9] Basshuysen, R.: Ottomotor mit Direkteinspritzung, 1. Auflage: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potential, ATZ-MTZ-Fachbuch, 2007
- [10] Pischinger, R., Klell, M., Sams, Th.: Thermodynamik der Verbrennungskraftmaschine, 3. Auflage: Der Fahrzeugantrieb, Herausgegeben von Helmut List, SpringerWienNewYork, 2009
- [11] Wimmer, A.: Motorenmesstechnik, IVT TU Graz, 2007/2008
- [12] Bayerische Motorenwerke: Der BMW Vierzylinder Otto-Motor mit VALVETRONIC, BMW AG Presse, 2001

Abbildungsverzeichnis

2.1	Siedekurven von Benzin und Dieselkraftstoff [10]	5
2.2	Heizwert und Gemischheizwert bei $\lambda = 1$ [10]	6
2.3	Schema mechanische Aufladung, mit Ts-Diagramm	10
2.4	Schema ATL, mit Ts-Diagramm [7]	11
3.1	Schnittzeichnungen	14
3.2	Zylinderkurbelgehäuse N20 [1]	15
3.3	Kurbeltrieb N20 [1]	16
3.4	Zylinderkopf inklusive Ventiltrieb und Kraftstoffrail [1]	16
3.5	Valvetronic [1]	17
3.6	Ladungswechselverlust im pV-Diagramm [12]	18
3.7	Ausgleichswellen N20 [1]	18
3.8	Motorölkreislauf N20 [1]	19
3.9	Kühlkreislauf N20 [1]	20
3.10	Einspritzsystem N20 [1]	21
3.11	Flutentrennung der Zylinder [7]	21
3.12	Auspuffkrümmer mit Ladegruppe und Katalysator [1]	22
3.13	Abgasegendruck Twin Scroll gemessen bei Zylinder 4	22
3.14	Audi Valvelift System (AVS) [6]	24
3.15	Volumenstrom- und druckgeregelter Ölpumpe [6]	24
4.1	Schematischer Aufbau des Prüfstands	28
4.2	Versuchsträger BMW N20 inkl. Getriebe am Prüfstand	28
4.3	Asynchronmaschine	29
4.4	Wirbelstrombremse	30
4.5	Ersatzmasse	31
4.6	Zweimassenschwung mit Hardyscheibe	31
4.7	Umbau Gleichlaufgelenkwelle	32
4.8	Ersatzgetriebe mit ZMS und Lagerung	33
4.9	Kraftstoffkonditionierung	34
4.10	Tornado Bedienfeld	35
4.11	schematische Darstellung der Sensorbox am Prüfstand	36
4.12	Pumpenstrom I_p über Luftzahl λ einer Breitband-Lambda-Sonde [2]	39
4.13	Schadstoffkonzentration im Rohabgas von Ottomotoren [7]	40
4.14	EU-Abgasgesetzgebung [3]	40

