

Echtzeitsimulation von aufgeladenen Ottomotoren

Diplomarbeit an der Technischen Universität Graz

Institut für Verbrennungskraftmaschinen und Thermodynamik

Vorstand: Univ.-Prof. Dipl.-Ing. Dr. Helmut Eichlseder

durchgeführt bei der
AVL List GmbH, Graz

verfasst und vorgelegt von:
Christoph Leichtfried

betreut von:
Dipl.-Ing. Gerhard Schagerl, AVL List GmbH
Dipl.-Ing. Dr. Eberhard Schutting, TU Graz

Graz, Dezember 2011

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit ehrenwörtlich, dass ich die vorliegende Arbeit ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

Christoph Leichtfried

Graz, am 5. Dezember 2011

Sperrvermerk

Die Arbeit darf zwei Jahre nach Abschluss derselben nur mit Zustimmung der AVL List GmbH veröffentlicht werden. Die Ergebnisse der Diplomarbeit sind vertraulich zu behandeln und dürfen dritten Personen nicht zugänglich gemacht werden.

Graz, Dezember 2011

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich für die Unterstützung und Kooperation der Firma AVL List GmbH bedanken, die mir die Durchführung dieser Diplomarbeit ermöglichte. Spezieller Dank gilt hier meinem Betreuer, Dipl.-Ing. Gerhard Schagerl, sowie Dr. Peter Schögl und Dipl.-Ing. Gerhard Putz.

Für die Übernahme der Betreuung seitens der TU Graz möchte ich Dr. Eberhard Schutting, sowie Univ.-Prof. Dr. Eichseder danken.

Ganz besonders möchte ich mich bei meiner Familie bedanken, die mich stets unterstützt hat.

Kurzfassung

Um ein Fahrzeug im Ganzen verstehen zu können, müssen die Wechselwirkungen zwischen den einzelnen Baugruppen mit einbezogen werden. Simulationen können dabei helfen, diese Vorgänge besser zu verstehen. In der Motorenentwicklung braucht man dafür rechenschnelle Modelle, die möglichst viele Bereiche des Motors abdecken, um den Simulationsaufwand in Grenzen zu halten. Das Mittelwertmodell ARES der Firma AVL kann in Echtzeit oder schneller rechnen. Ob damit das dynamische Verhalten eines aufgeladenen Ottomotors wiedergegeben kann, sollte in dieser Diplomarbeit untersucht werden.

Zu diesem Zwecke wurde aus statischen Messdaten vom Motorprüfstand und aus Turboladerkennfeldern vom Hersteller, ein ebenfalls statisches Motormodell erstellt und kalibriert. Am Prüfstand wurde danach bei konstanter Drehzahl von einem niederlastigen, eingeschwungenen Betriebspunkt, in die Volllast gesprungen. Anhand der ECU-Signale wurde der Lastsprung in der Simulation nachgestellt. Es zeigte sich, dass der mit stationären Messdaten parametrisierte Zylinder auch dynamisch sehr gut mit den Messungen korrelierte. Darüber hinaus wurden Verbesserungspotentiale beim dynamischen Verhalten des Turboladers erkannt. Deswegen kam es zu Erweiterung des Turbolader-Modells. Die nächsten untersuchten Lastsprünge waren von nicht eingeschwungenen Betriebspunkten in die Volllast. Durch die Simulation konnte gezeigt werden, dass auch hier der Zylinder selbst ein „quasistationäres“ Verhalten hat – jede Dynamik kommt aus dem Ansaug- und Abgastrakt. Schlussendlich wurde das Motormodell in eine Fahrzeugsimulation eingebunden und die Unterschiede zu einem einfachen Motormodell auf einem Rundkurs aufgezeigt. Rückblickend kann behauptet werden, dass sich ARES für echtzeitfähige Simulationen von aufgeladenen Ottomotoren gut eignet.

Abstract

In order to fully understand a complete vehicle, it is necessary to consider the interactions between the various vehicle subsystems, including the engine. To simulate a complete car being driven on track, engine models with fast calculation speeds are needed to keep processing times within reasonable limits. The ARES mean value engine model is such a type of engine model, being able to calculate in real-time or faster. The target of this thesis is to determine whether it is possible to accurately reproduce the dynamic response of a turbocharged gasoline engine using the ARES model.

An engine model was created and calibrated using static measurements on an engine dynamometer, and turbocharger maps obtained from the manufacturer. The dynamic dynamometer measurement was made at a low load operating point, after the engine's thermal state had stabilised. A step change to full load was then applied. Using the ECU signals, this load step was reconstructed with the engine model. The simulation showed that the dynamic behaviour of the cylinder model was very accurate, when the cylinder model was parameterised using the static measurement data. Potential for improvement in the dynamic response of the turbocharger was observed, so the model was extended.

The next load changes examined on the dynamometer were not at steady thermal operating points. Using the simulation it was shown that in these cases the cylinder itself has no dynamic behaviour. The dynamics were in fact coming from the intake and exhaust systems.

Finally, the ARES engine model was integrated with a vehicle simulation model driven on a closed course, to demonstrate the differences to a simple engine model. The conclusion of this thesis is that the ARES model is well suited for applications where the specific dynamics of a turbo engine must be represented, while also achieving fast computation speeds.

Inhalt

1	Einleitung	1
2	Grundlagen	5
2.1	Motorwirkungsgrad.....	5
2.2	Aufladung.....	5
2.2.1	Ladungswechsel	5
2.2.2	Aufladeverfahren	8
2.3	Mittelwertmodell	21
2.4	ARES.....	22
2.4.1	PreProcessor	22
2.4.2	Runtime-Model	29
3	Statisches ARES-Modell	31
3.1	Parametrierung.....	31
3.2	Kalibrierung.....	35
3.3	Ergebnis.....	37
4	Transientes ARES-Modell	41
4.1	Prüfstand.....	41
4.2	Simulation.....	44
4.3	Verifikation Ausgangssituation	47
4.3.1	Niedertouriger Lastsprung	47
4.3.2	Hochtouriger Lastsprung.....	52
4.4	Anpassungen	53
4.4.1	Thermische Verdichtermasse.....	53
4.4.2	Wärmeleitung Turbine-Verdichter	62
4.4.3	Verdichter im Turbinenbetrieb.....	65
4.4.4	Resümee	66
5	Betrachtung dynamischer Lastsprünge	67
5.1	Theorie.....	67
5.2	Messung.....	68
5.3	Analyse.....	69
5.4	Simulation.....	71
5.5	Ergebnisse	72
6	Rennstrecken-Simulation	73
6.1	VSM-Einbindung.....	73
6.2	Vorab-Simulationen.....	75
7	Schlussfolgerungen und Ausblick	78
	Literaturverzeichnis	81
	Anhang	I

Formelzeichen, Indizes und Abkürzungen

Formelzeichen

α	Durchflusszahl [-]	M	Moment [-]
ε	Emissionsgrad	\dot{m}	Massenstrom [kg/s]
η	Wirkungsgrad [-]	n	Drehzahl [U/min]
κ	Isentropenexponent[-]	Nu_m	mittlere Nusselt-Zahl [-]
λ	Luft-Kraftstoff-Verhältnis [-]	p	Druck [Pa]
λ_a	Luftaufwand [-]	P	Leistung [W]
λ_l	Liefergrad [-]	Pr	Prandelt-Zahl [-]
μ	dynamische Viskosität des Fluid	q	spezifischer Wärmestrom [J/kg]
π	Druckverhältnis [-]	\dot{Q}	Wärmestrom [W]
ρ	Dichte [kg/m ³]	R	spezifische Gaskonstante [J/kg K]
Ψ	Durchflussfunktion [-]	Re	Reynolds-Zahl [-]
A	Fläche [m ²]	T	Temperatur [K]
c	Wärmekapazität Festkörper [J/kg K]	\dot{T}	zeitliche Temperaturänderung [K/s]
c_p	Isobare Wärmekapazität	t	Zeit [s]
C_s	Stefan-Boltzmann-Konstante	u	Umfangsgeschwindigkeit [m/s]
D	Durchmesser	V	Volumen [m ³]
h	spezifische Enthalpie	v	spezifisches Volumen [m ³ /kg]
L	Liter [L]	w	Gesamtgeschwindigkeit [m/s]
m	Masse [kg]		

Indizes

O	Umgebung	L	Lagergehäuse
A	Auslass	m	mechanisch
a	außen	n	nach
alu	Aluminium	ND	Niederdruck
d	dynamisch	red	Reduziert
E	Einlass	s	Isentrop, Strahlung
eff	effektiv	Sp	Spül
Fr	Frisch	t	total
h	Hubraum	T	Turbine
HD	Hochdruck	th	theoretisch
i	innere	v	vor
Indi	Indiziert	V	Verdichter
k	Konvektion	W	Wand
kor	korrigiert		

Abkürzungen

ARES	AVL Realtime Engine Simulation
ECU	Engine Control Unit
HFM	Heißfilmluftmassensensor
LLK	Ladeluftkühler
VSM	Vehicle Simulation Model
Wastegate	Turbinen-Bypassventil

1 Einleitung

Der Verbrennungsmotor ist aktuell der mit Abstand dominierende Antrieb bei Fahrzeugen und er wird auch weiterhin eine wichtige Rolle spielen. Dies liegt daran, dass er in seiner über 100-jährigen Geschichte zu einer robusten und preiswerten Technologie weiterentwickelt wurde. Die Erkenntnisse über Auswirkungen und Ursachen des Klimawandels haben jedoch zu einem Umdenken bei den Entwicklungszielen von Fahrzeugantrieben geführt. Es wird nach Lösungen gesucht, die einen geringen äquivalenten CO₂-Ausstoß pro Kilometer (Well to Wheel) haben und trotzdem bezahlbar und komfortabel sind - und somit von Kunden angenommen werden.

Ein sehr wichtiges Entwicklungsziel heutiger Verbrennungskraftmaschinen ist deshalb die Senkung des Verbrauchs, welcher primär durch eine Lastpunktverschiebung erreicht wird. Die Schlüsselwörter lauten dafür Downsizing und Lowspeeding, welche eine Aufladung des Motors voraussetzen. Dadurch nimmt die Komplexität des Systems zu. Gemeinsam mit den immer kürzer werdenden Entwicklungszyklen und den strengeren Abgasbestimmungen werden Ingenieure vor immer größere Herausforderungen gestellt.

Stand der Technik

Im Bereich der Motorentwicklung gibt es eine Reihe von Simulationswerkzeugen, welche sich durch Genauigkeit und Komplexität unterscheiden. Dreidimensionale Modelle können sehr anspruchsvolle Fragen kurbelwinkelaufgelöst beantworten, sind aber auf Grund ihres hohen Rechenaufwandes nur begrenzt einsetzbar. Eindimensionale sind im Rechenaufwand deutlich geringer, jedoch sind sie noch immer nicht echtzeitfähig. Wird diese Eigenschaft jedoch gefordert, kommen nulldimensionale Mittelwert-Motormodelle zum Einsatz. Diese bilden aus den hochgradig instationären Vorgängen während einer Motorumdrehung einen Mittelwert und minimieren somit den Simulationsaufwand enorm. Jedoch sind die Ergebnisse auf Grund ihrer geringeren Komplexität weniger detailliert.

Ziel der Arbeit

Im Zuge dieser Diplomarbeit wurde untersucht, ob mit einem statisch parametrisierten Mittelwert-Motormodell, die komplexen Vorgänge eines Lastsprunges wiedergegeben werden können. Der dafür ausgewählte Antrieb ist ein turboaufgeladener Ottomotor mit Direkteinspritzung. Als Mittelwert-Motormodell wurde das Entwicklungstool ARES (Avl Realtime Engine Simulation) der Firma AVL verwendet. Der Fokus wurde auf das Zylindermodell sowie auf den Abgasturbolader gelegt. Unzulänglichkeiten im Modell sollten erkannt werden und durch entsprechende Erweiterungen korrigiert werden. Das neue Motormodell wurde danach mit einer Fahrzeugsimulation gekoppelt werden. Hier sollten die Unterschiede zum fahrzeugsimulationseigenen Motormodell aufgezeigt werden.

Vorgehensweise

Im Vorfeld wurden die theoretischen Grundlagen vertieft und im ersten Teil dokumentiert.

Nach Begutachtung verschiedener Motoren, die bei der Firma AVL aktuell laufen bzw. liefen, fiel die Wahl auf einen 1,6 L 4-Zylinder-Reihenmotor mit Abgasturboaufladung und Direkteinspritzung. Die Entscheidung begründete sich darauf, dass der Motor gerade auf dem Prüfstand lief und Messungen nach eigenen Wünschen möglich waren. Zudem ist der Motor mit seinen 1,6 L Hubraum für den Rennsport sehr interessant.

Zur Erstellung des ARES-Motormodells wurde auf statische Messdaten vom Motorprüfstand, Kennfelder des Turboladerherstellers und auf Geometriedaten des Motors zurückgegriffen. Daraus wurde zunächst das statische Verhalten abgebildet. Diese wurde mit den statischen Prüfstandsmesspunkten verifiziert und danach kalibriert.

Mit diesem statischen Modell konnte nun das Transientverhalten des Modelles und des realen Motors untersucht werden. Es wurden verschiedene Lastsprünge vom eingeschwingenen, in den eingeschwingenen Betriebspunkt am Prüfstand gemessen. Danach wurde versucht diese in der Simulationen wieder abzubilden. Am Zylindermodell konnten keine Mängel erkannt werden. Der Verdichter musste jedoch um eine

thermische Trägheit erweitert werden. Diese wurde auch mit der Turbine thermisch verbunden. Der Sonderfall, dass Druckverhältnisse kleiner 1 am Verdichter auftreten können, wurde erkannt und im Modell berücksichtigt.

Danach wurden Lastsprünge vom nicht eingeschwungenen Zustand am Prüfstand gemessen. Hier konnte durch die Simulation gezeigt werden, dass es zu keinen signifikanten Änderungen im Zylinder kommt.

Schlussendlich wurde das Motormodell mit einer Fahrzeugsimulation gekoppelt und auf einer Rennstrecke betrieben. Es wurde der Unterschied zwischen den einfachen fahrzeugsimulationseigenen Motormodell und dem ARES-Modell aufgezeigt.

2 Grundlagen

2.1 Motorwirkungsgrad

Der Wirkungsgrad ist als Verhältnis von Nutzen zu Aufwand definiert. Der gesamte Wirkungsgrad des Motors wird als effektiver **Wirkungsgrad** η_{eff} bezeichnet. Dieser setzt sich aus einem mechanischen und indizierten Wirkungsgrad zusammen. Letzteren kann man noch in einen Hochdruck- und Niederdruckprozess aufteilen.

$$\eta_{\text{eff}} = \eta_{\text{Indi,HD}} \eta_{\text{Indi,ND}} \eta_{\text{m}} \quad \text{GL 2-1}$$

2.2 Aufladung

Ursprünglich war die Aufladung ausschließlich als Verfahren zur Leistungssteigerung gedacht. Sie nimmt aber zunehmend einen immer größeren Stellenwert ein, wobei Verbrauchs- und auch Emissionsfragen immer stärker in den Vordergrund treten.[1]

2.2.1 Ladungswechsel

Da eine Kolbenmaschine stets nur Volumina ansaugen kann, ist es Ziel der Aufladung, die Dichte der Luft vor Zylindereintritt zu erhöhen. Mit der höheren Masse an Luft je Arbeitsspiel kann dementsprechend mehr Kraftstoff eingespritzt und somit mehr Energie eingebracht werden.

1 Vgl. MERKER/SCHWARZ (2009) S. 307.

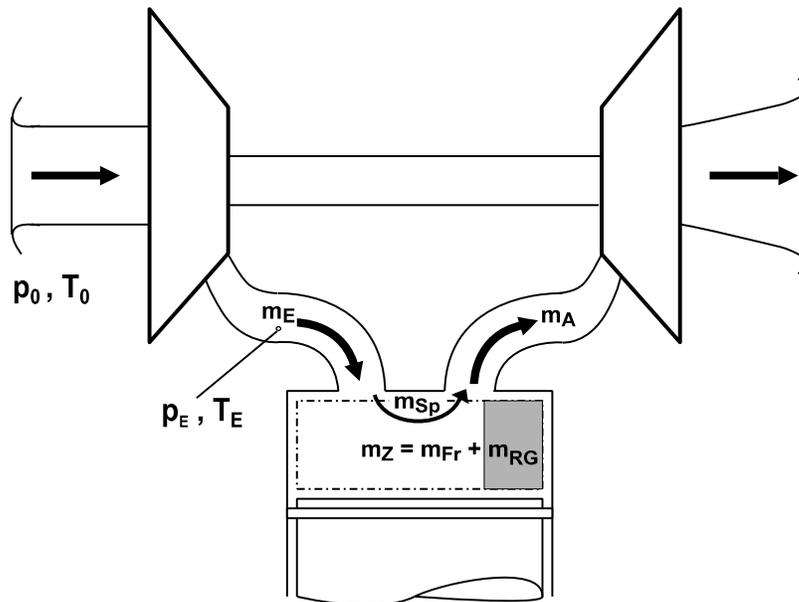


Abb. 2-1 Massenauftteilung im Ladungswechsel

Unter Vernachlässigung von Leckageverlusten und einer Abgasrückführung sieht der Ladungswechsel wie in Abb. 2-1 aus. Die gesamte Luft- oder Gemischmenge, die während des Gaswechsels in den Zylinder einströmt, wird einströmende **Ladungsmasse** m_E genannt. Sie besteht aus der **Frischladung** m_{Fr} , die im Zylinder verbleibt, und der **Spülmasse** m_{Sp} , die direkt in den Auslass strömt.

$$m_E = m_{Fr} + m_{Sp} \quad \text{GL 2-2}$$

Beim Saugmotor ist die Spülmasse meist sehr gering, bei aufgeladenen Motoren kann sie jedoch gezielt eingesetzt werden um die Abgasrestmasse zu verringern. Dies erfordert jedoch ein positives Spülgefälle, welches bei mechanisch aufgeladenen Motoren kein Probleme bereitet, jedoch bei turboaufgeladenen Motoren hohe Laderwirkungsgrade erfordert.

Um Motoren hinsichtlich ihres Ladungswechsels vergleichen zu können, müssen die genannten Kenngrößen in dimensionslose überführt werden. Eine dieser Größen ist der **Luftaufwand** λ_a , der die Güte des Ladungswechsels kennzeichnet. Er ist definiert aus dem Verhältnis von einströmender Masse m_E zu theoretisch einströmender Masse m_{th} .

$$\lambda_a = \frac{m_E}{m_{th}} \quad \text{GL 2-3}$$

Die theoretische Masse ist eine Füllung des Hubvolumens V_h mit einer Bezugsdichte ρ_{bzg} . Meist wird hierfür der Umgebungszustand ρ_0 , oder der Zustand vor Einlass ρ_E genommen.

$$\lambda_{a1} = \frac{m_E}{m_{th1}} = \frac{m_E}{\rho_0 V_h} = \frac{m_E R T_0}{p_0 V_h} \quad \text{GL 2-4}$$

$$\lambda_{a2} = \frac{m_E}{m_{th2}} = \frac{m_E}{\rho_E V_h} = \frac{m_E R T_E}{p_E V_h} \quad \text{GL 2-5}$$

Wobei λ_{a2} als Maß für die Verluste im Einlassventil und Zylinder gesehen werden kann. λ_{a1} berücksichtigt zusätzlich noch die Verluste vom Luftfilter bis zum Einlass. Wenn sich in dieser Strecke jedoch noch ein Aufladeaggregat befindet, kann λ_{a1} Werte deutlich über 1 annehmen. Die Verluste im Ansaugtrakt beruhen auf vier Effekten:

- Strömungsverluste
- Verluste durch die Erwärmung der Ladung
- Gasdynamische Effekte, wobei sich diese auch durchwegs positiv auswirken können
- Verdampfung des Kraftstoffs (nur bei gemischsaugenden Motoren)

Den Erfolg des Ladungswechsels deklariert der **Liefergrad λ** , er gibt den Zusammenhang zwischen im Zylinder bleibender Frischladung zu theoretisch möglicher Masse an. Auch hier kann man den Bezugspunkt zwischen Umgebung und Einlass wählen.

$$\lambda_l = \frac{m_{Fr}}{m_{th}} \quad \text{GL 2-6}$$

2.2.2 Aufladeverfahren

Bei der Aufladung wird zunächst zwischen Fremd- und Selbstaufladung unterschieden. Unter Fremdaufladung versteht man einen Verdichter, der von einer externen Energiequelle angetrieben wird. Die Selbstaufladung stellt die Energie selbst zur Verfügung. Hier wird unterschieden zwischen Systemen mit oder ohne Verdichter und Verfahren, die die Abgasenergie ausnützen bzw. nicht. Im Speziellen wird die Abgasturboaufladung nun genauer beschrieben.