4.15	Schematische Darstellung der Messstellen am Versuchsträger (N20) . . .	43
4.16	Kistler Druckaufnehmer	44
4.17	Schematische OT-Bestimmung über thermodynamischen Verlustwinkel [4]	46
5.1	Vorgabe Kühlmittel- und Sammlertemperatur	48
5.2	Fahrzeugstrom für Bordnetzversorgung des Audi A5 (EA888)	50
5.3	Vergleich der Vollastkurven	51
5.4	Abgasseite des BMW N20 im Nennleistungspunkt	51
5.5	Vergleich der Verbrauchskennfelder	52
5.6	Differenzkennfeld spez. Kraftstoffverbrauch N20–EA888	52
5.7	Kaltstartversuch bei 20 °C	54
5.8	Lastschnitt bei 700 min ⁻¹	55
5.9	Lastsprung 1700/2 auf 1700/VL	55
5.10	Normlastpunkte	56
5.11	Ölverdünnungspunkt 1h bei $n = 2500 \text{ min}^{-1} / p_e = 10\text{bar}$	57
5.12	FEV-Ölverdünnung	58
6.1	Zylinderdruckverlauf und Einspritzsignale bei 2500 min ⁻¹ / Vollast ($p_e = 22 \text{ bar}$)	59
6.2	Zylinderdruckverläufe im Lastschnitt bei 5000 min ⁻¹ , Einspritz- und Zündsignale	60
6.3	Lastsprung bei 1700 min ⁻¹ , von $p_e = 2 \text{ bar}$ auf VL	61
6.4	Kennfeld Druckverlust über Drosselklappe ($p_{21}-p_{22}$)	62
6.5	Lastschnitte von $p_{21\text{abs}}$, $p_{22\text{abs}}$ und p_{31a_abs} über p_e für EA888 und N20 . .	63
6.6	Druckverlust des LLK in mbar (EA888)	64
6.7	p_{Ausp} von N20 u. EA888 bei 2500 min ⁻¹ und $p_e = 18 \text{ bar}$	65
6.8	Niederdruckverlauf N20 bei $n=1000 \text{ min}^{-1}$ und VL	65
6.9	Niederdruckverlauf EA888 mit AVS bei $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ und VL	66
6.10	Lastschnitte EA888 bei $n = 1000 \div 3500 \text{ min}^{-1}$	67
6.11	Drehzahlschnitt EA888 bei $p_e=11\text{bar}$	69
6.12	Last- und Drehzahlvariation zur Bestimmung der AVS-Aktivierungsbereiche	69
6.13	Aktivierungskennfelder Ladungsbewegungsklappe und AVS	70
6.14	Kennfeld Öldruck	70
6.15	Durchflussmenge Q_{KM} in l/min	71
6.16	Kennfeld Generatorstrom N20	72
6.17	Kennfeld Kraftstoffraildruck	73
6.18	Reibmitteldruck Kennfeld	74
6.19	Differenzkennfeld Reibmitteldruck	74
6.20	Zylinderdruckverlauf in Abhängigkeit von Drehzahl n und Last p_e (EA888)	75
6.21	Resultierende Kräfte am Triebwerk	76
6.22	Arbeitsverluste eines Viertakt-Ottomotors im Ladungswechsel [10]	77
6.23	Ladungswechsel-Mitteldruck	78

6.24	Differenzkennfeld Ladungswechsel-Mitteldruck N20-EA888	78
6.25	pV-Diagramm bei $n = 5000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 14 \text{ bar}$	79
6.26	pV-Diagramm bei $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 2 \text{ bar}$	80
6.27	λ -Kennfeld	80
6.28	T_{31} -Kennfeld	81
6.29	Abgasmessungen vor Katalysator	82
6.30	η_e -Kennfeld	83
A.1	Kennfeld-Kraftstoffmasse	95
A.2	Kennfeld-effektive Leistung	95
A.3	Kennfeld-Abgasdruck vor Turbine (Absolutdruck)	96
A.4	Kennfeld-Temperatur in der Ölwanne	96
A.5	schematische Darstellung der Sensorbox am Prüfstand	97

Tabellenverzeichnis

2.1	stöchiometrischer Luftbedarf unterschiedlicher Kraftstoffe	6
3.1	Motorkenndaten BMW N20	13
3.2	EA888 Motorkenndaten	23
4.1	Technische Daten E-Maschine	29
4.2	Technische Daten Wirbelstrombremse	30
4.3	Temperaturmessstellen	41
4.4	Druckmessstellen	42
4.5	Indiziermessstellen	45
5.1	Normlastpunkte	56
6.1	ECU Daten EA888	68
6.2	Betriebsmodi Wasserpumpe N20	72