Abgasturboaufladung

Bei der Abgasturboaufladung wird die Abgasenergie genutzt um den Lader anzutreiben. Der Hubkolbenmotor und der Abgasturbolader sind lediglich strömungstechnisch verbunden (siehe Abb. 2-2). Das Abgas des Verbrennungsmotors strömt dabei durch den Abgaskrümmen zur Turbine und treibt diese an. Ein auf der Abtriebswelle der Turbine sitzender Verdichter komprimiert seinerseits Frischluft. Die verdichtete und deswegen erwärmte Luft wird meist danach in einem Ladeluftkühler gekühlt. Über das Saugrohr gelangt die Luft weiter in den Zylinder. Bei Anwendungen mit hohem Instationäranteil (z. B. Fahrzeugbetrieb) muss die Leistung der Turbine geregelt werden. Dies geschieht bei Ottomotoren fast ausnahmslos mittels Wastegate.[2]

2 Vgl. MERKER/SCHWARZ (2009) S. 318.

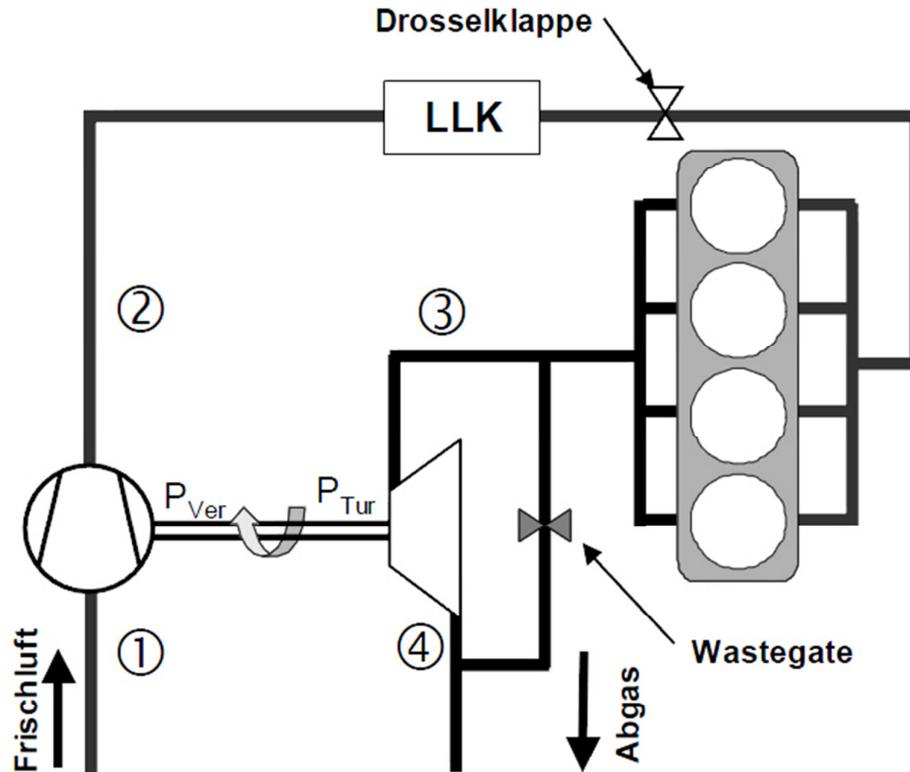


Abb. 2-2 Hubkolbenmotor mit Abgasturbolader

Strömungsverdichter

Die Aufgabe des Verdichters ist es, mittels von außen zugeführter mechanischer Energie, das Arbeitsmedium auf ein höheres Druckniveau zu bringen. Dies geschieht, indem die Luft Richtung Laufrad strömt, wo dem Fluid durch die Laufraddrehzahl eine zusätzliche Geschwindigkeitskomponente aufgeprägt wird. Die kinetische Energie des Mediums wird danach in einem Diffusor, der sich teils in den Schaufelkanälen und teils im Gehäuse befindet, wieder zu Druckenergie umgewandelt. Nach der Richtung wie das Medium vom Laufrad wegströmt, wird zwischen Axial- und Radial-Verdichter unterschieden. Axial-Verdichter zeichnen sich durch ihre guten Wirkungsgrade und hohen Luftdurchsätze aus, können jedoch nur geringe Druckverhältnisse pro Stufe erreichen. Sie haben einen hohen Platzbedarf und einen kleineren Arbeitsbereich. Aus diesen Gründen findet man im Motorenbau ausschließlich Radialverdichter.[3]

3 Vgl. MENNY (2006) S. 277.

Bei Turboverdichtern kann auf Grund der hohen Massenströme keine wirksame Kühlung realisiert werden, weswegen die isentrope Verdichtung als Vergleichsprozess dient. Die isentrope Zustandsänderung wird mittels GL 2-7 beschrieben. Da es aber in realen Strömungsmaschinen immer zu Reibungsverlusten kommt, wird das verdichtende Gas zusätzlich erwärmt. Bei gleichem Druckverhältnis erhält man deswegen eine höhere Temperatur und somit auch eine höhere Enthalpie des verdichtenden Gases (Abb. 2-3).

$$\frac{T_{nVs}}{T_{vV}} = \left(\frac{p_{nV}}{p_{vV}}\right)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} = \left(\frac{v_{vV}}{v_{nVs}}\right)^{\kappa-1} \quad \text{GL 2-7}$$

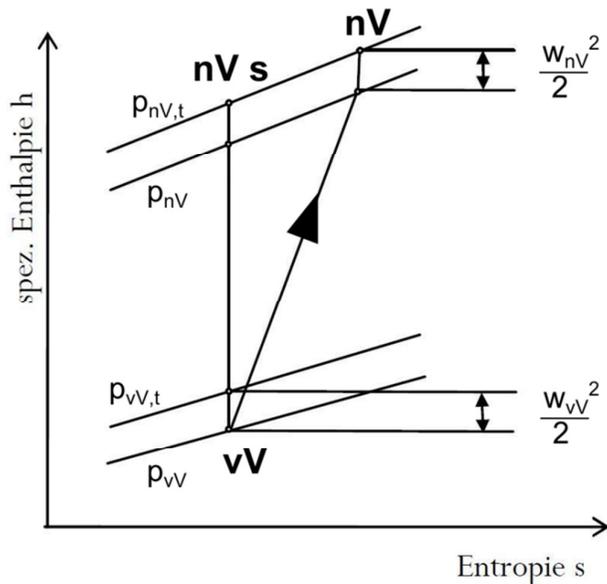


Abb. 2-3 Isentrope-, vereinfachte reale Verdichtung

Zur Vereinfachung wird das Totaldruckverhältnis π_v eingeführt, das das Verhältnis der totalen Druckänderung wiedergibt.

$$p_t = p + p_d = p + \frac{1}{2} \rho w^2 \quad \text{GL 2-8}$$

- p_t totaler Druck [Pa]
- p statischer Druck [Pa]
- p_d dynamischer Druck [Pa]
- ρ Dichte [kg/m^3]
- w Geschwindigkeit [m/s]

$$\pi_V = \frac{p_{nV,t}}{p_{vV,t}} \quad \text{GL 2-9}$$

Streng genommen muss mit dem totalen Druck (statischer plus dynamischer Druck) gerechnet werden. Normalerweise wird jedoch nur der statische Druck am Prüfstand gemessen. Die Berechnung des dynamischen Druckes aus dem Massenstrom und der Geometrie des Kanales ist aufwendig. Errechnet man das Druckverhältnis nur aus den statischen Werten, ist der dabei auftretende Fehler bei üblichen Kanal-Geometrien im Promillebereich.

Der isentrope Wirkungsgrad ist als Verhältnis der isentropen Verdichterarbeit zu der realen Verdichterarbeit definiert.

$$\eta_{s-i,V} = \frac{h_{nV,s} - h_{vV}}{h_{nV} - h_{vV}} = \frac{(\pi_V)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\frac{T_{nV}}{T_{vV}} - 1} \quad \text{GL 2-10}$$

Ist der Wirkungsgrad bekannt, kann für ein bestimmtes Druckverhältnis die erforderliche Leistung berechnet werden.

$$P_V = \frac{\dot{m}_V c_p T_{vV} (\pi_V)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}} - 1}{\eta_{s-i,V} \frac{T_{nV}}{T_{vV}} - 1} \quad \text{GL 2-11}$$

Kennfelddarstellung

Der Verdichter wird mit einer Turbine auf einem Turboladerprüfstand vermessen. Üblicherweise sind dies Stationärmessungen, jedoch können diese bei bestimmten Anwendungsfällen auch transient sein. Der Prüfstand besteht aus einem fremd angetriebenen Kompressor und einer Brennkammer um damit das Heißgas für die Turbine zur Verfügung zu stellen. Die Temperaturen am Turbineneingang betragen hier 150 – 1000 °C. Auf der sogenannten kalten Seite ist nach dem Verdichter eine Drossel angeordnet um das Schluckvermögen des Motors wiederzugeben. Folgende Annahmen werden am Prüfstand getroffen:

1. Verdichter und Turbine sind adiabate Maschinen
2. Der Vergleichsprozess ist die isentrope Kompression bzw. Expansion.

Beim Vermessen des Turboladers wird für konstante Laderdrehzahlen, die Änderung des Massenstromes und des Druckverhältnisses gemessen und für den zugehörigen Betriebspunkt (siehe GL 2-22, S: 17) der Wirkungsgrad errechnet. Das Verdichterkennfeld ist durch drei physikalische und eine prüfstandsspezifische Grenze begrenzt (Abb. 2-4). Im Bereich kleiner Massenströme und hoher Druckverhältnisse wird es durch die Pumpgrenze beschränkt. Hier kommt es zu einem Ablösen und wieder Anlegen der Strömung. Richtung hoher Drehzahlen ist das Kennfeld durch die maximale zulässige Festigkeit des Laufrades begrenzt. Ein üblicher Umfangsgeschwindigkeits-Grenzwert ist 520 m/s. Bei niedrigen Drehzahlen ist die Messung durch den Betriebsbereich des Prüfstandes begrenzt (Brennkammer). Hier müssen die Daten für die Simulation extrapoliert werden. Bei sehr hohen Massendurchsätzen wird die Schallgeschwindigkeit im engsten Querschnitt des Verdichters erreicht und somit eine weitere Erhöhung des Durchsatzes verhindert, dies nennt man die Stopfgrenze.[4]

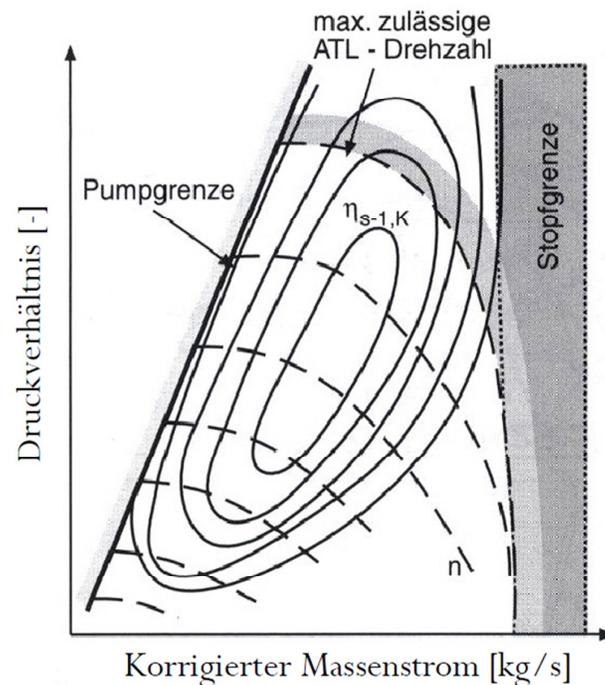


Abb. 2-4 Verdichterkennfeld, Prinzipdarstellung

4 Vgl. BASSHUYSEN/SCHÄFER (2010) S. 545.

Der Durchsatz durch den Verdichter kann als Massenstrom oder als Volumenstrom angegeben werden, jedoch muss er immer auf einen Referenzzustand korrigiert werden. Übliche Korrekturwerte sind in Tabelle 2-1 zu sehen.

T_{kor}	P_{kor}	Anwendung bei
in K	in mbar	
273,2	1013,3	DIN 1342, Sulzer
298,0	1000,0	SAE J 1826, SAE J922, BorgWarner Turbosys.
293,0	981,0	BorgWarner Turbosys.

Tabelle 2-1 Verdichter-Korrekturwerte

$$\dot{V}_{V,kor} = \dot{V}_V \sqrt{\frac{T_{kor}}{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-12}$$

$$\dot{m}_{V,kor} = \dot{m}_V \sqrt{\frac{T_{vV} p_{kor}}{T_{ref} p_{vV}}} = \dot{V}_V \frac{R \sqrt{T_{vV} T_{kor}}}{p_{vV}} \quad \text{GL 2-13}$$

Das Gleiche gilt auch für die Umfangsgeschwindigkeit bzw. die Turboladerdrehzahl.

$$u_{kor} = u \sqrt{\frac{T_{kor}}{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-14}$$

$$n_{kor} = n \sqrt{\frac{T_{kor}}{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-15}$$

Um sich die Definition von korrigierter Temperatur und Druck zu ersparen, gibt es **reduzierte Größen**. Durch das Weglassen der Korrekturwerte können keine Fehler mehr bei der Wahl der richtigen Norm gemacht werden. Jedoch sind die Werte nicht mehr so anschaulich.

$$\dot{V}_{V,\text{red}} = \dot{V}_V \frac{1}{\sqrt{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-16}$$

$$\dot{m}_{V,\text{red}} = \dot{m}_V \frac{\sqrt{T_{vV}}}{p_{vV}} \quad \text{GL 2-17}$$

$$u_{\text{red}} = u \frac{1}{\sqrt{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-18}$$

$$n_{\text{red}} = n \frac{1}{\sqrt{T_{vV}}} \quad \text{GL 2-19}$$

Strömungsturbine

Auch bei Turbinenbauarten nach dem Strömungsprinzip unterscheidet man im Wesentlichen zwischen den zwei Bauformen Axialturbine und Radialturbine. Während im Automobilbau ausschließlich Radialturbinen zum Einsatz kommen werden im Großmotorenbau auch Axialturbinen verwendet. Ihr Funktionsprinzip ist das umgekehrte von Strömungsverdichtern - Druckenergie wird in mechanische Arbeit umgewandelt. Das Abgas aus dem Motor strömt zunächst in die immer kleiner werdende Turbinenspirale und weiter in den Düsenring. Der Düsenring leitet die Strömung um und ändert damit die Tangential- und Radial-Komponente des Geschwindigkeitsvektors. Bei Turbinen mit verstellbarem Ring (VTG) kann somit das Schluckvermögen und das Druckverhältnis der Turbine geändert werden. Im Laufrad wird das Fluid weiter umgelenkt und treibt durch seine Impulsänderung an. Im Idealfall hat das Abgas beim Austritt nur mehr eine Axial-Geschwindigkeitskomponente (Abb. 2-5).

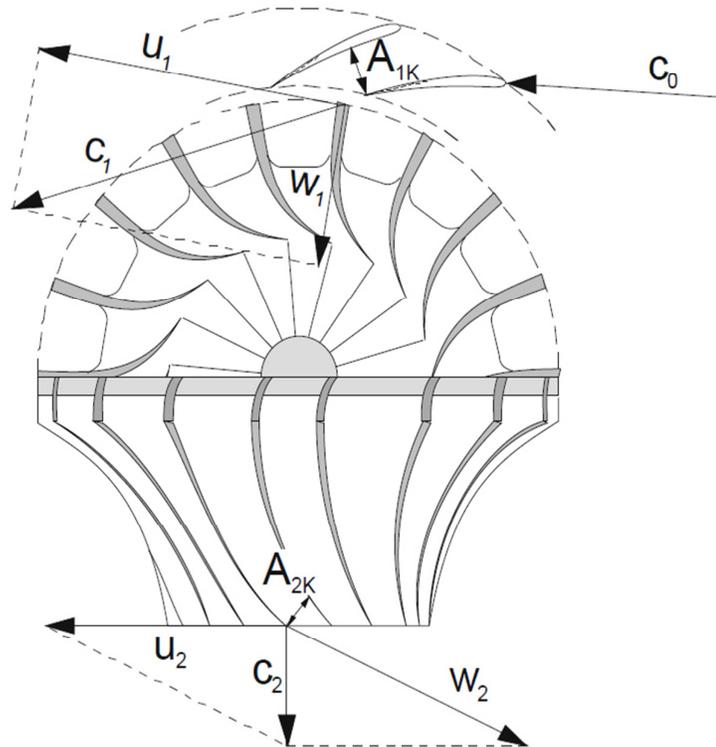


Abb. 2-5 Geschwindigkeitsdreiecke Radialturbine

Der Massenstrom durch die Turbine kann näherungsweise ermittelt werden, indem man die Turbine als isentrope Drosselstelle sieht. Die Gleichung für die isentrope Strömung lautet:

$$\dot{m} = A_0 \alpha p_0 \sqrt{\frac{2}{R T_0}} \psi \quad \text{GL 2-20}$$

Ψ Durchflussfunktion [-]

α Durchflusszahl [-]

R Spezifische Gaskonstante [J/kg K]

Die **Durchflussfunktion** ψ ist nur von den Stoffwerten und dem Druckverhältnis abhängig (Abb. 2-6).

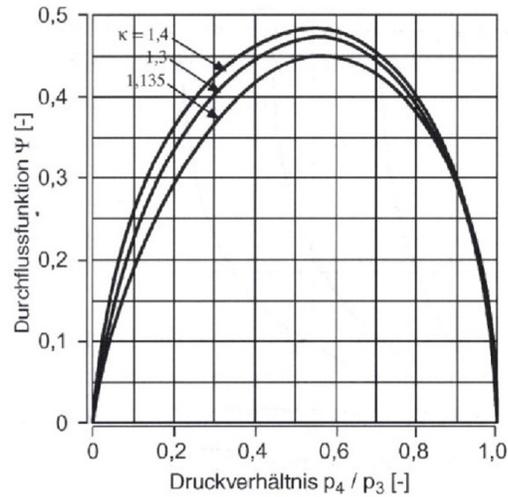


Abb. 2-6 Durchflussfunktion

Wird der Massenstrom bei einem gegebenen Druckverhältnis gesucht, unter der Annahme, dass sich der Isentropenexponent nicht wesentlich ändert, können alle Konstanten ($A_0, \alpha, R, 2, \psi$) zu einer Zahl zusammengefasst werden. Übrig bleibt die Definition des reduzierten Massenstroms.

$$\dot{m} = A_T \alpha p_{vT} \sqrt{\frac{2}{R T_{vT}}} \psi = A_T \alpha \sqrt{\frac{2}{R}} \psi \frac{p_{vT}}{\sqrt{T_{vT}}} = \dot{m}_{\text{red}} \frac{p_{vT}}{\sqrt{T_{vT}}} \quad \text{GL 2-21}$$

Wie beim Verdichter wird auch bei der Turbine die isentrope Zustandsänderung als Vergleichsprozess genommen (Abb. 2-7).

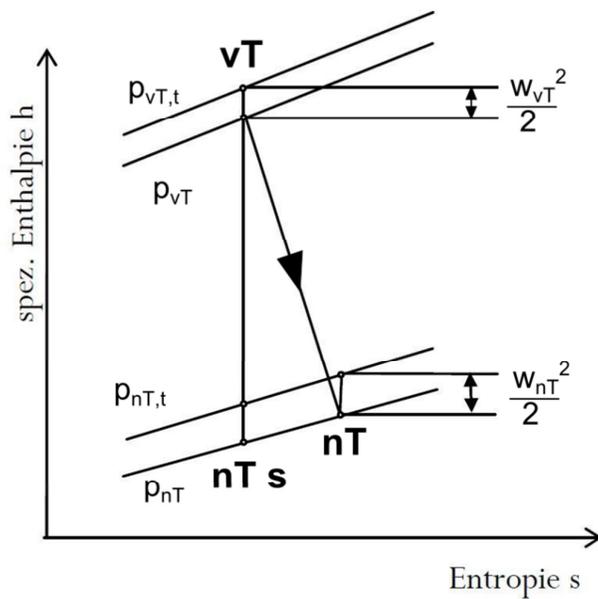


Abb. 2-7 h-s Diagramm, Turbine

$$\eta_{s-i,T} = \frac{h_{vT} - h_{nT}}{h_{vT} - h_{nT,s}} = \frac{1 - \frac{T_{nT}}{T_{vT}}}{1 - (\pi_T)^{\frac{\kappa-1}{\kappa}}} \quad \text{GL 2-22}$$

Die gesamte mechanische Reibung des Turboladers wird der Turbine zugeschrieben und in dessen Wirkungsgrad berücksichtigt. Deshalb wird die abgegebene Leistung mit dem effektiven Turbinenwirkungsgrad berechnet.

$$\eta_{s-eff,T} = \eta_{s-i,T} \eta_m \quad \text{GL 2-23}$$

$$P_t = \dot{m}_T \Delta h_T \eta_{s-eff,T} = \dot{m}_T \frac{\kappa_{vT}}{\kappa_{vT} - 1} R_{vT} T_{vT} \eta_{s-eff,T} (\pi_T^{\frac{\kappa_{vT}}{\kappa_{vT}-1}} - 1) \quad \text{GL 2-24}$$

Die Kennfeldgrößen können wieder auf einen Bezugszustand normiert sein oder in reduzierter Form dargestellt sein (Abb. 2-8).

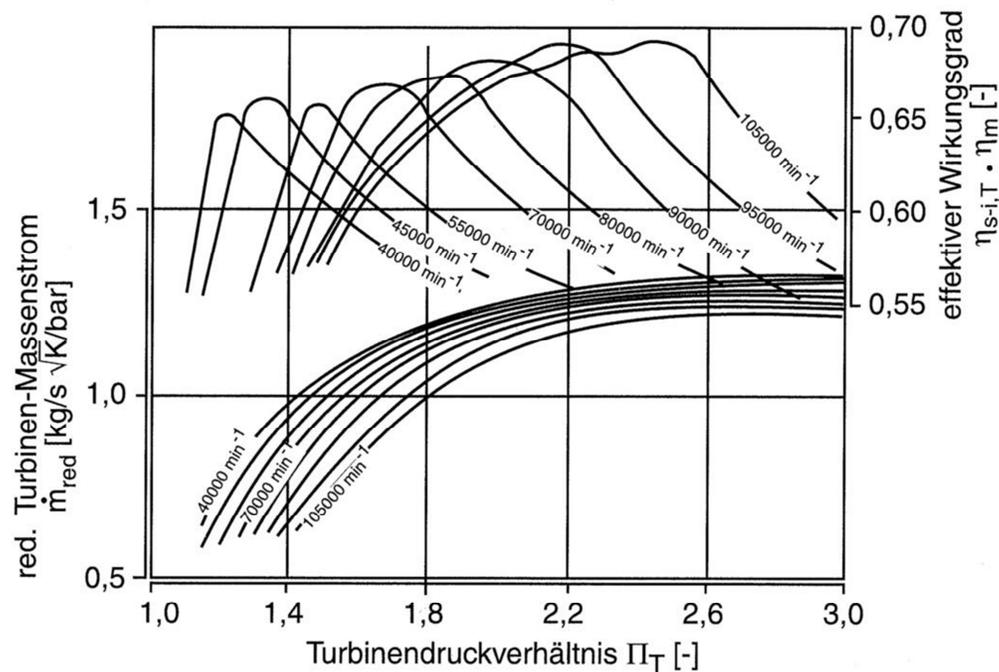


Abb. 2-8 Kennfeld Turbine

Turboladerhauptgleichung

Wenn die Gleichungen für Massenstrom und Leistung von Turbine und Verdichter mittels der Erhaltungssätze von Masse und Energie vereinigt wird, dann ergibt dies die Turboladerhauptgleichung. Man erkennt, dass das Ladedruckverhältnis im Wesentlichen durch den Gesamtwirkungsgrad des Laders, der Temperatur vor Turbine und dem Druckverhältnis der Turbine beeinflusst wird.

$$\Pi_V = \left\{ 1 + \eta_{s-i,V} C \eta_m \frac{\dot{m}_T c_{p,T} T_{vT}}{\dot{m}_K c_{p,K} T_{vV}} \left[1 - \left(\frac{p_{nT}}{p_{vT}} \right)^{\frac{\kappa_T - 1}{\kappa_T}} \right]^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V - 1}} \right\}^{\frac{\kappa_V}{\kappa_V - 1}} \quad \text{GL 2-25}$$

Ladedruckregelung

Um eine gute Fahrbarkeit zu erreichen, wird versucht, das maximale Drehmoment schon bei geringen Motordrehzahlen zu erreichen. Dort hat aber der Verdichter meist einen schlechten Wirkungsgrad und der Turbine steht noch nicht viel Abgasenthalpie zu Verfügung. Die Lösung ist die Turbine so klein zu dimensionieren, dass auch schon bei kleinen Motordrehzahlen ein hohes Druckverhältnis an der Turbine anliegt. Dies hat aber den Nachteil, dass bei höheren Drehzahlen der Ladedruck zu hoch sein würde. Die gängigsten Ladedruckregelungen sind:

1. Wastegate

Hier wird parallel zur Turbine ein Bypass-Ventil geschaltet, das bei zu hohem Ladedruck pneumatisch oder elektropneumatisch öffnet. Mit den Nachteilen, dass ein Teil der Abgasenergie im Wastegate verpufft und die maximale Turbinenleistung durch die Stopfgrenze begrenzt ist.

2. VTG-Turbine

VTG ist die Abkürzung für variable Turbinengeometrie und bedeutet, wie bereits erwähnt, dass der Düsenring verstellbar ist. Wenn bei geringen Massenströmen hohe Turbinenleistungen gefordert sind, schließen sich die Leitschaufeln und prägen dem Gas eine hohe Umfangsgeschwindigkeit auf. Dadurch wird der Impuls auf das Laufrad und der Abgasgegendruck erhöht. Ist der Ladedruck zu hoch, öffnen sich die Leitschaufeln und die Strömung durchfließt die Turbine mit weniger Widerstand. Dies senkt den Abgasgegendruck, was sich auch positiv auf den Ladungswechsel auswirkt. Nachteil dieser Technologie ist der hohe Preis, sowie der beschränkte Temperatureinsatzbereich - was vor allem bei Ottomotoren Probleme verursacht.

Wärmeströme Turbolader

Bei einem Abgasturbolader treten Temperaturdifferenzen von 1000 °C und mehr auf. Dies treibt dementsprechende Wärmeströme zwischen den einzelnen Bauteilen und der Umgebung an. Prinzipiell unterteilt man den Lader in die Turbine, das Lagergehäuse und den Verdichter. Zur Vereinfachung wurde in Abb. 2-9 die Masse des Lagergehäuses auf die Turbine und den Verdichter aufgeteilt.

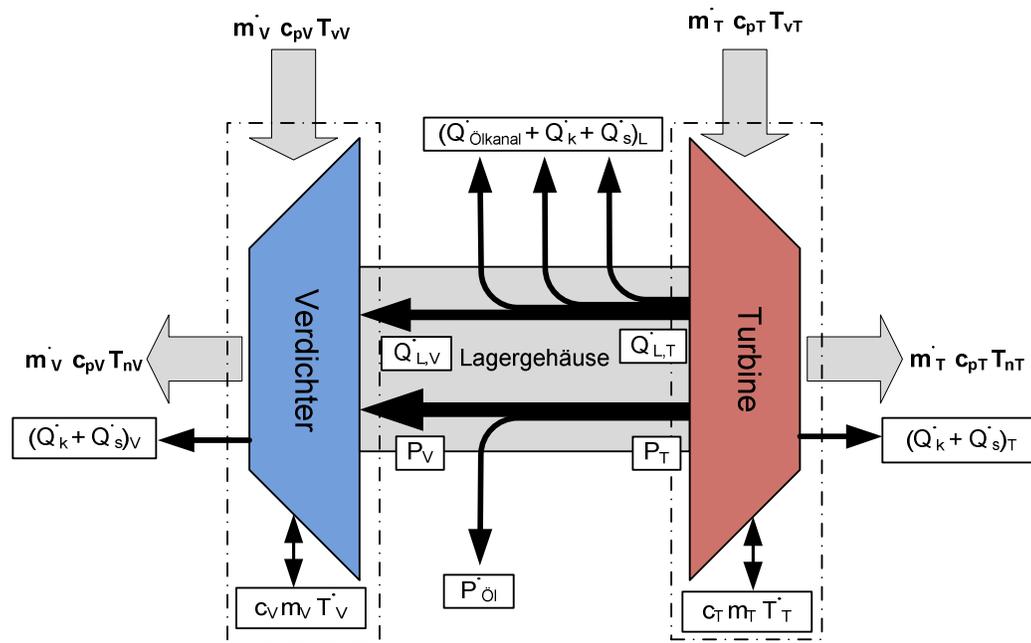


Abb. 2-9 Energieströme, Turbolader

Bei der Turbine beginnend errechnet sich die eingebrachte Leistung aus der Enthalpiedifferenz von Eintritt zu Austritt des Abgasmassenstromes. Diese wird durch den inneren Turbinenwirkungsgrad in mechanische Leistung P_T und in einen Wärmestrom aufgeteilt. Der Wärmestrom wiederum unterteilt sich in einen Leitungs- $\dot{Q}_{L,T}$, Konvektions- $\dot{Q}_{k,T}$, Strahlungs- $\dot{Q}_{s,T}$ und Temperaturänderungs-Anteil $c_T \dot{m}_T \dot{T}_T$. Wobei Letzterer nur im instationären Betrieb vorkommt und je nach Temperaturgradient positiv oder negativ sein kann.

$$\dot{m}_T c_{p,T}(T_{vT} - T_{nT}) = P_T + \dot{Q}_{L,T} + (\dot{Q}_k + \dot{Q}_S)_T + c_T m_T \Delta \dot{T}_T \quad \text{GL 2-26}$$

Das Lagergehäuse überträgt mit kleinen Reibungsverlusten $P_{\text{öl}}$, die mechanische Leistung an den Verdichter P_V . Der Wärmestrome der Turbine wird im Lagergehäuse zum Großteil an den Verdichter $\dot{Q}_{L,V}$ und an den Ölkanal $\dot{Q}_{\text{ölkanak,L}}$ weitergegeben. Ein kleinerer Anteil des Wärmestroms geht mittels Konvektion $\dot{Q}_{k,L}$ und Strahlung $\dot{Q}_{S,L}$ an die Umgebung.

$$P_T + \dot{Q}_{L,T} = (\dot{Q}_{\text{ölkanak}} + \dot{Q}_k + \dot{Q}_S)_L + P_{\text{öl}} + P_V + \dot{Q}_{L,V} \quad \text{GL 2-27}$$

Die in den Verdichter einströmenden Energien erhöht die Enthalpie des durchströmenden Gases. Ein Anteil des Wärmestroms geht ebenfalls durch Konvektion $\dot{Q}_{k,V}$ und Strahlung $\dot{Q}_{S,V}$ an die Umgebung. Abhängig vom Temperaturgradient \dot{T}_V des Verdichters nimmt der Verdichter selbst einen Teil des Wärmestroms auf oder gibt ihn ab.

$$\dot{Q}_{L,V} + P_V = \dot{m}_T c_{p,T}(T_{nV} - T_{vV}) + (\dot{Q}_k + \dot{Q}_S)_V + c_V m_V \Delta \dot{T}_V \quad \text{GL 2-28}$$

2.3 Mittelwertmodell

Bei herkömmlichen Motormodellen werden die Simulationsgrößen kurbelwinkelgenau aufgelöst. Bei Mittelwertmodellen werden hingegen (auf Englisch: mean value model) die hochgradig instationären Prozesse im Motor zu einem Mittelwert je Motordrehung oder je Arbeitsspiel vereinfacht und bilden mit der Motordrehzahl zeitdiskrete Zustandsgrößen ab. Der Vorteil dieses Modelles ist eine wesentlich schnellere Simulation, die auch echtzeitfähig sein kann. Zugrunde liegt jedoch die Annahme, dass für die definierten thermodynamischen Randbedingungen der Prozess immer gleich abläuft. Hier steckt auch die Kunst bei der Modellierung. Das System soll mit so vielen wie nötig und so wenigen wie möglich Randbedingungen ausreichend beschrieben werden.

Die ersten Mittelwertmodelle kamen in Motorsteuerungen zum Einsatz, wo sie gleich ihre Echtzeitfähigkeit bewiesen. Aktuell können Simulationen, die auf Mittelwertmodellen basieren, den gesamten Antriebsstrang abbilden und sind zu einem wirkungsvollen Werkzeug für die Beherrschbarkeit, der immer komplexer werdenden Antriebe geworden. Die Anwendungsfälle reichen von der reinen Softwareentwicklung (Software in the loop) über Komponententests (Hardware in the loop) bis hin zur Vorentwicklung der Funktionsentwicklung um mit einem höheren Reifegrad am Prüfstand zu starten.

2.4 ARES

Das Programm ARES (Avl Realtime Engine Simulation) ist ein 0-Dimensionales Mittelwertmodell das echtzeitfähig ist. Es beruht auf physikalischen sowie auch auf phänomenologischen Ansätzen und teilt sich in zwei Teilprogramme auf.

2.4.1 PreProcessor

Das erste Teilprogramm ist der sogenannte PreProcessor der die Parametrieroberfläche für das Simulinkmodell darstellt. In ihm werden alle Daten und Kennfelder des abzubildenden Motors und des virtuellen Prüfstandes erzeugt bzw. eingegeben. Diese speichert er in ein MATLAB M-File, welches später vom Runtime-Model aufgerufen wird.

Im Folgenden werden die wesentlichen Module kurz erklärt, um das Vorgehen bei der Diplomarbeit besser nachvollziehen zu können.

Engine Controller Data

Im Motorsteuerungs-Modul können Funktionen der ECU abgebildet werden. Die ECU regelt bei modernen Motoren alle Verstellparameter und ist somit fundamental für das Ansprechverhalten des Motors. Dementsprechend wichtig ist, dass die Aktoren wirklichkeitsgetreu (auch zeitlich) auf die Sensoreingangsgrößen reagieren. Das aktuelle ECU-Modell ist sehr einfach aufgebaut. Es besteht aus einigen Kennfelder und Regler, um zumindest die Grundfunktionen des Motors abzudecken.

Engine Data

Hier befinden sich die Kennfelder und Daten des Rumpfmotors. Die Aufteilung der einzelnen Sub-Module ist in Abb. 2-10 symbolhaft angedeutet. Die Verbindungsstriche zwischen den einzelnen Modulen haben keine Eingabeparameter. Sie dienen lediglich der Übergabe der physikalischen Gasgrößen (Druck, Temperatur, Massenstrom, Enthalpiestrom, Luft-Kraftstoff-Verhältnis).

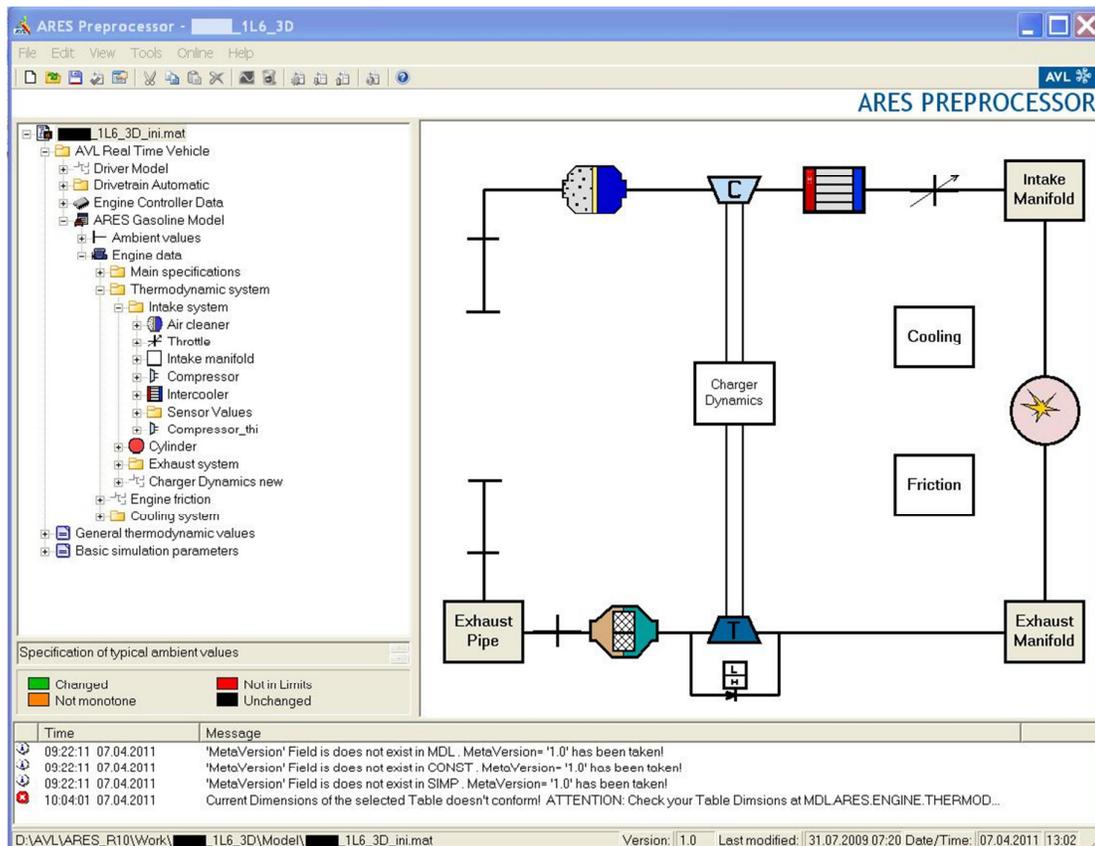


Abb. 2-10 PreProcessor Benutzeroberfläche

Die Parametrierung des PreProcessors kann auf dreierlei Arten geschehen und auch vermischt werden.

- Prüfstandsmessdaten
- Simulationsergebnissen
- Erfahrungs- und Schätzwerte

Besonderes der letzte Punkt ist nicht zu unterschätzen, da viele Kennfelder dimensionslos sind und deswegen für Abschätzungen von ähnlichen Motoren genommen werden können. Andere Größen sind sehr plastisch und können deshalb leicht abgeschätzt werden. Umgekehrt kann der erfahrene Anwender leicht Fehler bei prüfstands- oder simulationsgenerierten Daten erkennen und so im Vorfeld Fehler beseitigen. Von der Qualität ist die Bedatung mit Prüfstandsmessdaten die zu bevorzugen, da hier die Fehlerkette am kürzesten ist.

Air cleaner, Intake Manifold, Exhaust Manifold, Exhaust Pipe

Diese Module basieren auf rein physikalischen Modellen. In ihnen werden die Strömungsverhältnisse bestimmt und daraus die Wärme- und Massenströme sowie der Druckverlust errechnet. Zur Parametrisierung müssen einige Kenngrößen abgeschätzt werden. Der äquivalente Drosseldurchmesser kann über den Druckverlust aus einer Messung oder Simulation automatisch berechnet werden (Abb. 2-11).

Parameter	Value	Unit	Min.	Max.
Average wall thickness	1.8	mm	0.5	5
average wall surface	0.68	m ²	0.1	10
Equivalent volume diameter	60	mm	30	500
Equivalent volume	10.3	L	1	50
Equivalent throttle diameter	 38.5	mm	20	100

Abb. 2-11 ARES Luftfilter-Parameter

Zur Berechnung der korrekten Wandwärmeströme muss auch der Werkstoff als Parameter bekannt gegeben werden.

Compressor

Um den Kompressor einwandfrei numerisch abbilden zu können, muss das Herstellerkennfeld extrapoliert werden, um den gesamten Arbeitsbereich des Motors abzudecken (Abb. Abb. 2-12). Beim raschen Öffnen der Drosselklappe kann es vorkommen, dass sich ein Druckverhältnisse kleiner 1 einstellt. Hierfür muss ein fiktiver Minimalquerschnitt angegeben werden. Der Massenstrom errechnet sich dann mittels der Adiabaten-Drossel-Gleichung (siehe GL 2-20)

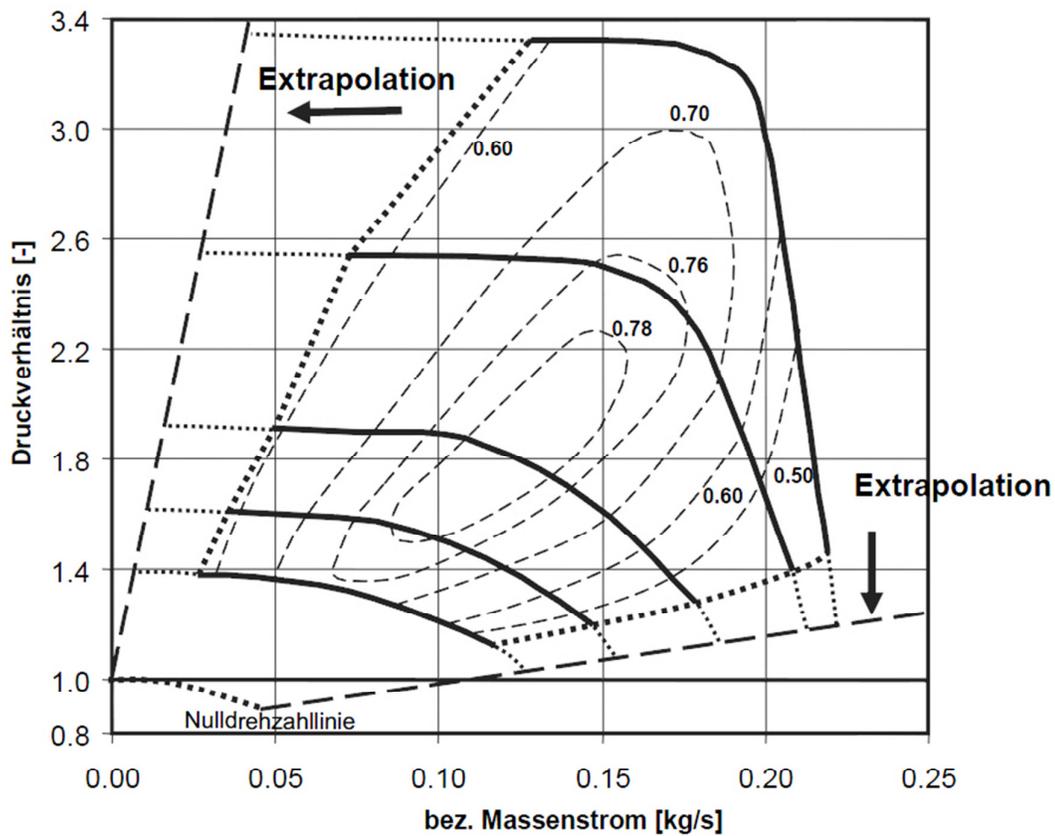
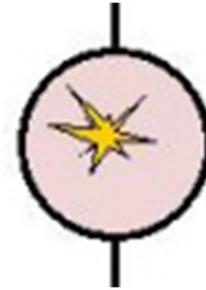


Abb. 2-12 Erweitertes Verdichter-Kennfeld (Schwarz, 2009, S. 337)

Cylinder

ARES nimmt für alle Zylinder des Motors die gleichen Eigenschaften an. Für die vollständige Erstellung der mehrdimensionalen Zylinderkennfelder eignen sich Rastervermessungen vom Prüfstand oder 1D-Motorsimulationen, die nach einem DoE-Plan (Design of Experiments) erstellt wurden. Es werden folgende Parameter benötigt:

- Motordrehzahl
- Luftmassenstrom
- Druck vor Zylindereinlass
- Temperatur vor Zylindereinlass
- Druck nach Zylinderauslass
- Temperatur nach Zylinderauslass
- Zeitpunkt des Brennbeginns
- Luft-/Kraftstoffverhältnis
- Abgasrückführrate
- Kühlwassertemperatur
- Position VVT
- Position Saugrohr



Es können auch einzelne Parameter ausgelassen werden, jedoch muss man sich dessen bei der Simulation bewusst sein. Wenn z. B. die Kühlwasservariation nicht durchgeführt wird, stimmen die Ergebnisse beim betriebswarmen Motor. Bei einem Kaltstart wird es jedoch zu größeren Abweichungen kommen. Aus den Variationen generiert das Programm seine mehrdimensionalen Kennfelder. Diese können in den Randbereichen noch per Hand erweitert werden.

Aus den folgenden Eingangsgrößen bestimmt das Zylindermodell seine Ausgangsgrößen

Eingangsgrößen

- Motordrehzahl
- Druck vor Zylindereinlass
- Temperatur vor Zylindereinlass
- Druck nach Zylinderauslass
- Zeitpunkt des Brennbeginns
- Einspritzmenge
- Kühlwassertemperatur
- Position VVT
- Position Saugrohr

Ausgangsgrößen

- indizierter Hochdruck-Mitteldruck
- indizierter Niederdruck-Mitteldruck
- Reibmitteldruck
- Massenstrom Einlass
- Enthalpiestrom Einlass
- Massenstrom Auslass
- Enthalpiestrom Auslass
- Wärmestrom in den Motor

Turbine

Die Turbine ist ähnlich wie der Verdichter zu erstellen, jedoch mit der Erweiterung, dass eine thermische Masse, sowie einige geometrische Maße für die thermisch aktive Wandoberfläche zu definieren sind.