Anhang

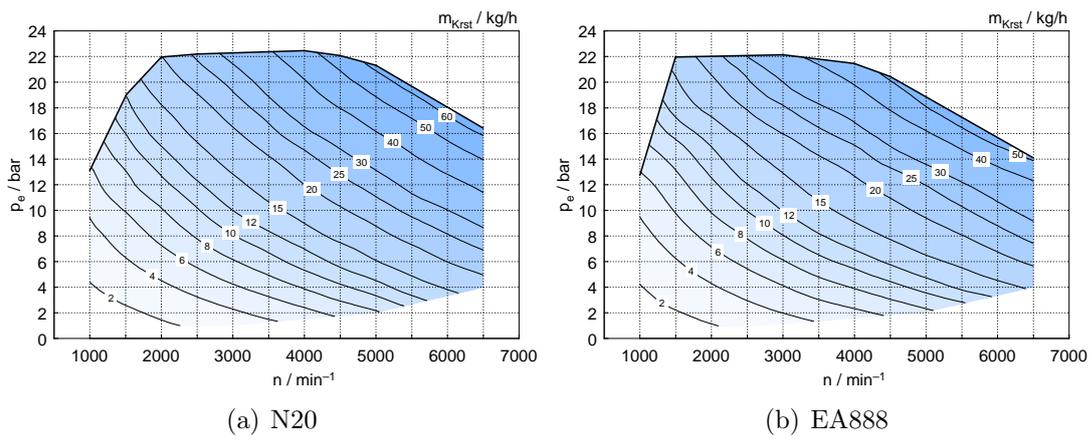


Abbildung A.1: Kennfeld-Kraftstoffmasse

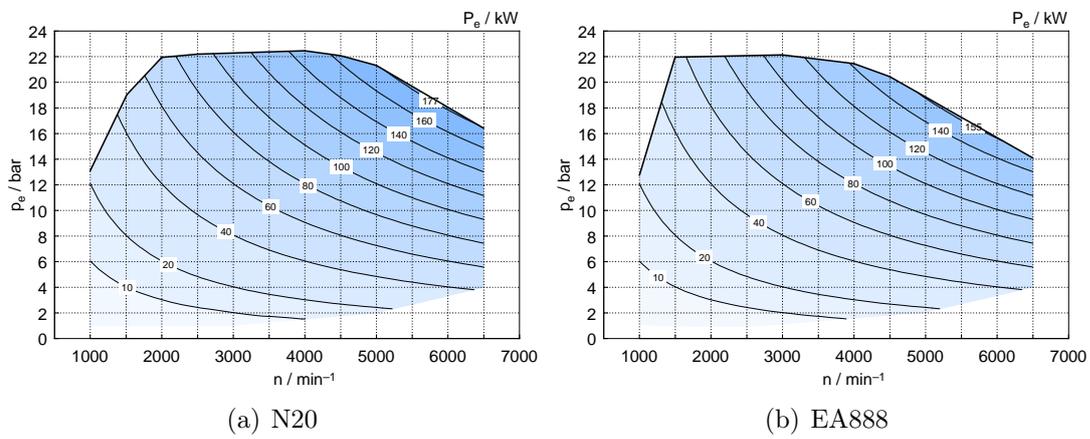


Abbildung A.2: Kennfeld-effektive Leistung

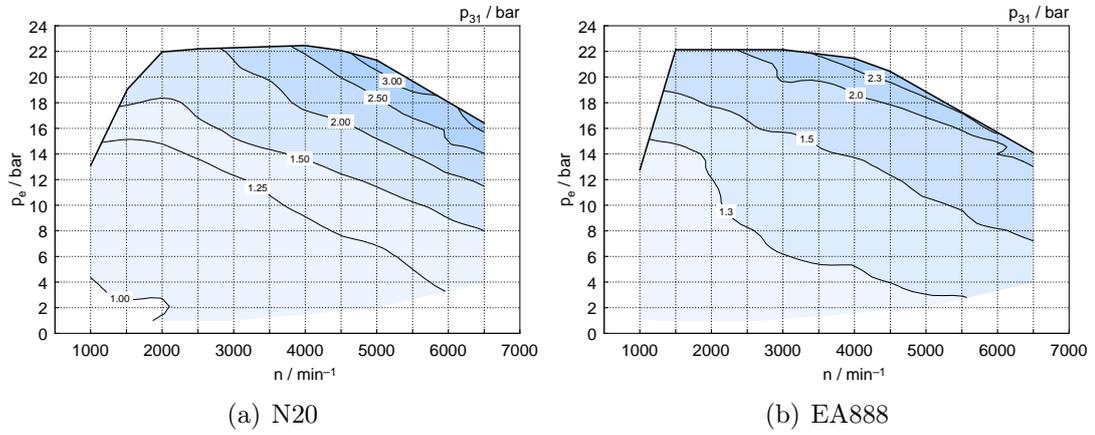


Abbildung A.3: Kennfeld-Abgasdruck vor Turbine (Absolutdruck)