Parameter	Value	Unit	Min.	Max.
Mechanic turbine efficiency	1	-	0	10
external housing diameter	120	mm	50	300
Inlet flow diameter	45	mm	0.1	150
Active turbine mass	2	kg	0.1	10
Heat transfer coefficient	5	mm	0.001	100

Abb. 2-13 Thermische Parameter der Turbine

Somit ist eine thermische Trägheit dargestellt, welche mit dem Massenträgheitsmoment des Turbolader-Laufrades, das Instationärverhalten des Laders beeinflusst.

Sensor Values

Um die Simulation mit Prüfstandsdaten vergleichen zu können, muss die Dynamik der Temperatursensoren modelliert werden. Dies geschieht mittels folgender drei Parameter.

- Wärmeübergangskoeffizient [$\text{W}/\text{m}^2\text{K}$]
- thermische Trägheit [K/J]
- aktive Oberfläche [cm^2]

Für die meisten am Prüfstand verbauten Temperatursensoren, mit üblicher Einbaulage gibt es Erfahrungswerte. Diese reichen meistens aus um den Sensor zufriedenstellend abzubilden.

2.4.2 Runtime-Model

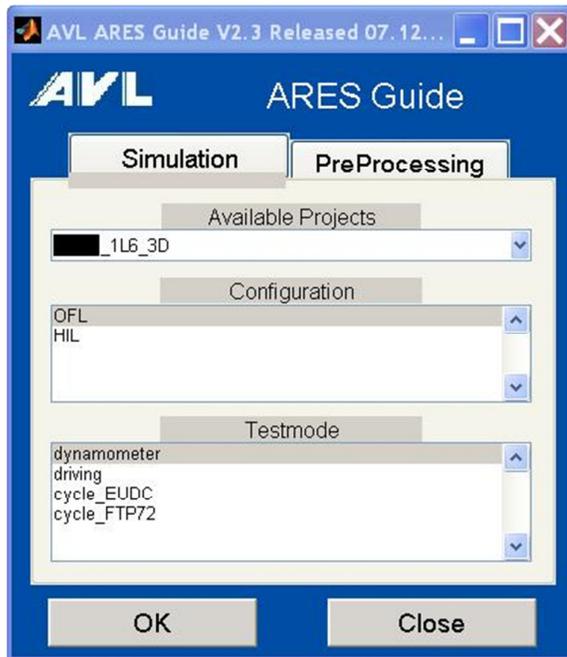


Abb. 2-14 ARES-Simulink Eingabefenster

Das Runtime-Model läuft auf der Programmierenebene Matlab-Simulink. Basis für das Matlab-Modell sind die vorher im PreProcessor generierten Module, die während der Simulation zeitlich mittels Massen- und Energieerhaltung verbunden werden. Der Anwender hat die Wahl, ob er die Simulation in Echtzeit (HiL) oder Offline (OFL) betreiben möchte (Abb. 2-14). Weiteres gibt es die Möglichkeiten den Testmodus des virtuellen Motors zu wählen.

Der Dynamometer-Testmodus (Abb. 2-15) entspricht dem Betrieb wie am klassischen Motorprüfstand. Über das „Cockpit“ können schnell die wichtigsten Parameter verstellt werden.

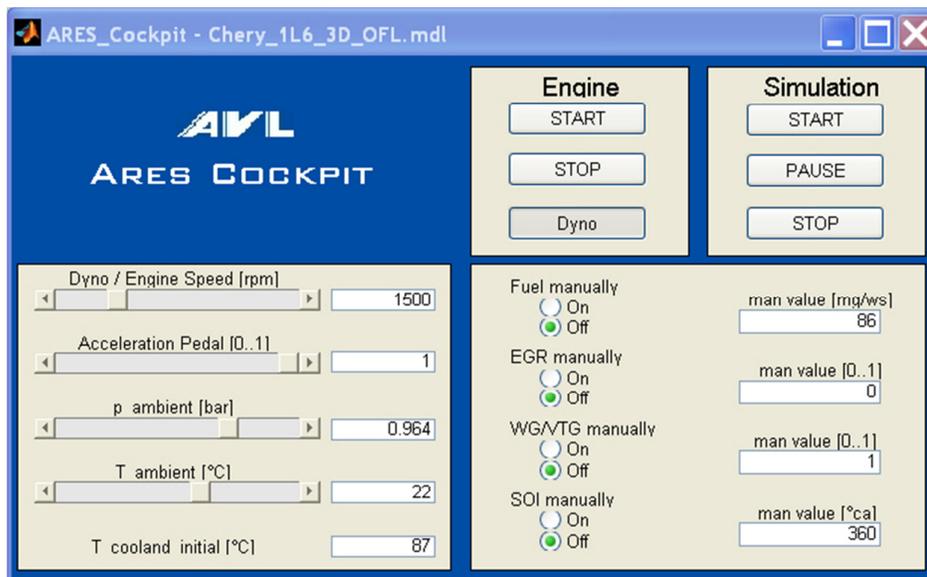


Abb. 2-15 ARES Cockpit

Anpassungsarbeiten an den Basis-Modellkomponenten sollten im PreProcessor geschehen. Für schnelle Änderungen und Erweiterungen kann dies auch direkt im Simulink-Modell geschehen. Z. B. beinhaltet ARES zu diesem Zeitpunkt nur einen unregulierten Ladeluftkühler, am Prüfstand wurde er jedoch drehzahlabhängig geregelt. Die Lösung war eine Erweiterung des Simulinkmodells wie in Abb. 2-16 dargestellt ist (Grün).

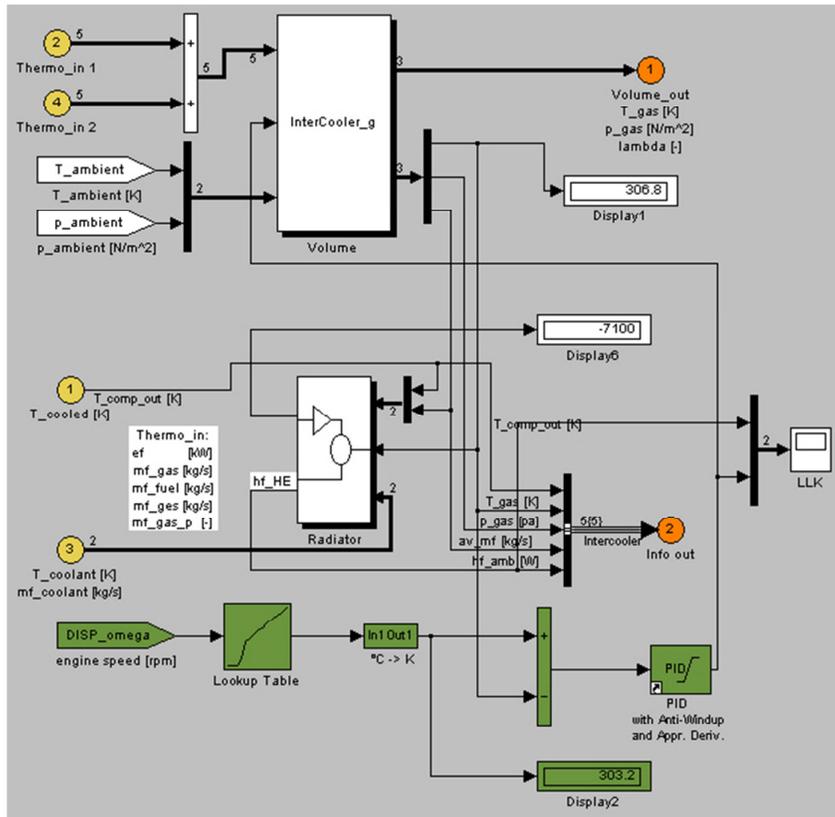


Abb. 2-16 erweitertes Simulinkmodell Ladeluftkühler

Während der Simulation können nach Belieben die aktuellen Größen in Tabellen oder Diagrammen angezeigt werden. Nach dem Stoppen der Simulation können die Daten entweder direkt in Matlab ausgewertet oder exportiert werden.

3 Statisches ARES-Modell

Als Basis für das dynamische Modell musste zunächst das statische Modell erstellt werden. Mittels der vom Motor zu Verfügung stehenden statischen Messdaten, konnte das Motormodell parametrieren werden. Durch die Simulation der zuvor genutzten statischen Messpunkte konnte die Simulation danach noch kalibriert werden.

3.1 Parametrierung

Wie bereits erwähnt gibt es drei Möglichkeiten ein ARES-Modell zu parametrieren. Da es schon eine Rastervermessung des Motors gab, wurde diese zum Erstellen des Modells verwendet. Die Applikation des Motors wurde in der AVL durchgeführt und stellt den bestmöglichen Kompromiss aus Verbrauch, Emissionen, Mitteldruck und Bauteilschutz dar (Euro5). In Abb. 3-1 sieht man die 299 statischen Messpunkte die zur Parametrierung des Modells dienen.

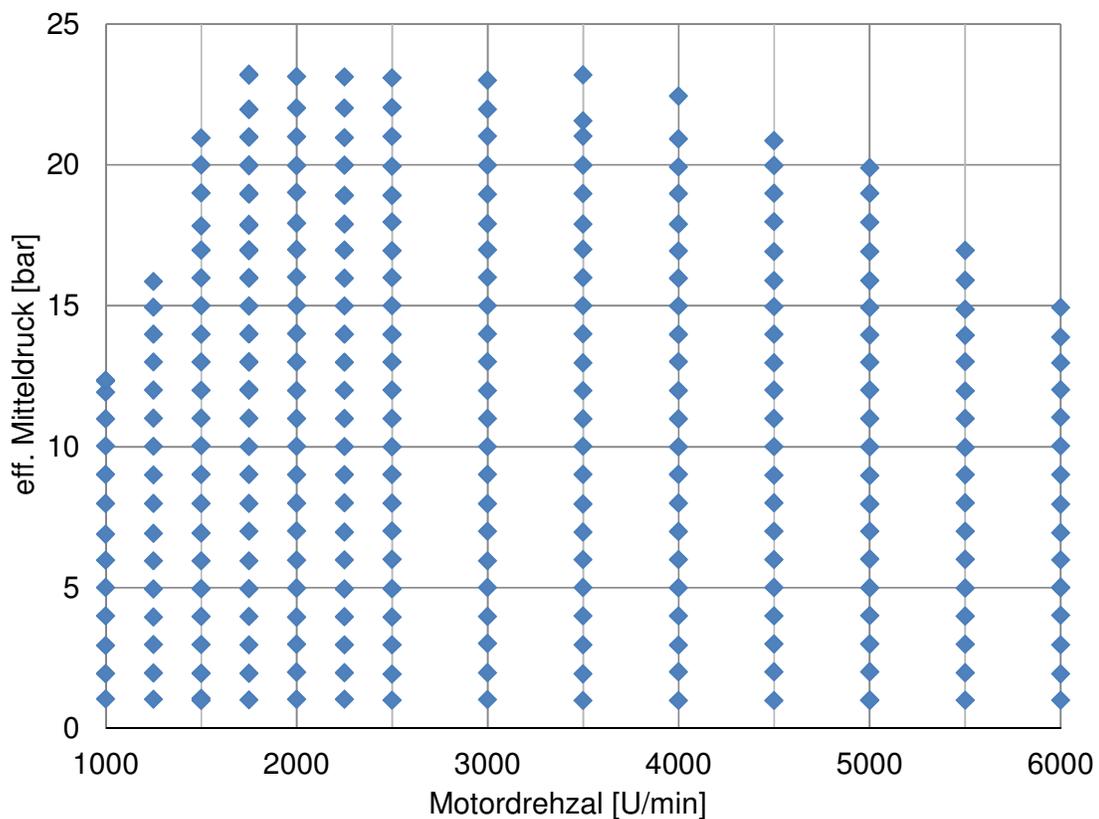


Abb. 3-1 Prüfstandrasterung Versuchsmotor

Bei den einfachen Modulen wie Air Cleaner, Intake Manifold, Exhaust Manifold, Exhaust Pipe konnte anhand der Druckabfälle aus der Messung, der äquivalente Drosseldurchmesser (siehe GL 2-20, S. 15) berechnet werden. Die restlichen Eingabeparameter kamen aus der Motorgeometrie oder wurden geschätzt.

Als Basis für den Verdichter dienten die Herstellerkennfelder, die jedoch noch extrapoliert werden mussten. Der Bereich großer Massenströme und kleiner Druckverhältnisse ist gerade bei Lastsprüngen relevant. Hier gibt es jedoch keine Messdaten, weswegen sie anhand von Erfahrungswerten geschätzt wurden. Diese Schätzungen können in der späteren Kalibrierungsphase nochmals korrigiert werden. In den folgenden Abbildungen zeigen Punkte die Hersteller-Messdaten und die Linien beinhalten den angenommenen Weiterverlauf (Abb. 3-2 bis Abb. 3-3).

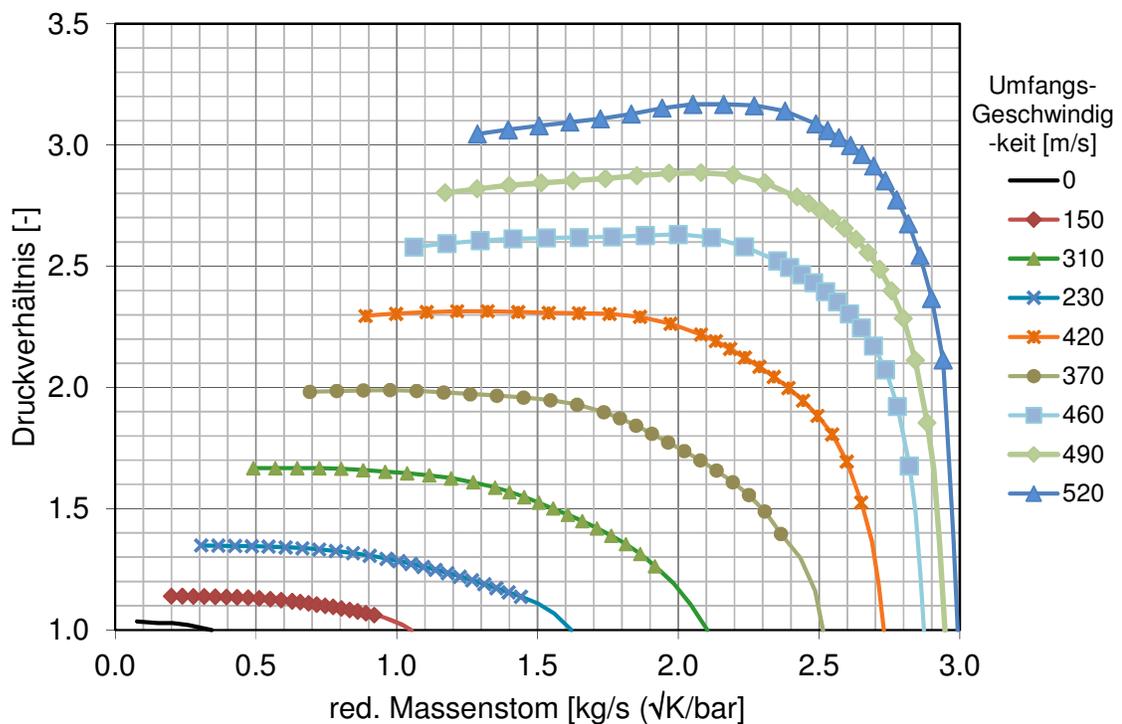


Abb. 3-2 erweitertes Verdichter-Massenstrom-Druckverhältnis-Diagramm

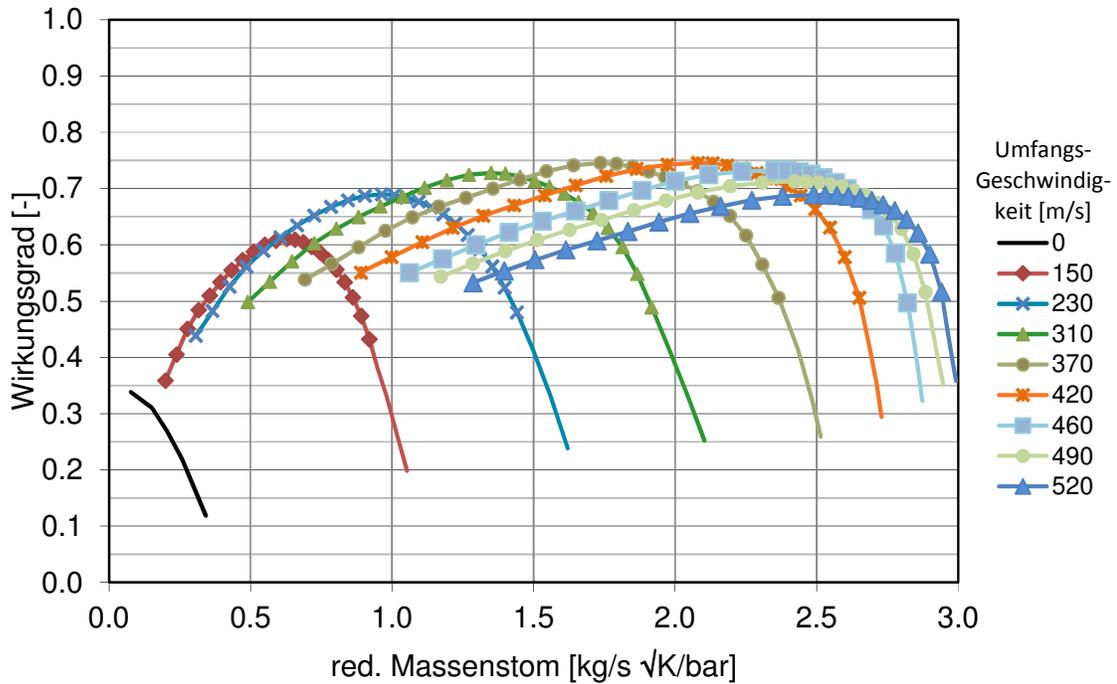


Abb. 3-3 erweitertes Verdichter-Massenstrom-Wirkungsgrad-Diagramm

Die Turbine muss auf Grund der meist geringeren Messpunkte umfangreicher erweitert werden. Auch hier werden später die Schätzungen durch die Kalibrierung verbessert. Wieder zeigen Punkte Herstellerdaten, Linien beinhalten den angenommenen Weiterverlauf (Abb. 3-4 bis Abb. 3-5).

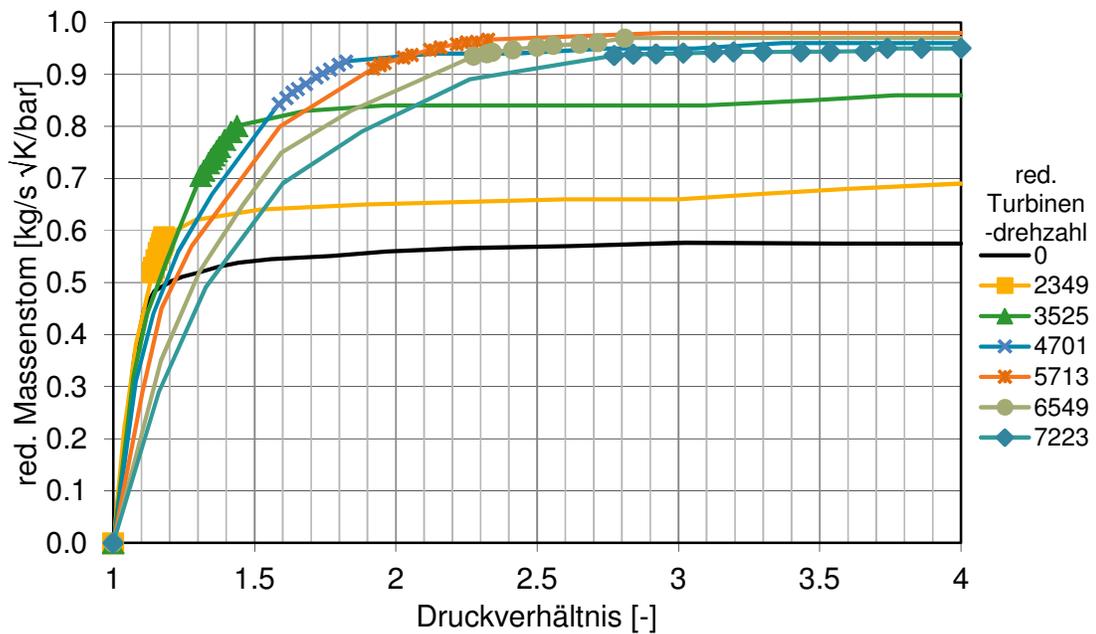


Abb. 3-4 erweitertes Turbine-Druck-Massenstrom-Diagramm

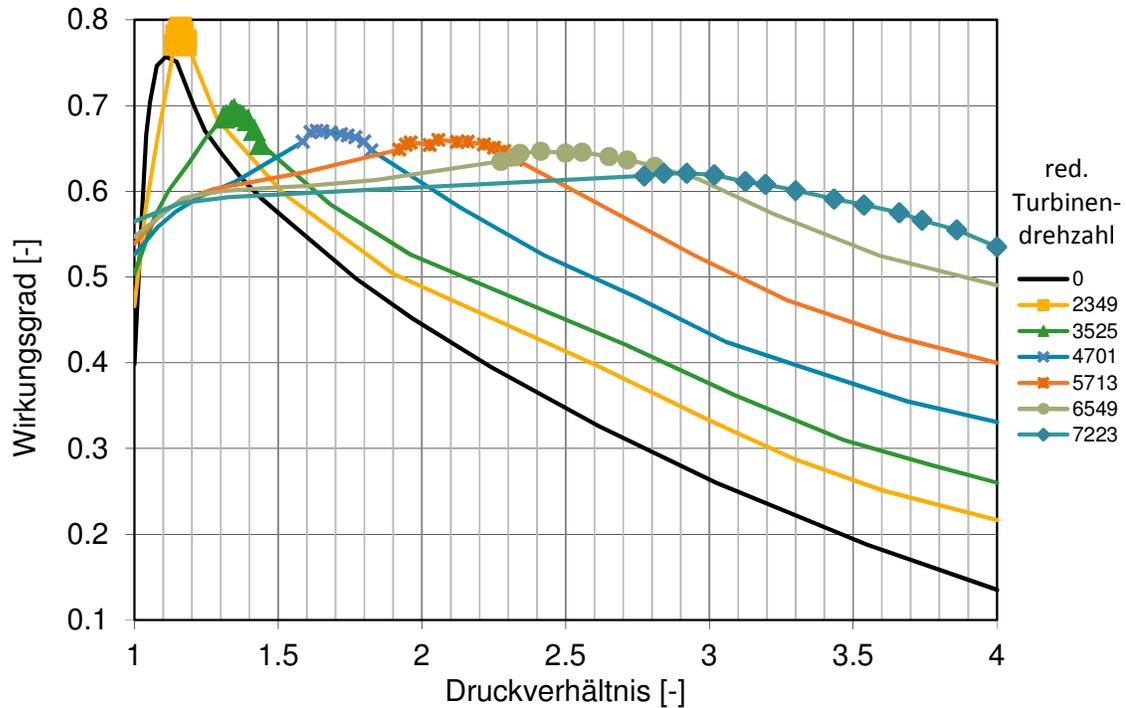


Abb. 3-5 erweitertes Turbine-Wirkungsgrad-Massenstrom-Diagramm

Beim Zylinder mussten auf Grund fehlender Variationen Abstriche gemacht werden. Die einzige direkt steuerbare Variation ist die Motordrehzahl. Bei folgenden Parametern fand die Variation indirekt statt:

- Druck vor Zylindereinlass
- Temperatur vor Zylindereinlass
- Druck nach Zylinderauslass
- Luftverhältnis

Dies reichte jedoch dem Algorithmus aus, seine Kennfelder zu generieren. Wie bereits erwähnt kommt es zu Lücken in den Randbereichen, die nach logischen Überlegungen per Hand aufgefüllt wurden. Da es für den Zeitpunkt des Brennbeginns (Zündwinkel) keine Variation gibt, musste dieser Verstellparameter mit einem Standardmodell angenommen werden. Dies bedeutet, dass die Zündung nun immer optimal steht (wie am Prüfstand). Der Zündwinkel kann zwar in der Simulation vom optimalen Zündwinkel verstellt werden, aber seine Reaktion kommt von einem Standardmodell. Die Abgasrückführtrate wurde gänzlich vernachlässigt, da es sich um einen Ottomotor mit konventionellen Brennverfahren handelt. Der Einfluss der Kühlwas-

sertemperatur wurde auch ausgelassen. Deshalb ist das Zylindermodell nur für den betriebswarmen Motor, bezüglich indizierten Hochdruck-Wirkungsgrad und inneren Luftaufwand, sauber modelliert ist.

3.2 Kalibrierung

Nachdem der PreProcessor bedatet war, konnte mit dem statischen Runtime Programm die Kalibrierung des Modells vorgenommen werden. Die im Kapitel Parametrierung genutzten Messpunkte dienen nun zur Verifizierung des Modells. Das statische Runtime-Programm ist deswegen nötig, da bei ARES der Motor wie am realen Motorprüfstand betrieben wird. Um einen statischen Punkt zu simulieren, muss wie in real auf den gewünschten Betriebspunkt hingefahren werden. Danach wartet das Programm bis alle Größen eingeschwungen sind und „misst“ dann diesen Betriebspunkt. Je nach Anzahl der Punkte, Komplexität des Modells und Rechenleistung kann dies eine beträchtliche Zeit dauern. Im konkreten Fall brauchte eine Rastersimulation des gesamten Arbeitsbereiches ungefähr zehn Stunden. Im Schnitt benötigte somit eine Messung eines statischen Punktes 2 Minuten. Als Eingangsparameter dienten:

- Umgebungszustände (Druck, Temperatur)
- Motordrehzahl
- Druck vor Zylinder (Drosselklappenstellung)
- Ladedruck (Wastegate)
- Ladelufttemperatur (da am Prüfstand geregelt)
- Lambda
- Kühlmitteltemperatur

Zum Regeln der Motorlast wurde zuerst der Ladedruck so weit wie möglich mittels Wastegate gestellt und der Druck vor Zylinder durch die Drosselklappe kontrolliert. Diese Methode hat den Vorteil, dass die Verifizierung des Verdichters und des Zylindermodells wesentlich vereinfacht wird. Die Vorgabe der Ladelufttemperatur ist nicht üblich, da jedoch am Prüfstand die Gastemperatur im Ladeluftkühler drehzahlabhängig geregelt wurde, musste dies in der Simulation auch geschehen und das Runtime-Programm um diese Eingabe erweitert werden (Abb. 2-16).

Schon die ersten Rasterungen zeigten, dass das Modell schon gut mit der Realität korrelierte. Die Anpassungen fanden primär dort statt, wo es keine Daten gab und sie deswegen geschätzt/extrapoliert werden mussten.

Anpassungsauflistung

Luftfilter:	äquivalenter Drosseldurchmesser
Ladeluftkühler:	Regelparameter
Verdichter:	Wirkungsgrad beim kleinen Massenstrom
Drosselklappe:	Durchmesser
Ansaugkrümmer:	Wandtemperatur, Wandfläche
Zylinder:	Abgaswärmestrom bei Höchstleistungen

Bei niedrigsten Lasten waren deutliche Abweichungen zwischen Messung und Simulation zu erkennen. Hier berechnete ARES deutlich zu niedrige Temperaturen nach Verdichter. Dies würde auf den ersten Blick einen zu hohen Verdichterwirkungsgrad vermuten lassen. Bei genauerer Betrachtung stellte sich aber heraus, dass dies ein Messfehler war. Am Prüfstand wurde nach den Volllastpunkten nicht lange genug gewartet, um das System abkühlen zu lassen, bis mit den niederlastigen Betriebspunkten fortgesetzt wurde. Deshalb wurden 29 Messungen zur Validierung nicht mehr berücksichtigt.

3.3 Ergebnis

Das Ergebnis ist ein statisches Modell das zufriedenstellend genau mit den Prüfstandsdaten übereinstimmt. Speziell der Luftpfad, der sehr wichtig für die Beschreibung des Motors ist, konnte gut abgebildet werden. Wie in Abb. 3-6 erkennbar ist, liegt der relative Fehler unter 5%.

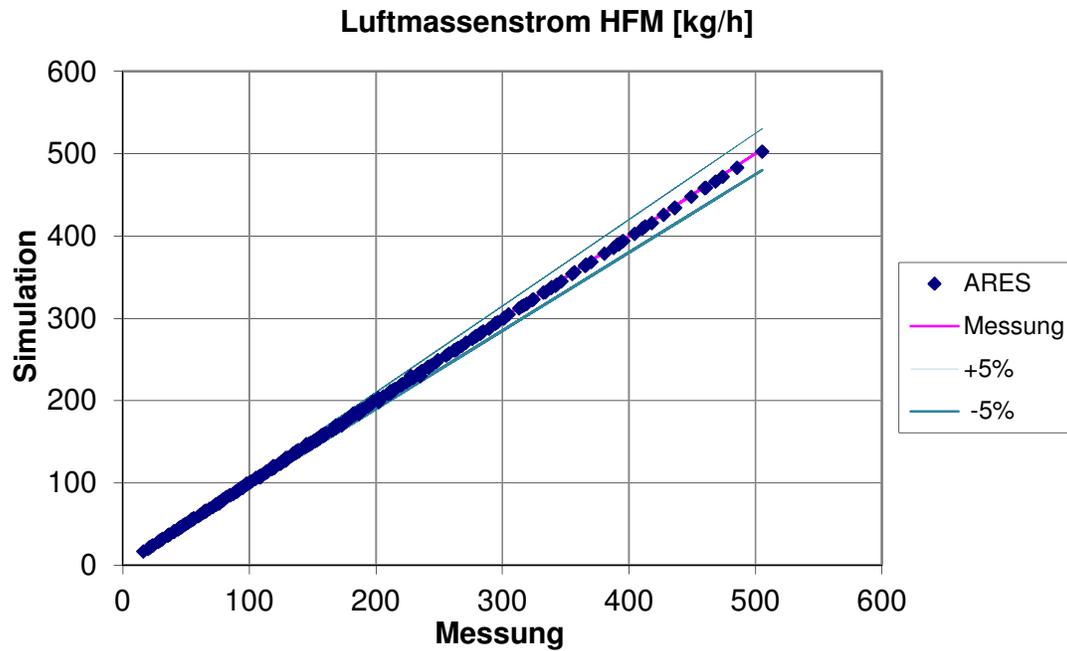


Abb. 3-6 Verifizierung statisches Modell, Massenstrom

Im ARES-Modell hat der Ladeluftkühler keinen Druckverlust, weshalb der dabei entstandene Fehler genau untersucht wurde. Bei kleinen Drosselklappenstellungen ist der Fehler sehr klein, da das Druckgefälle über die Drosselklappe wesentlich dominanter ist. Anderes ist dies bei Vollast, hier überwiegen die Verluste im Ladeluftkühler wie in Abb. 3-7 an Hand von Messdaten zu sehen ist.

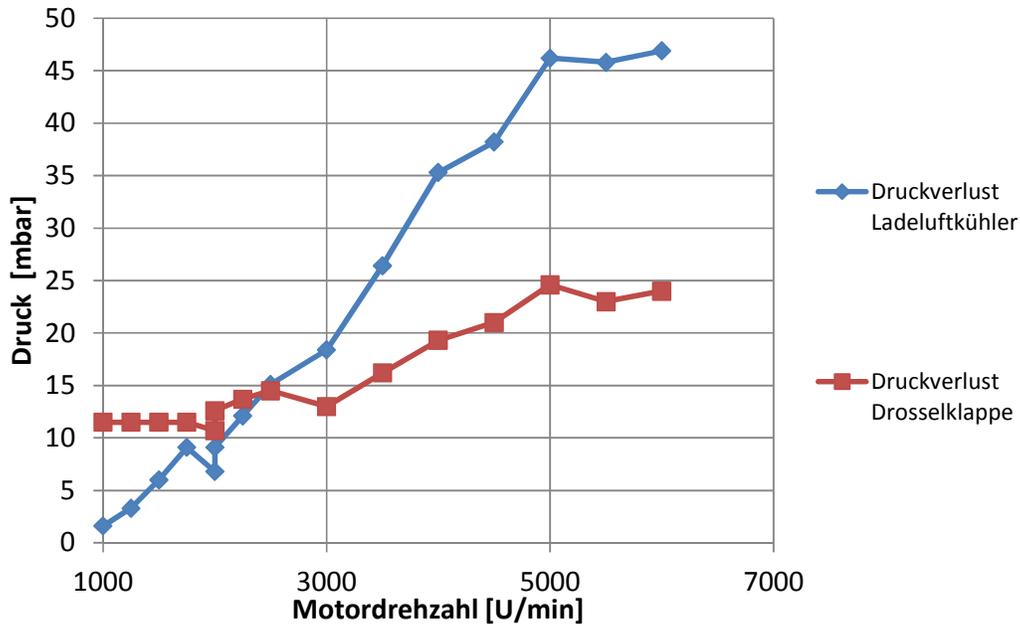


Abb. 3-7 Druckverluste im Ansaugtrakt (Vollast)

Um den Druckverlust im Ladeluftkühler zu berücksichtigen kann deshalb der Durchmesser der Drosselklappe in der Simulation etwas verringert werden, sodass bei großen Klappenstellungen der Druckverlust im LLK durch die verkleinerte Drosselklappe entsteht. In Abb. 3-8 ist der relative Druckfehler der Simulation mit der modellierten Drosselklappe über alle 270 statischen Messpunkte aufgetragen. Wie zu erkennen ist, kann es in Einzelfällen zu einem Fehler von bis zu 3 % kommen.

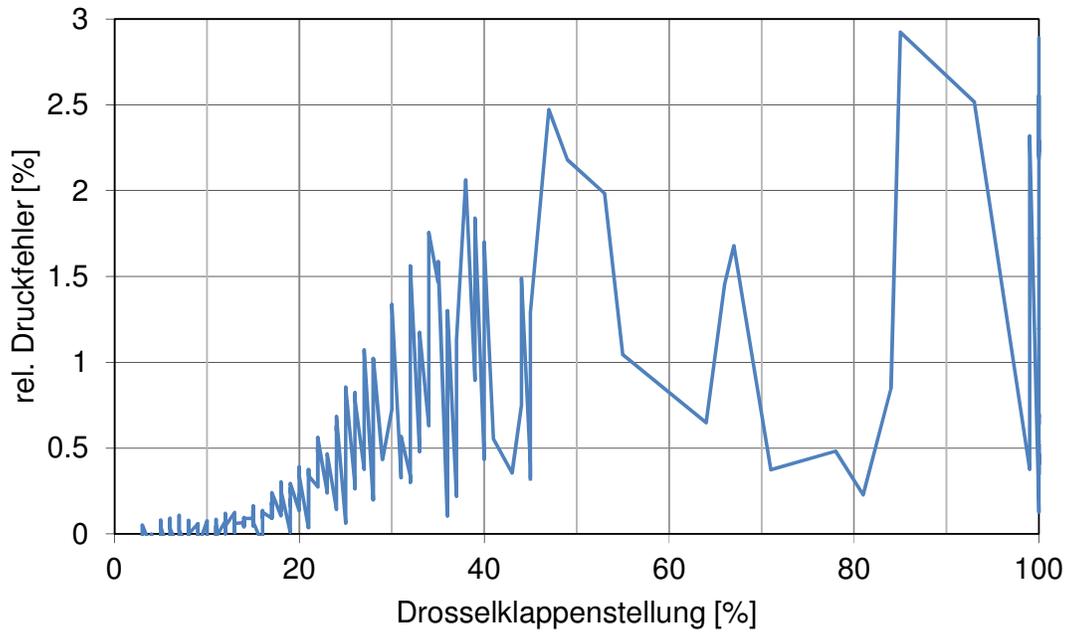


Abb. 3-8 rel. Druckfehler modellierten Drosselklappe

Wie man in Abb. 3-9 erkennen kann, weicht das Drehmoment um max. 5 % zur Messung ab. Der max. absolute Fehler beträgt sogar nur 4 Nm.

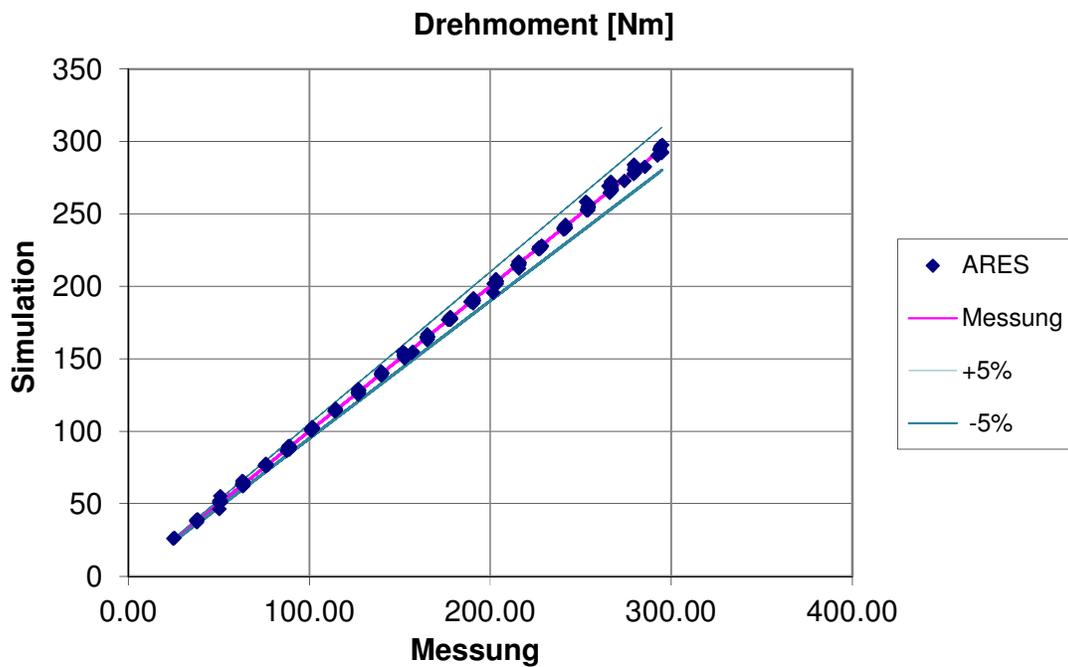


Abb. 3-9 Verifizierung statisches Modell, Drehmoment

Weitere Diagramme finden sich im Anhang.

4 Transientes ARES-Modell

Nachdem das statische Motor-Modell abgestimmt war, konnten die transienten Fähigkeiten von ARES untersucht werden. Es wurden zunächst Lastsprünge definiert und danach am Prüfstand gemessen. Mittels der ECU-Signale vom Prüfstand wurde versucht die Lastsprünge in der Simulation abzubilden. Zur Verifizierung dienen in erster Linie die Prüfstandsmessgrößen.

4.1 Prüfstand

Bei den ersten transienten Prüfstandsmessungen wurde zur Vereinfachung die Motordrehzahl konstant gehalten. Bei allen Lastsprüngen wurde von einem eingeschwungenen niederlastigen Punkt auf die Volllast gesprungen um einen klar definierten Start- und Endpunkt zu haben. Zum Zeitpunkt der Messungen war die Motorapplikation noch nicht weit vorgeschritten und es gab noch keine Optimierung bezüglich des Transientverhaltens. Es wurde ein niedrig drehender Punkt gewählt (1500 U/min), an dem die Turbine bereits statisch Schwierigkeiten hat, den gewünschten Ladedruck bei Volllast zu erreichen. Der hochdrehende Punkt wurde mit 5000 U/min gewählt. Hier hat die Turbine schon genügend Leistung, so dass schon am Startpunkt Ladedruck anliegt. Die Messungen wurden jeweils mehrmals durchgeführt, um die Streubreite des Motors selbst zu erfassen. Die Änderung der Last erfolgte immer in der kürzesten möglichen Zeit.

ausgewählt Lastsprünge:

- 1500 U/min, 1 bar → 1500 U/min, Volllast
- 5000 U/min, 1 bar → 5000 U/min, Volllast

Signale

Da die Signale am Prüfstand auf zwei Rekordern aufgenommen wurden, einer für Prüfstands-Signale und der andere für ECU-Signale, mussten diese manuell zeitsynchronisiert werden. Als gemeinsame Auflösefrequenz wurde die niedrigere des Prüfstandes (20 Herz) gewählt. Zur zeitlichen Detektion des Lastsprungs standen mehrere Signale zur Auswahl (Puma-Pedal, ECU-Pedal, ECU-Drosselklappe-SOLL, ECU-Drosselklappe-IST). In Abb. 4-1 ist schemenhaft der Weg der Lastaufforderung aufgezeigt. Die lange Laufstrecke des Signals ist weniger das Problem (bis zu 450 ms), sondern dass die einzelnen Signale in ihrer Verarbeitung und Speicherung zeitlich stark schwankten (dunkelblau Pfeile).

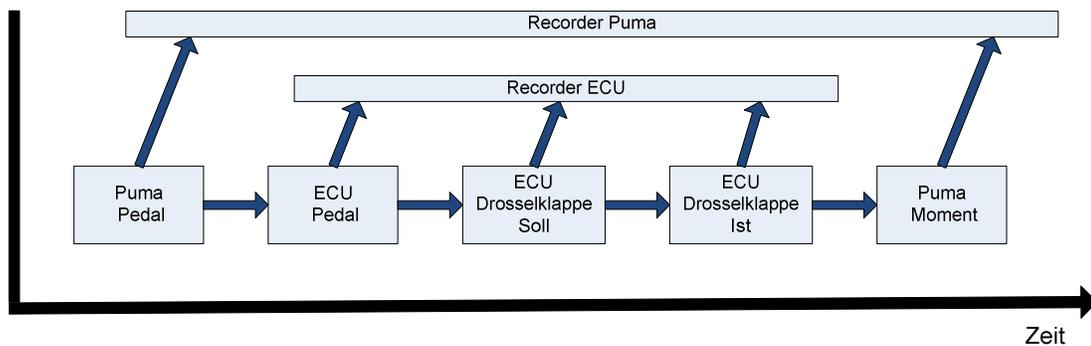


Abb. 4-1 Schema Signallaufzeit Drosselklappe

Die geringste zeitliche Schwankung bis zum Drehmomentanstieg, hatte das ECU-Signal Drosselklappe-Soll, wie man in Abb. 4-2 sehen kann. Dieses Problem gilt nicht nur für die Drosselklappe, sondern auch für sämtliche andere Signale. Dies zeigt, dass der Motor-Prüfstand eher auf statische als auf dynamische Messungen ausgelegt ist.