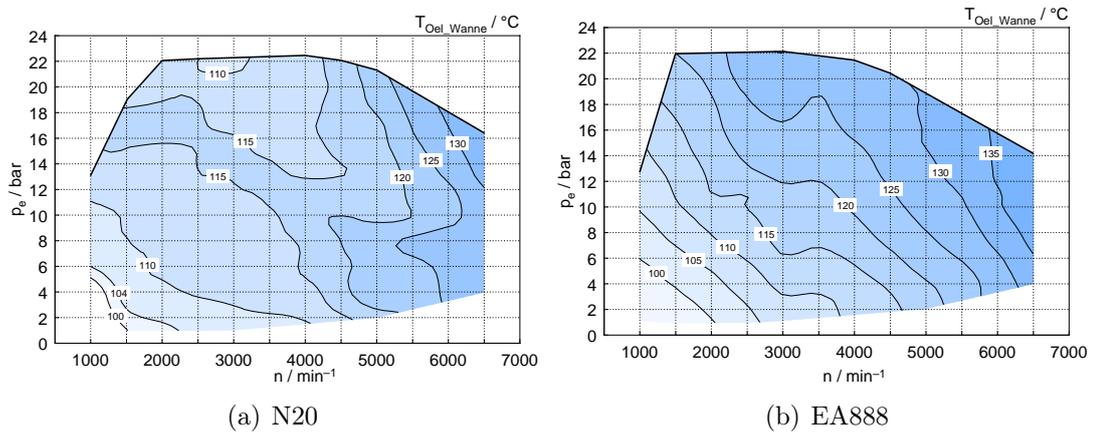


Abbildung A.4: Kennfeld-Temperatur in der Ölwanne

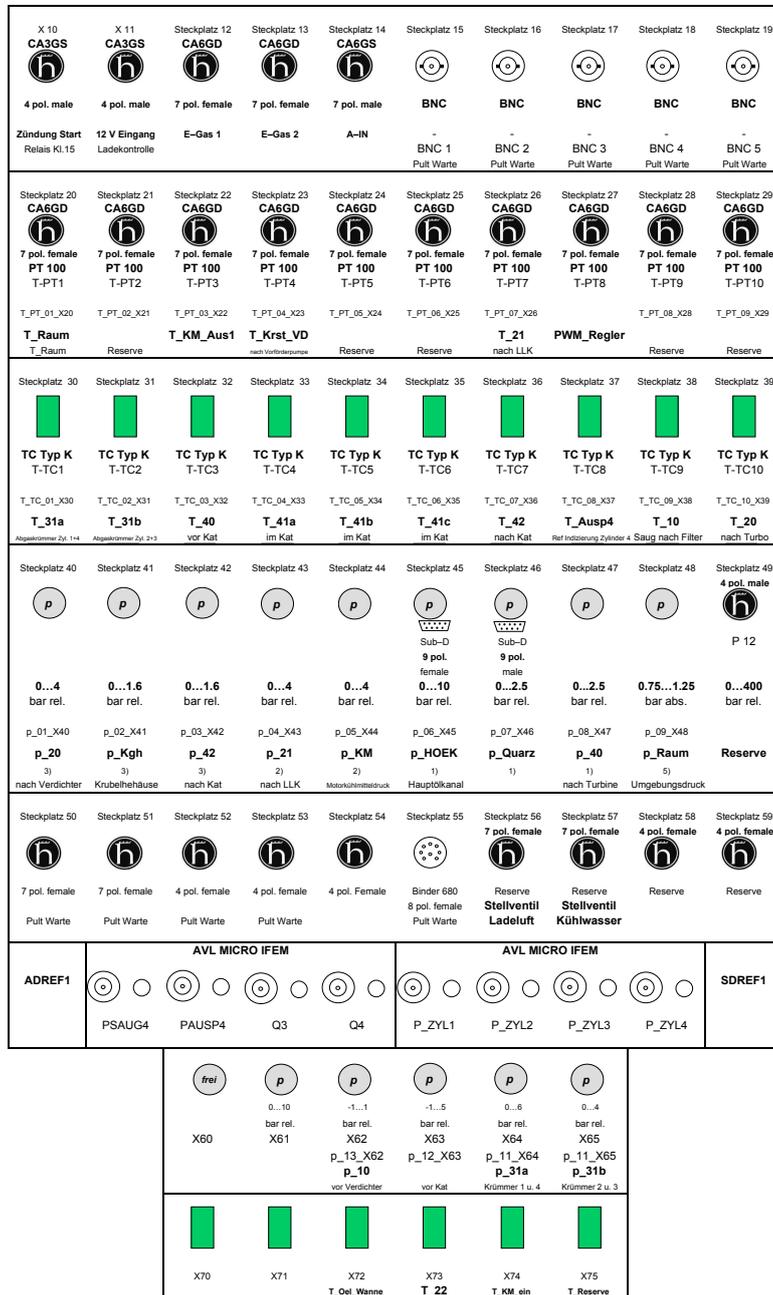


Abbildung A.5: schematische Darstellung der Sensorbox am Prüfstand