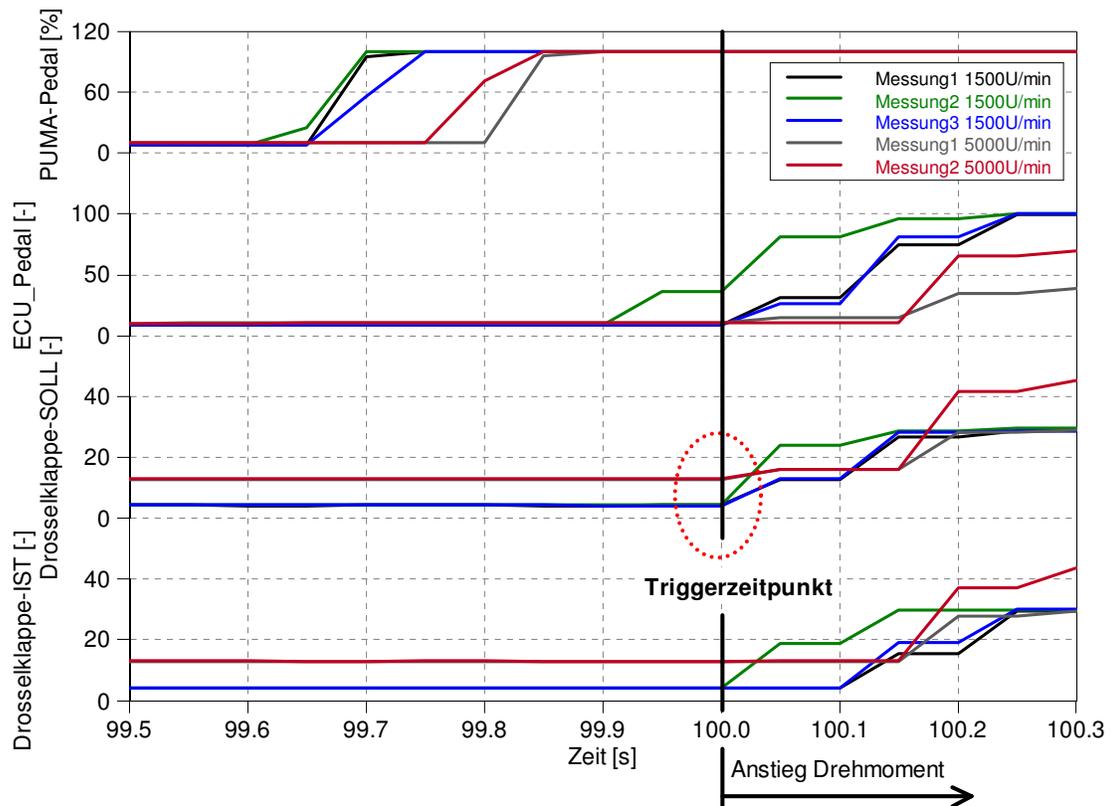


Abb. 4-2 Signale Lastsprung

Die Messungen wurden mehrmals durchgeführt, um die Reproduzierbarkeit zu erfassen. Bei einigen Messungen kam es jedoch zu starken Unregelmäßigkeiten. Dies ist in Abb. 4-3 festgehalten, wo es zu einem starken Unterschied im Drehmomentaufbau beim Lastsprung kam. Bei genauer Betrachtung konnte festgestellt werden, dass die ECU das Wastegate erst sehr spät schließt. Dadurch kam es zu einem verspäteten Ladedruckaufbau. Zur Verifikation der Simulation dienten immer nur die Extrema der regulären Messungen.

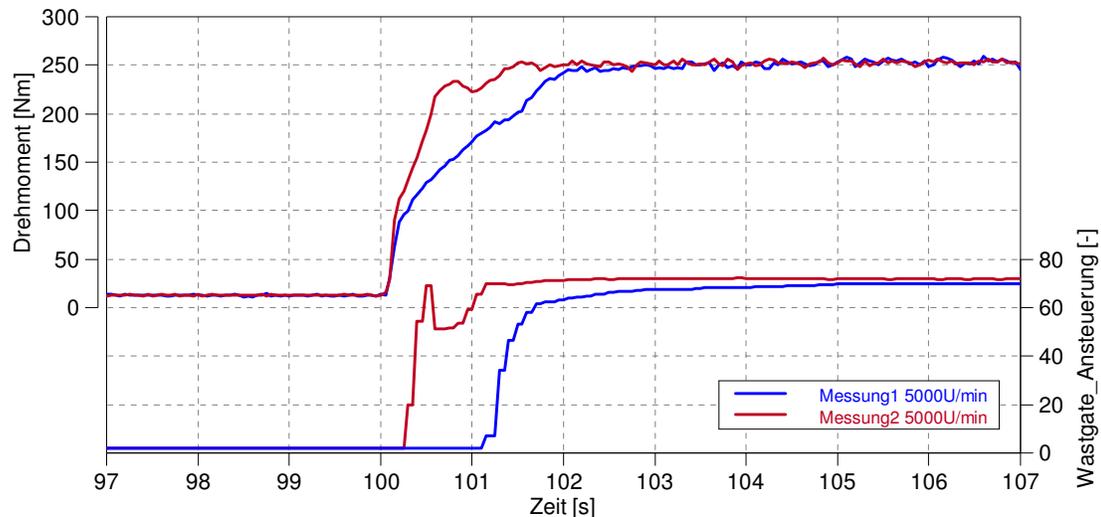


Abb. 4-3 Unregelmäßigkeiten bei der Messung

4.2 Simulation

Für dynamische Simulationen müssen alle Aktoren zeitlich und betragsmäßig gleich wie in der Messung reagieren. Die ECU ist für die Ansteuerung der Aktoren verantwortlich. Da eine ECU, die in Serienfahrzeugen eingesetzt wird, sehr komplexe Funktionen besitzt, konnte das einfache ARES-ECU-Modell hierfür nicht verwendet werden. Deswegen wurden die ECU-Signale von der Messung genommen und mittels einer zeitabhängigen Tabelle wurden die virtuellen Aktuatoren gestellt.

Randbedingungen

Bei einfacheren Systemen wie z. B. der Drosselklappe konnte dadurch ein zufriedenstellendes Ergebnis erzielt werden. Bei diffizileren Aktoren wie dem Wastgate, brachte eine direkte Ansteuerung durch die Signal-Spuren vom Prüfstandslauf einen inakzeptablen Ladedruckaufbau. Das Turbinen-Bypassventil ist zu ungenau modelliert um

es direkt ansteuern zu können. Deswegen wurde das Wastegate durch den Soll-Ladedruck geregelt. Schlussendlich wurden folgende Größen von der Messung ausgewählt um den Lastsprung wiederzugeben.

- Drosselklappenstellung
- Ladedruck
- Lambda
- LLK Austrittstemperatur (Prst. geregelt)

Der Zündwinkel steht wie bereits erwähnt immer optimal. Bei der Drosselklappe war die Wahl zwischen dem SOLL- und dem IST-Signal zu treffen. Da es sich hier um eine reine Steuerung handelt und die virtuelle Drosselklappe keine zeitliche Verzögerung hat, hätte der IST-Wert der ECU-Spur genommen werden können. Wegen dessen starken zeitlichen Schwankungen wurde jedoch der SOLL-Wert der ECU genommen.

Wie bereits erwähnt ist die direkte Steuerung des Wastegates nicht zielführend, weshalb der Ladedruck zunächst nach dem SOLL-Ladedruck der ECU geregelt wurde. Dadurch konnte in den ersten Sekunden des Sprunges ein gutes Resultat erzielt werden. Darüber hinaus gab es große Abweichungen. Die Regelung nach dem IST-Druck war in den ersten Sekunden auch mit den aggressivsten Regelparametern viel zu langsam. Das beste Ergebnis wurde mit einem um 100 ms nach vorne verschobenem IST-Druck erreicht, wobei sich die Überschwinger durch den Regler in Grenzen hielten (Abb. 4-4).

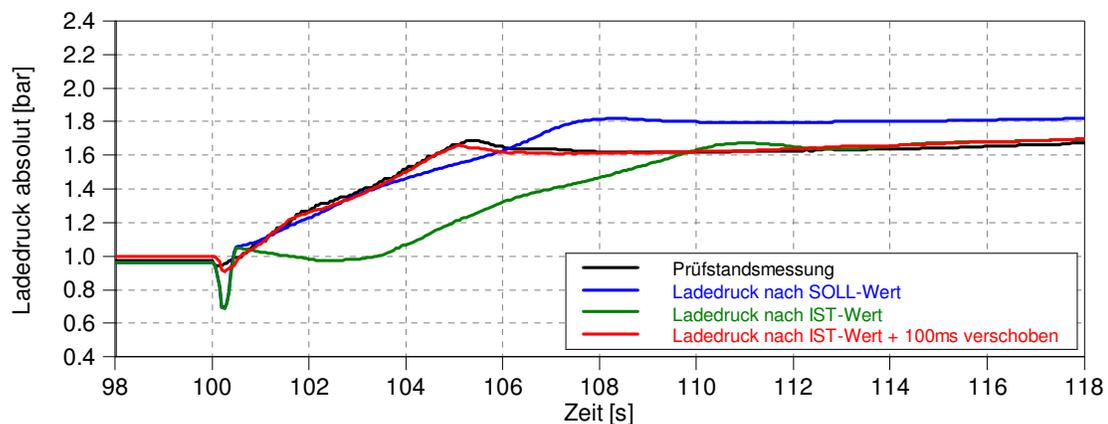


Abb. 4-4 Ladedruck-Regelstrategien (1500 U/min)

Die Lambdasteuerung seitens Simulation ist dagegen recht einfach. Dadurch, dass das Simulationsmodell weiß, welche Luftmasse aktuell in den Zylinder strömt, kann die einzuspritzende Brennstoffmasse für diesen Fall berechnet werden. Die Ungenauigkeiten liegen hier in der Ansprechzeit der Lambdasonde am Prüfstand, aber auch von ihrem Einbauort am realen Motor. Zwei baugleiche Lambdasonden hatten beim niedertourigen Lastsprung 10 % Abweichung. Dies dürfte daran liegen, dass bei diesem Betriebspunkt ein positives Druckverhältnis herrschte. Der Zylinder wurde im Wechsel-OT mit Frischluft gespült. Dadurch ergab sich bei der am Zylinder näheren Sonde, ein fluktuierendes Lambda. Während das Luft-Kraftstoff-Verhältnis der weiter entfernten Sonde globaler war.

Thermische Randbedingungen

Bei den Messungen der Lastsprünge kam es zu einem Fehler. Er wurde nicht lange genug gewartet, bis auch die Temperatur im Abgaskrümmen eingeschwungen war. Da die Temperatur der Bauteile vor Sprung einen Einfluss auf den Lastsprung haben, müssen auch diese nachgestellt werden. Speziell bei der Turbine ist die Abgastemperatur entscheidend für ihre Leistung und somit für den Ladedruckaufbau (siehe Turboladerhauptgleichung GL 2-25 S. 18). Um die Temperaturen vor Sprung justieren zu können, wird zuerst ein hochlastiger Betriebspunkt angefahren, der alle Bauteile des Motors aufheizt. Danach wird auf den Betriebspunkt vor Sprung hingestellt. Durch Veränderung der zeitlichen Lastanteile beim „Warmfahren“ kann die Temperatur vor Turbine (vor Lastsprung) geändert werden. Dies ist auch der Grund, warum alle Lastsprünge in der Simulation erst bei Sekunde 100 beginnen.

4.3 Verifikation Ausgangssituation

4.3.1 Niedertouriger Lastsprung

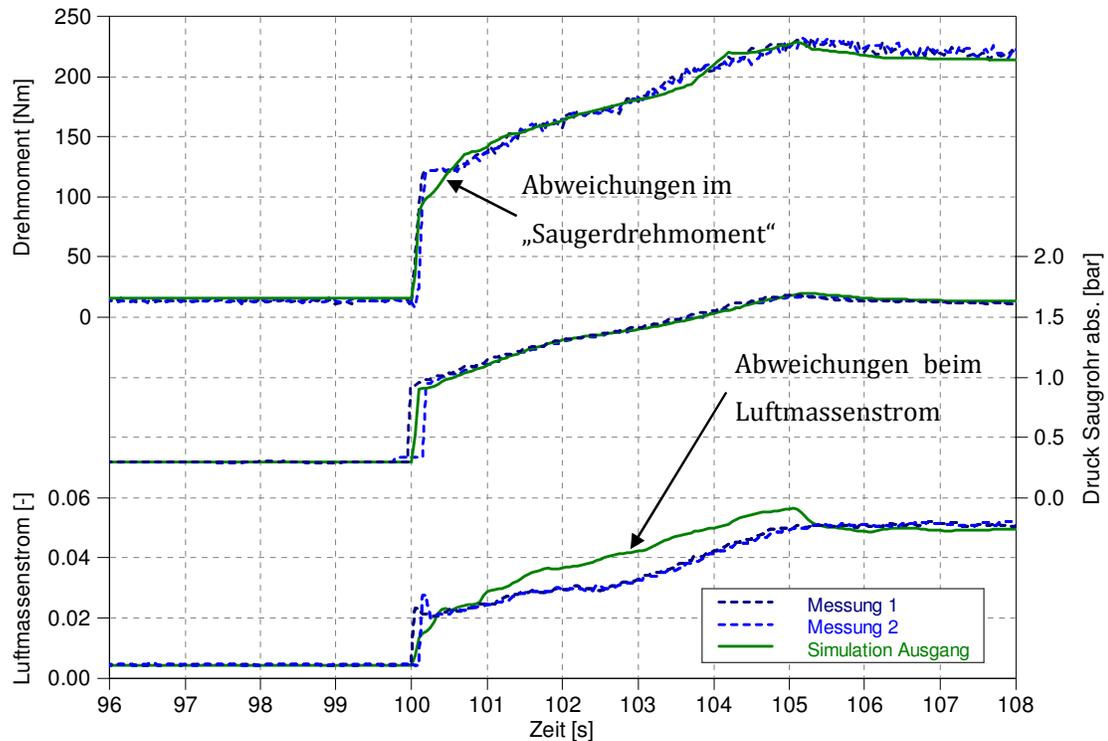


Abb. 4-5 Verifizierung Ausgangssituation 1500rpm

In Abb. 4-5 sieht man die Ergebnisse der ersten Simulation des niedertourigen Lastsprunges (1500 U/min, von 1 bar BMEP auf Vollast). Die beiden Messungen stellen die Extrema aller Messungen dar. Wie bei allen dynamischen Simulationen waren die Drosselklappenstellung und der Ladedruck die Stellgrößen. Die Drehmomentkurve korrelierte schon gut mit der Messung, nur in den ersten Zehntelsekunden kann die Simulation das Saugermoment nur mäßig wiedergeben. Jedoch reicht dieses Ergebnis schon aus um zu erkennen, dass mit den statischen Prüfstandsdaten das dynamische Verhalten modelliert werden kann. Dies bedeutet, dass sich der Zylinder bzgl. seines Luftaufwandes und seines Wirkungsgrades dynamisch gleich wie statisch verhält (quasistationär). Die dynamischen Eigenschaften hängen somit von der Peripherie des Motors ab - vom Ansaug- und Abgastrakt.

Luftmassenstrom

Beim Luftmassenstrom, der hier dem HFM-Signal im Luftfilterkasten entspricht, gibt es große Abweichungen. Auch ein Variieren des Luftfilter- oder des Ladeluftkühler-Volumens brachte keine Verbesserung. Woher dieser Fehler kommt ist unklar. Es wird vermutet, dass 0-Dimensionale Volumina transient einen anderen Strömungswiderstand aufweisen als 1-Dimensionale- bzw. reale Volumina. Eventuell liegt der Fehler schon beim preprocessing. Hier könnte eine falsche Luftmasse beim Erstellen des Zylindermodells genommen worden sein. Genauere Untersuchungen konnten auf Grund des Zeitmangels nicht mehr getätigt werden, sie müssten in einer weiteren Arbeit folgen.

Verdichter-Austrittstemperatur

Am Verdichter-Austritt gibt es trotz ähnlicher Druckverhältnisse und Laderdrehzahl wie in der Messung, Abweichungen bei der Temperatur. Der Temperatursensorwert am Verdichteraustritt (Abb. 4-6) hat vor dem Lastsprung deutliche Abweichungen. Dies hat jedoch keinen Einfluss auf den Drehmomentenverlauf, da der Ladeluftkühler in der Simulation auf die Temperatur der Messung regelt. Der Fehler im Temperaturverlauf des Verdichters liegt zum Teil an seiner Masselosigkeit, weshalb er vor dem Lastsprung zu kühl ist. Dies würde den Zustand einer langen Fahrt mit einer geringen Last entsprechen. Beim Sprung selbst ist die Simulation beim Temperaturentwurf etwas zu schnell. Der echte Verdichter kühlt mit seiner Masse die Luft.

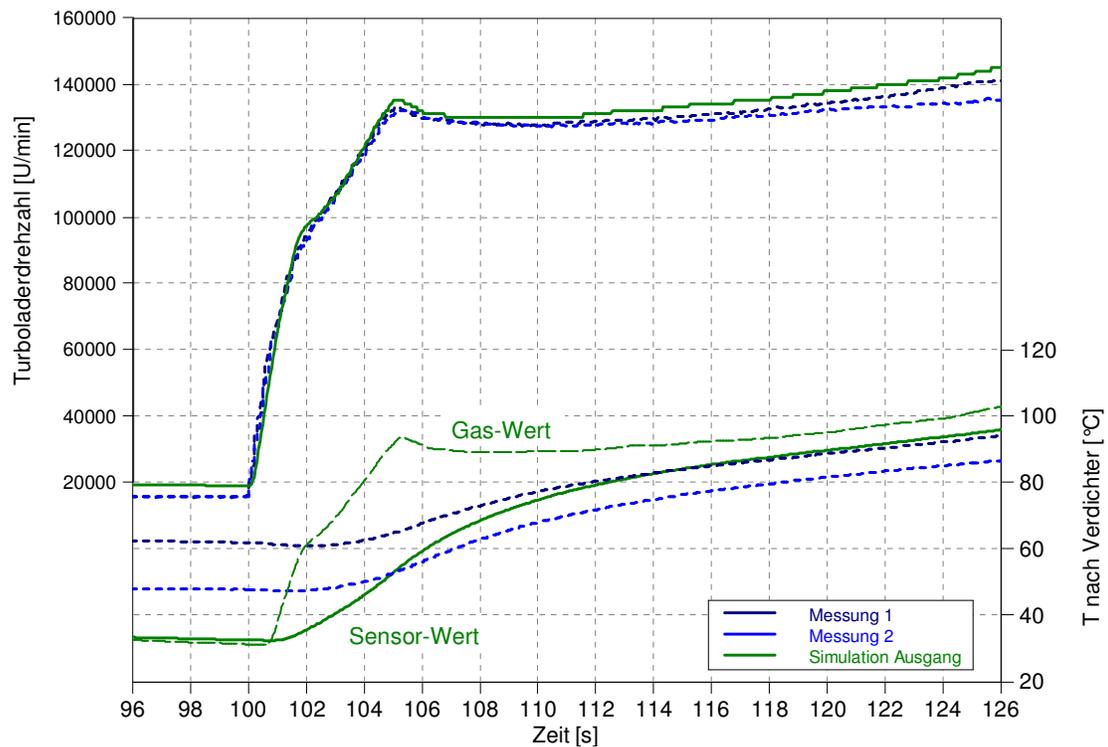


Abb. 4-6 Verifizierung Ausgangssituation 1500 rpm Verdichter

Druckverhältnisse am Verdichter

Bei der genauen Betrachtung des Lastsprunges fiel auf, dass sich kurzfristig ein Druckverhältnis kleiner 1 am Verdichter anlegte (Abb. 4-7). Dies liegt an der Anordnung Luftfilterkasten, Verdichter, LLK, Drosselklappe, Saugrohr. Durch ein schnelles Öffnen der Drosselklappe kommt es zu einem Druckausgleich zwischen LLK und Saugrohr. Dadurch kommt es kurzfristig zu einem Druckverhältnis <1 zwischen Luftfilter und LLK. Dies konnte auch die Simulation gut wiedergeben, die den Verdichter in diesem Fall als adiabate Drossel berücksichtigt.

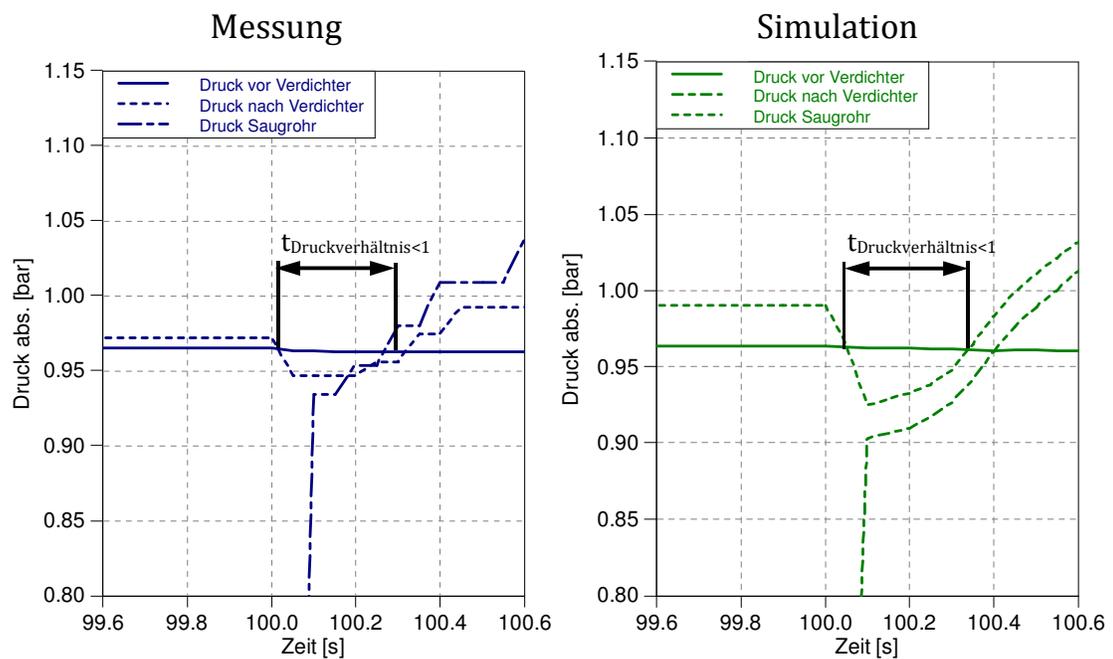


Abb. 4-7 Verdichterdruckverhältnisse <1 (1500rpm)

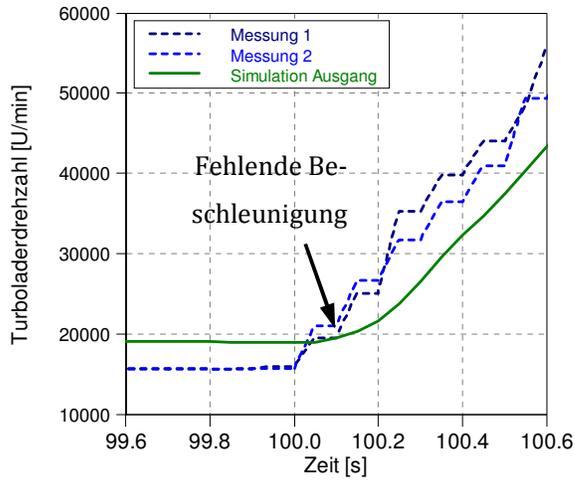


Abb. 4-8 Beschl. Turbolader Ausgangssituation

In diesem kurzen Zeitpunkt aber arbeitet der Verdichter als Turbine und beschleunigt das Laufrad zusätzlich. Im Programm war jedoch dieser Sonderfall noch nicht erfasst (Abb. 4-8). Das nichtberücksichtigte Leistungspotential beträgt in der Simulation maximal 40 Watt. Dadurch würde sich eine theoretische Drehzahlerhöhung von 18 000 auf 26 000 U/min nur durch den Verdichter ergeben.

4.3.2 Hochtouriger Lastsprung

Wie beim vorherigen Versuch wurde hier von 1 bar BMEP auf Volllast gesprungen, jedoch bei einer konstanten Motordrehzahl von 5000 U/min. Der Drehmomentaufbau geschieht jetzt wesentlich schneller (90 % des Endmoments innerhalb 0,6 s) als beim niedertourigen Lastsprung. Trotzdem kann die Simulation den Vorgang sehr gut abbilden wie man in Abb. 4-9 sieht. Von der Auflösung der Messsignale stößt man langsam an seine Grenzen, wie man gut am Saugrohrdruck- und etwas auch am HFM-Signal erkennen kann. Der Luftmassenstrom stimmt nun wesentlich besser mit der Messung überein als dies beim niedertourigen Lastsprung war.

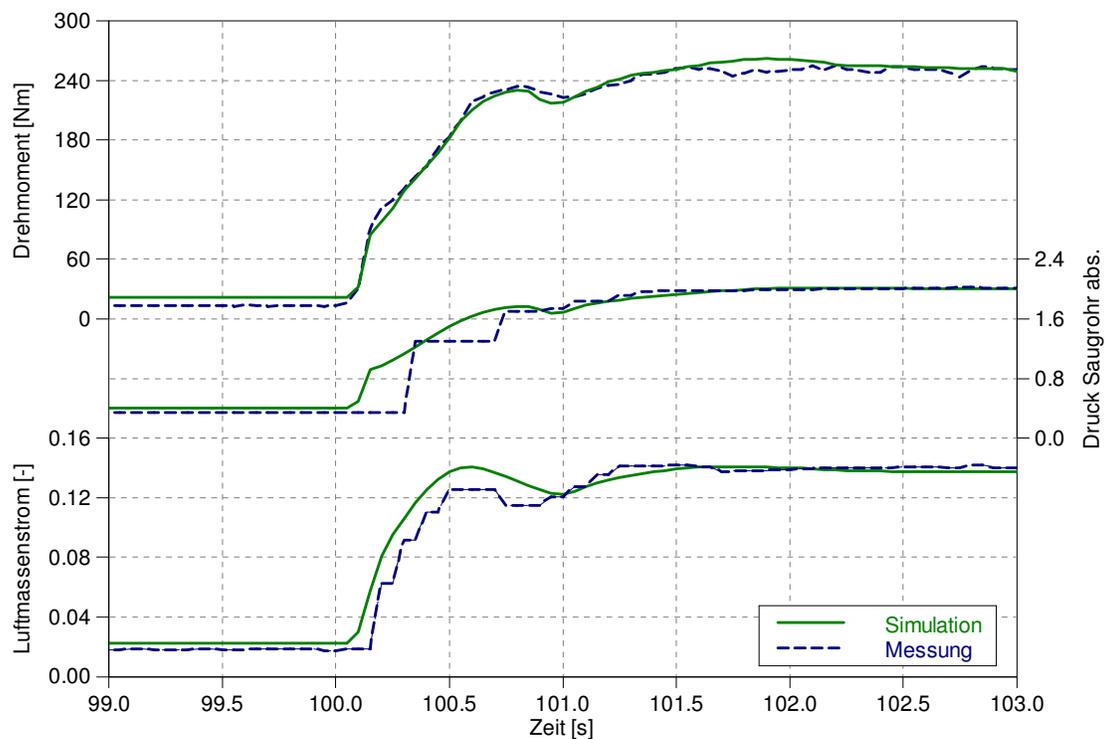


Abb. 4-9 Verifizierung Ausgangssituation 5000 rpm

Bei der Temperatur nach Verdichter treten die gleichen Mechanismen wie am niedertourigen Punkt auf. Jedoch ist hier der Lastsprung so schnell, dass die Trägheit des Temperatursensors den Fehler des masselosen Verdichters verschleiert (Abb. 4-10).

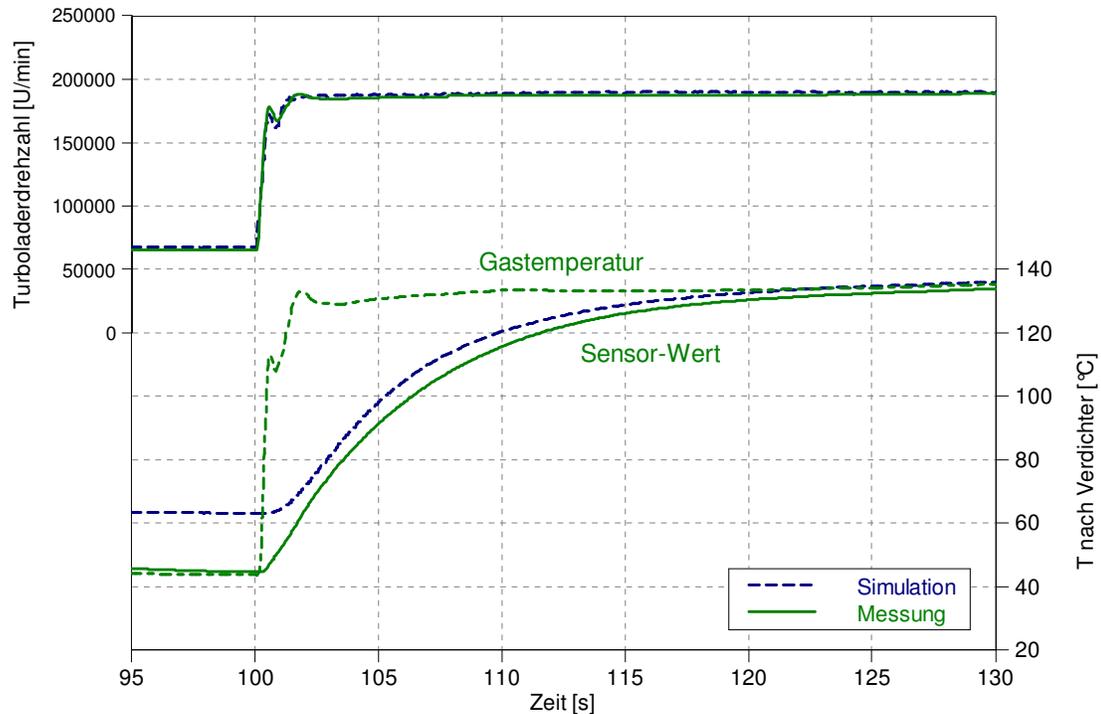


Abb. 4-10 Verifizierung Ausgangssituation 5000 U/min Verdichter

Resümee

ARES kann aus statisch gemessenen Prüfstandsdaten ein dynamisches Modell generieren. Ein Verbesserungspotential ergibt sich im Bereich des Verdichters. Hier fehlt es an einer thermischen Trägheit und dem Sonderfall des Turbinenbetriebs.

4.4 Anpassungen

In den folgenden Kapiteln werden die theoretischen Grundlagen für die Modellerweiterungen erläutert. Die Erweiterungen werden anhand der Messung verifiziert.

4.4.1 Thermische Verdichtermasse

Wird der Turbolader wie am Prüfstand vermessen, werden Verdichter und Turbine als adiabate Maschinen angenommen. Die real auftretenden Wärmeströme werden

im Wirkungsgrad der Maschinen berücksichtigt [5]. Somit stimmen diese Kennfelder nur solange der Lader bei ähnlichen Randbedingungen wie am Prüfstand betrieben wird. Dynamische Vorgänge wie das Aufheizen oder geänderte Randbedingungen, wie das Anblasen des Gehäuses mit Luft, können aus den Kennfeldern der Turboladerhersteller nicht modelliert werden. Deshalb besaß das Turboladermodell schon in der Ausgangssituation eine thermische Trägheit, die das Aufheizen und Abkühlen der Turbine berücksichtigt (Abb. 4-11). Die Wärmestrahlung und die Konvektion an die Umgebung gewährleisten beim Abstellen des Motors das Abkühlen der Turbine bzw. können eine erhöhte Kühlung der Turbine darstellen. Eine zu geringe Öltemperatur wird in Form eines verschlechterten mechanischen Wirkungsgrads bedacht.

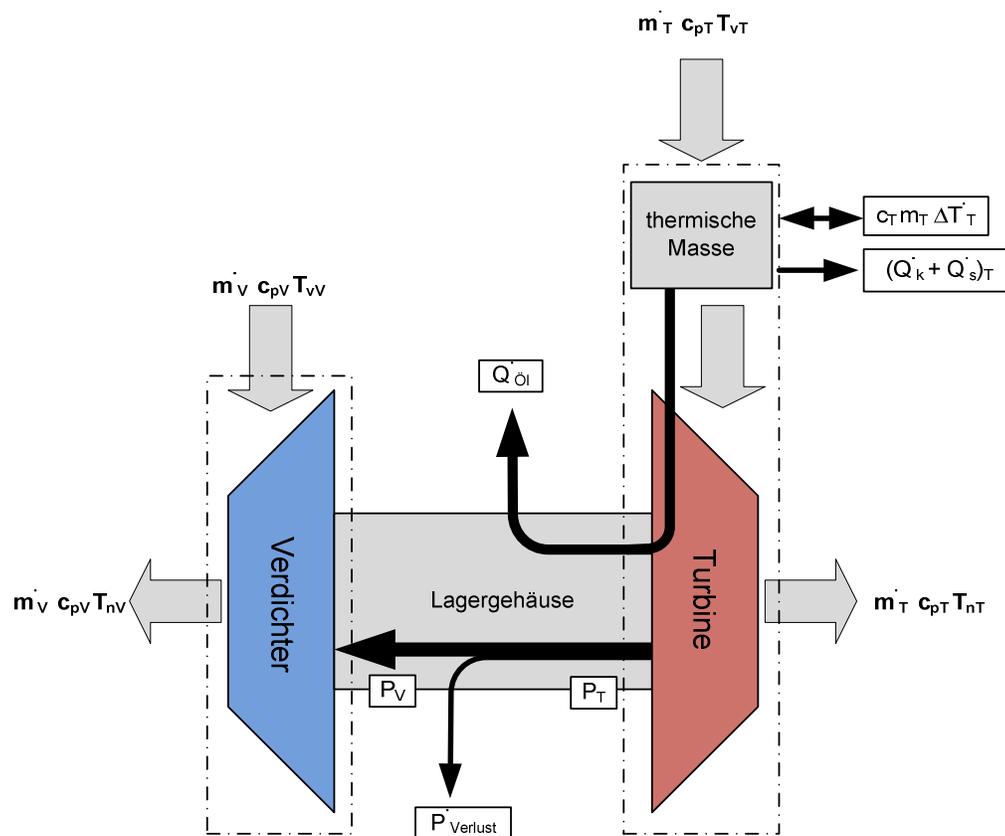


Abb. 4-11 Turbolader Ausgangssituation

5 Vgl. BASSHUYSEN/SCHÄFER (2010) S. 546

Um den Temperaturverlauf des Verdichters besser anpassen zu können wurde nun auch dem Verdichter eine thermische Trägheit zugewiesen. Da die komplexe Geometrie des Verdichters möglichst einfach und schnell erfasst werden soll, wird nur der mittlere Durchmesser des Spiralkanales und der Auslassdurchmesser des Verdichters für die Parametrisierung benötigt (Abb. 4-12).

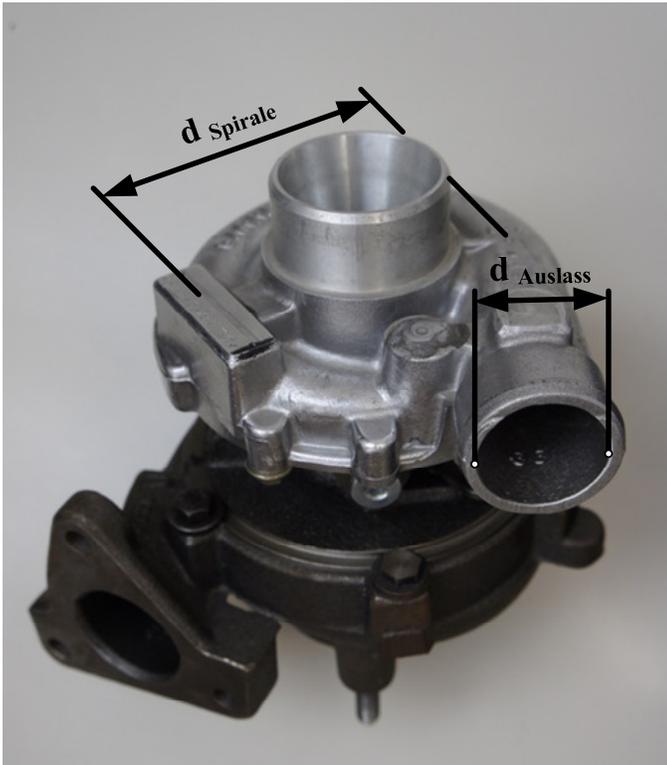
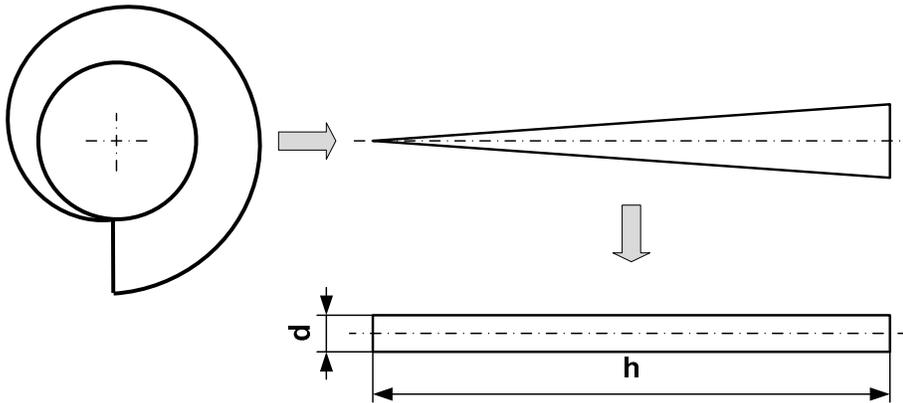


Abb. 4-12 Parametrisierung Verdichter

Innerer Wärmeübergang

Aus dem konisch verlaufenden Spiralkanal des Verdichters wird ein zylindrisches Rohr erzeugt. Dies hat den halben Auslassdurchmesser und die Länge des abgewickelten Spiralkanales (Abb. 4-13).



4-13 Transformation des Spiralkanals

Um den inneren Wärmeübergang vom verdichteten Gas zum Verdichtergehäuse abzubilden, wurde die Nusselt-Korrelation von Gnielinski und Hausen [6] für eine innere erzwungene Rohrströmung gewählt. Der Geltungsbereich liegt im Übergangs- und Turbulenzgebiet, bei Reynolds-Zahl von 2300 bis 10^6 . Es gibt zwei Ansätzen für Prandtl-Zahlen von 0,5 bis 1,5 und von 1,5 bis 500. Weshalb die Prandtl-Zahl für Luft mit 80 °C und 1,5 bar ermittelt wurde.

$$\text{Pr} = \frac{\mu c_p}{\lambda} = 0.71 \quad \text{GL 4-1}$$

Pr... Prandtl - Zahl

λ ... Wärmeleitfähigkeit in W/mK ($\lambda=0,04409$ W/mK)

μ ... dynamische Viskosität des Fluid in kg/ms ($\mu = 0.00002986$)

c_p ... spezifische isobare Wärmekapazität in J/kgK ($c_p = 1011$ J/kgK)

6 CERBE/HOFFMANN (1999) S. 336.

$$Nu_m = 0,0214 (Re^{0,8} - 100) Pr^{0,4} [1 + (\frac{d}{h})^{2/3}] K \quad \text{GL 4-2}$$

- Nu_mmittlere Nusselt-Zahl
- ReReynolds-Zahl
- PrPrandelt-Zahl
- dRohrdurchmesser in m
- hRohrlänge in m
- K.....Faktor

Der Faktor K ist ein Wert der das Temperaturverhältnis berücksichtigt.

n	Vorgang	T _f /T _w
0	Kühlung der Luft	> 1
0,45	Erwärmen der Luft	0,5 bis 1

$$K = (\frac{T_f}{T_w})^n$$

- T_fmittlere Gastemperatur in K
- T_wmittlere Wandtemperatur in K
- nExponent

Aus der gemittelten Nusselt-Zahl kann nun der innere Wärmeübergangskoeffizient ermittelt werden.

$$\alpha_i = \frac{\lambda Nu_m}{d} \quad \text{GL 4-3}$$

$$\dot{Q}_{i,V} = \alpha_i A_i (T_{Gas} - T_{W,V}) \quad \text{GL 4-4}$$

Äußere Wärmestrom

Der äußere Wärmestrom vom Verdichtergehäuse zur Umgebung setzt sich aus einem Konvektions- und Strahlungsteil zusammen. Für die Außenfläche wird die 133%ige Innenfläche des Spiralkanales genommen.

$$\dot{Q}_k = \alpha_a A_a (T_W - T_u) \quad \text{GL 4-5}$$

$$\dot{Q}_s = C_s \varepsilon A_a \left(\frac{T_W}{100}\right)^4 \quad \text{GL 4-6}$$

Beim Vergleichen der Größenordnungen von Konvektion und Wärmestrahlung zeigt sich, dass die Strahlung auf Grund der niedrigen Temperaturen und des Aluminiumgehäuses um fünf bis acht 10er Potenzen kleiner als die Konvektion ist und deswegen vernachlässigt werden kann. Da der äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a stark von der Situation am Motor abhängt, muss dieser Parameter vom Anwender angegeben werden.

Energiebilanz

Für die thermische Masse gilt der erste Hauptsatz der Thermodynamik für ein geschlossenes System:

$$\dot{U}_V = \dot{Q}_{i,V} + \dot{Q}_{k,V} \quad \text{GL 4-7}$$

$$\dot{U}_V = \frac{(T_{\text{Gas}} - T_{W,V}) A_i}{\frac{1}{\alpha_{i,V}} + \frac{d_{W,V}}{2 \lambda_{\text{alu}}}} + \frac{(T_0 - T_V) A_a}{\frac{1}{\alpha_{a,V}} + \frac{d_{W,V}}{2 \lambda_{\text{alu}}}} \quad \text{GL 4-8}$$

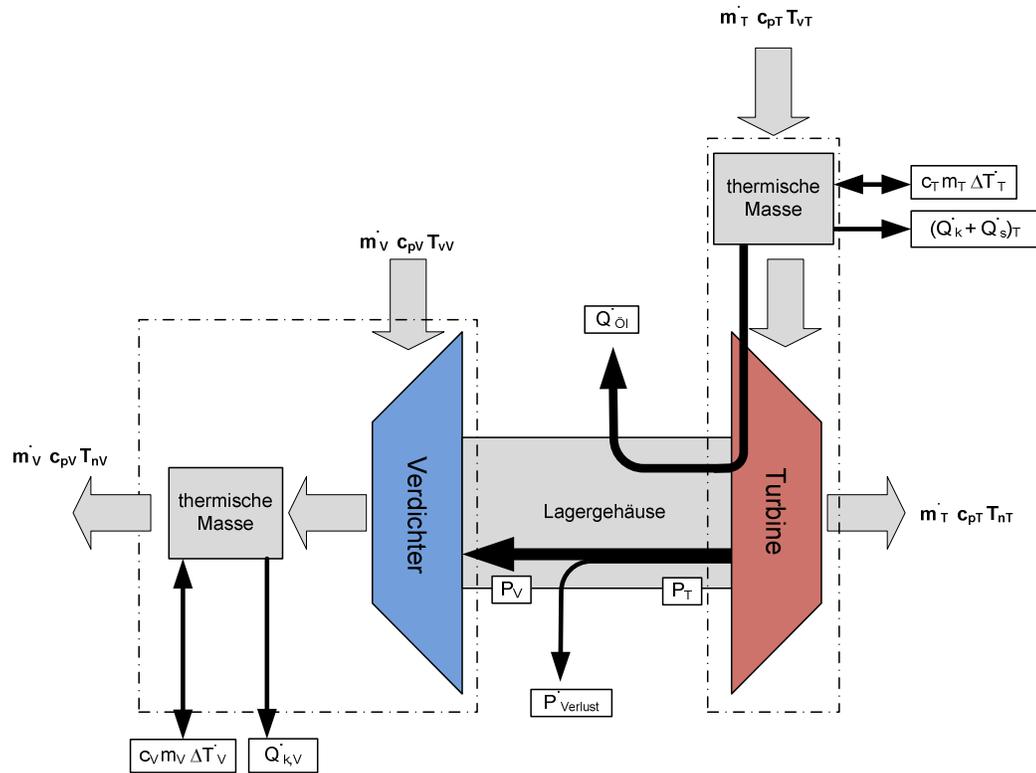


Abb. 4-14 Turbolader erste Erweiterung

Schematisch sieht der Lader wie in Abb. 4-14 aus. Zum genaueren Anpassen des Modells können in der Simulation vier Parameter verändert werden.

- **Durchmesser des Spiralkanals**

Hiermit wird der innere Wärmeübergang vom verdichteten Gas zum Verdichtergehäuse beeinflusst. Mit dem Durchmesser wird die Länge des Ersatzrohres verändert, dadurch kann man die Fläche zum Wärmeaustausch variieren. Der Wärmeübergangskoeffizient wird dabei auch leicht verändert, jedoch hält sich dies in Grenzen wie in Abb. 4-15 zu sehen ist.

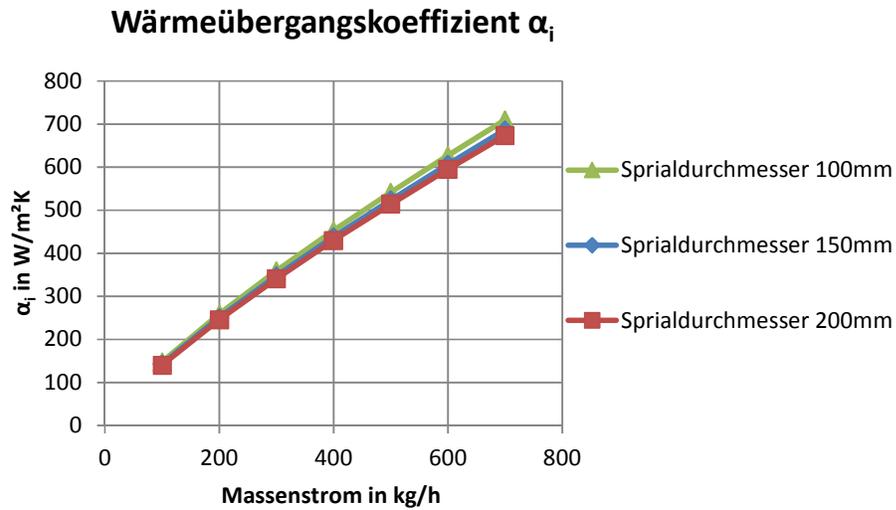


Abb. 4-15 Wärmeübergangskoeff. als Funktion des Verdichterspiraldurchmessers

- **Auslassdurchmesser Verdichter**

Um den inneren Wärmeübergang in Abhängigkeit des Massenstroms zu beeinflussen, muss der Auslassdurchmesser des Verdichters geändert werden (Abb. 4-16).

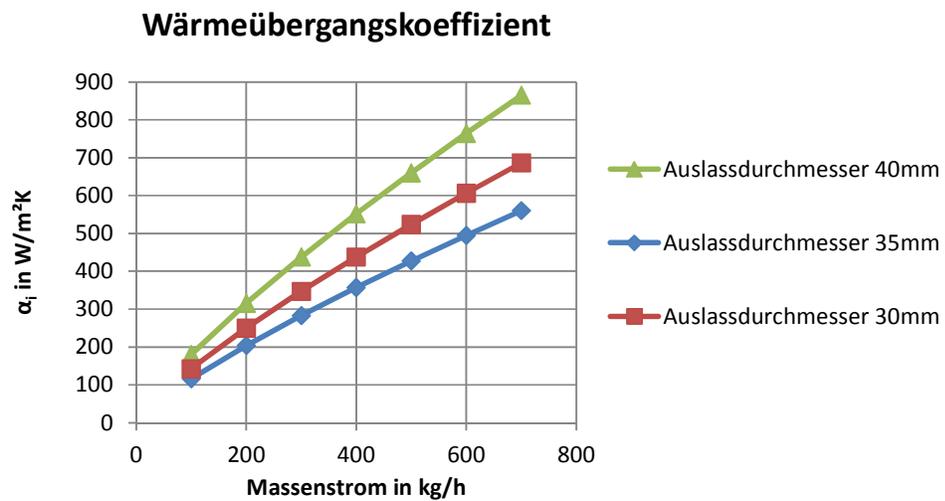


Abb. 4-16 Wärmeübergangskoeff. als Funktion des Verdichterauslassdurchmessers

- Äußere Wärmeübergangskoeffizient α_a**
 Streng genommen müsste der Wert Null sein, da beim Vermessen am Turboladerprüfstand der Verdichter als adiabate Maschine gesehen wird und danach seine Kennfelder errechnet werden. Jedoch würde dann beim Abstellen des Motors der Verdichter nicht abkühlen, weshalb sich kleine Werte von $\sim 5 \text{ W/Km}^2$ (ruhende Luft) bewährt haben. Aber auch eine erhöhte Kühlung des Verdichters mittels eines Gebläses kann nachgestellt werden.
- Masse des Verdichters**
 Mittels der Verdichtermasse kann die Wärmespeicherkapazität geändert werden. Zum Abgleichen des Modells dienen am besten Lastsprünge vom eingeschwungenen, in den eingeschwungenen Zustand, um die Kapazität des Energiespeichers zu überprüfen.

Verifikation

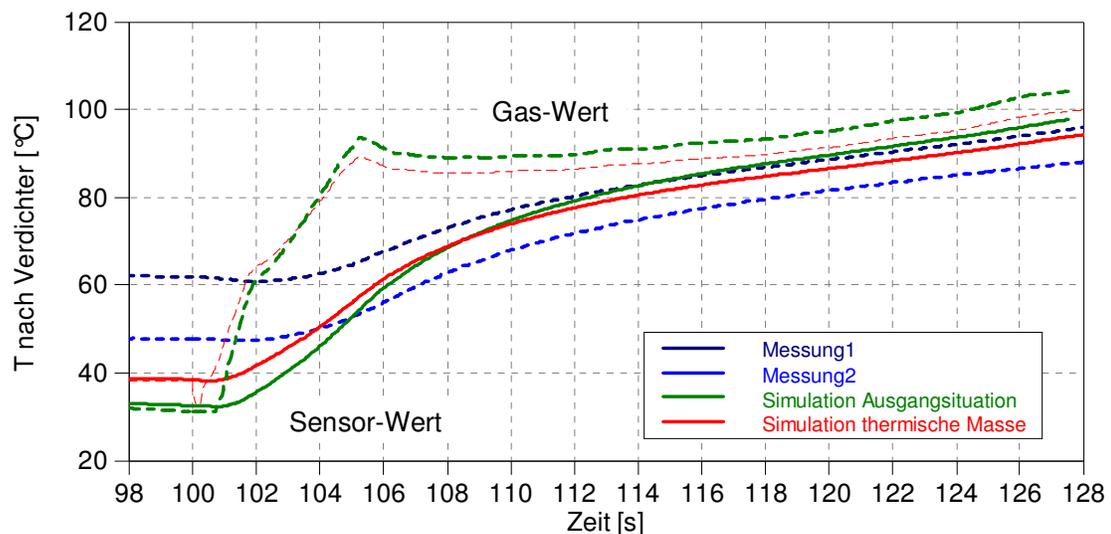


Abb. 4-17 Verifikation thermische Masse, 1500 U/min

Mit der thermischen Masse konnte der Temperaturanstieg beim Lastsprung verbessert werden (Abb. 4-17). Die Temperatur vor Lastsprung konnte aber nur geringfügig erhöht werden. Der rein thermische Energiespeicher reicht nicht aus um den Verdichter in allen Betriebszuständen zu beschreiben. Es muss noch einen weiteren transienten Effekt geben, der die Temperatur am Verdichter-Austritt bei kleinen Lasten erhöht. Es wurde geschlussfolgert, dass hier ein transienter Wärmestrom von der Turbine fehlt.

4.4.2 Wärmeleitung Turbine-Verdichter

Die statischen Wärmeströme sind durch die Wirkungsgrade der Strömungsmaschinen berücksichtigt. Durch den transienten Betrieb des Turboladers, kann es zu abweichenden Temperaturen von Turbine und Verdichter, im Vergleich zum stationären Betrieb kommen. Dadurch entstehen transiente Wärmeströme. Am meisten wirken sich dies aus, wenn von einem hochlastigen auf einen niederlastigen Betriebspunkt gesprungen wird. Die Turbine ist durch ihre thermische Trägheit heiß und gibt einen erhöhten Wärmestrom an den Verdichter ab. Durch den geringen Luftmassstrom gibt dies eine deutliche Temperaturerhöhung am Verdichter-Austritt. Um diesen Fall abzudecken wurde die Turbine mit dem Verdichter mittels Fourierschen Wärmeleitungs-Gesetzes verbunden.

$$\dot{Q}_L = \frac{\lambda_{\text{Guss}}}{l_L} A_L (T_{W,T} - T_{W,V}) \quad \text{GL 4-9}$$

l_LAbstand zwischen Turbine und Verdichter

A_LRechnerische Bezugsfläche für die Wärmeleitung

Der Abstand zwischen Turbine und Verdichter, sowie die Bezugsfläche für die Wärmeleitung, können nun im PreProcessor parametrisiert werden. Das um die Wärmeleitung erweiterte dynamische Turboladermodell ist in Abb. 4-18 zu sehen. Die thermischen Massen sind nun verbunden.

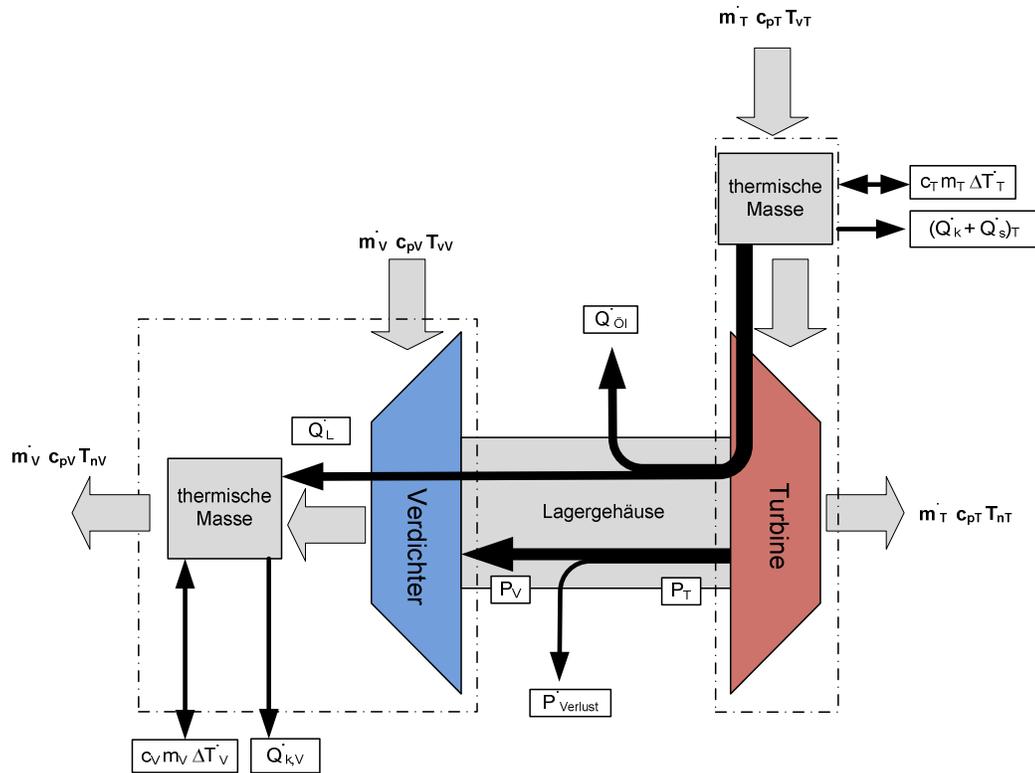


Abb. 4-18 Turbolader zweite Erweiterung

Verifikation

In Abb. 4-19 kann man nun auch sehen, dass das Problem mit der zu geringen Temperatur vor dem Lastsprung behoben ist. In der Zeit vor dem Lastsprung wird die Luft durch den Verdichter durch die thermische Masse erwärmt. Diese wiederum wird von der heißen Turbine erhitzt. Ab ca. Sekunde 104 kühlt die thermische Masse das verdichtete Gas. Ähnlich sieht dies auch beim Lastsprung bei 5000 U/min aus.

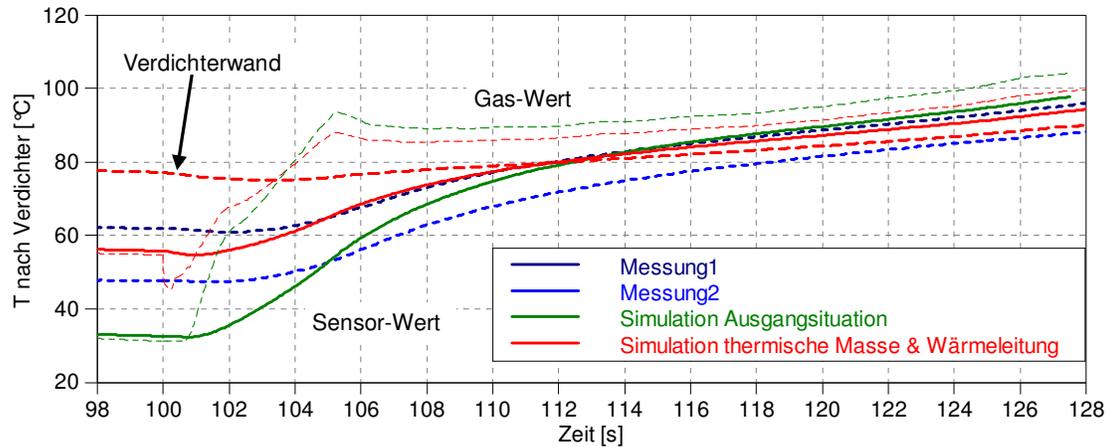


Abb. 4-19 Verifizierung Verdichter mit Wärmeleitung 1500 U/min

Ausblick

Der Nachteil ist, dass nun ständig ein kleiner Wärmestrom zum Verdichter fließt. Möchte man diesen Wärmestrom genauer modellieren könnte folgendermaßen vorgegangen werden: Beim Kalibrieren des statischen Modells könnten die statischen Temperaturen von der Verdichter- und Turbinenwand berechnet werden. Somit kann man bei jedem statischen Betriebspunkt ein Temperaturunterschied berechnet werden (statischer Temperaturunterschied). Beim statischen Temperaturunterschied sind die transienten Wärmeströme gleich Null. Aus diesen Daten müsste ein Kennfeld erstellt werden. Bsp. Luftmassendurchsatz zu Öldurchfluss zu statischem Temperaturunterschied. Treten beim transienten Motorbetrieb nun abweichende Temperaturunterschiede auf, können die transienten Wärmeströme anhand des Fourierschen Wärmeleitungs-Gesetzes berechnet werden. Der Vorteil wäre, dass bei statischem Motorbetrieb keine transienten Wärmeströme im Turbolader auftreten und dynamisch ist der Wärmestrom in beide Richtungen möglich.

4.4.3 Verdichter im Turbinenbetrieb

Es hat sich gezeigt, dass bei Lastsprüngen Druckverhältnisse <1 am Verdichter entstehen können, was einem Turbinenbetrieb des Verdichters entspricht. Dieses Leistungspotential ist abhängig vom Saugrohrdruck vor dem Lastsprung, dem Saugrohrvolumen, dem Volumen zwischen Verdichter und Drosselklappe und der Öffnungsgeschwindigkeit der Drosselklappe.

Tritt ein Druckverhältnis <1 auf, wird im Verdichter-Modell auf Turbinenbetrieb umgeschaltet. Der Lösungsansatz ähnelt dem der Turbine. Aus dem **effektiven Strömungsquerschnitt im Turbinenbetrieb** A_{V-T} , der im PreProcessor eingegeben wird, kann der Massenstrom berechnet werden.

$$\dot{m}_V = A_{V-T} p_{vV} \sqrt{\frac{2}{R T_{vV}}} \psi \quad \text{GL 4-10}$$

Mit dem Massenstrom, der Enthalpiedifferenz und dem **isentropen Wirkungsgrad im Turbinenbetrieb** η_{sV-T} kann die abgegebene Leistung errechnet werden. Diese beschleunigt das Laufrad des Turboladers. Für eine erste Abschätzung wurde der Wirkungsgrad, wegen der nicht dafür ausgelegten Geometrie, mit konstant 30 % angenommen.

$$P_{V-T} = \dot{m}_V \Delta h_{tV} \eta_{sV-T} \quad \text{GL 4-11}$$

Verifizierung

Durch den Turbinenbetrieb des Verdichters konnte die Beschleunigung des Laders in den ersten Zehntelsekunden gut wiedergegeben werden (Abb. 4-20). Dadurch konnte das „Saugerdrehmoment“ um 10 Nm gesteigert werden, womit ein Unterschied von noch 20 Nm zur Prüfstandsmessung bleibt. Die anfangs geschätzten 30 % Wirkungsgrad haben sich nach einer Wirkungsgradvariation als guter Kompromiss erwiesen.

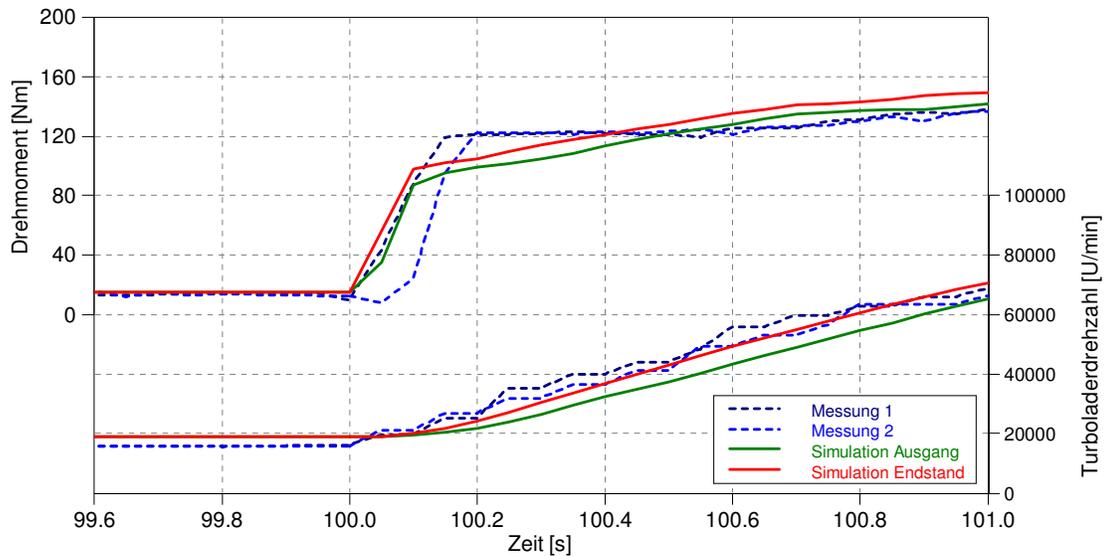


Abb. 4-20 Verifizierung Verdichter im Turbinenbetrieb, 1500 U/min

4.4.4 Resümee

Die thermische Trägheit alleine konnte nur zum Teil den Temperaturverlauf am Verdichter-Austritt verbessern. Sie ist aber ein wichtiger Bestandteil um den Lader zu einem volldynamischen Modell zu erweitern. Es wurde erkannt, dass eine thermische Verbindung zwischen Verdichter und Turbine nötig ist, um den transienten Wärmestrom abzubilden. Ob dieser einfache Ansatz reicht, kann im Rahmen der DA nicht beurteilt werden. Ein Verbesserungsvorschlag wurde bereits vorgelegt. Mit Hilfe des Turbinenbetriebs des Verdichters sind auch Druckverhältnisse <1 physikalisch abgebildet. Es kann behauptet werden, dass es durch die Erweiterungen zu einer Verbesserung der Simulationsergebnisse kam.

5 Betrachtung dynamischer Lastsprünge

Bei den vorhergehenden Untersuchungen wurde der Lastsprung immer von einem eingeschwungenen Betriebspunkt durchgeführt. Da dies aber selten in der Realität vorkommt, wird in diesem Kapitel der Lastsprung von einem nicht eingeschwungenen Lastpunkt betrachtet. Es soll untersucht werden, ob ARES auch diese Lastwechsel abbilden kann.

5.1 Theorie

In erster Linie unterscheidet sich der nicht eingeschwungene, vom eingeschwungenen Zustand in der Temperatur der Bauteile, was weitreichende Konsequenzen haben kann. Wenn man von einer hohen Last auf eine geringere geht und diesen Betriebspunkt nicht einschwingen lässt, bevor man wieder auf eine hohe Last springt, sollten theoretisch folgende Unterschiede zum eingeschwungenen Zustand auftreten. Durch die höheren Bauteiltemperaturen im Ansaugtrakt nimmt die Dichte der angesaugten Luft ab. Auch der innere Luftaufwand λ_{a2} (siehe GL 2-5, S. 7) verschlechtert sich auf Grund der höheren Zylinderwandtemperatur. Beides wirkt sich negativ auf den Massendurchsatz aus. Bei der Verbrennung stellt sich daher die Frage, ob die geänderten Bedingungen den indizierten Hochdruck-Wirkungsgrad verändern. Abgasseitig steht der Turbine wegen der höheren Abgaskrümmen- und Turbinentemperatur mehr Energie zur Verfügung (siehe GL 2-25, S. 18), was bei gleichem Ladedruck einen geringeren Abgasgegendruck bedeutet. Dies würde sich vor allem auf den Ladungswechsel positiv auswirken und somit den indizierten Niederdruck-Wirkungsgrad ändern.

Die geänderten Druck- und Temperatur-Bedingungen des nicht eingeschwungenen Zustands vom Luftfilter bis zum Einlassventil und vom Auslassventil bis zum Endschalldämpfer kann ARES auf Grund seiner physikalischen Modelle darstellen. Beim Zylinder rechnet ARES immer mit den Werten aus der statischen Rastervermessung. Wie stark sich der innere Luftaufwand λ_{a2} und der indizierte Hochdruck-Wirkungsgrad des Zylinders $\eta_{\text{Indi,HD}}$ des realen Motors ändert, soll hier geklärt werden.

5.2 Messung

Um Änderungen im Zylinder untersuchen zu können wurden eine Serie von Lastsprüngen am Prüfstand gefahren. Gestartet wurde die Messung von einem eingeschwungenen Lastpunkt (Abb. 5-1).

Auswahl der Prüfstands-Messung:

- 6 Lastsprünge, konst. 4000 U/min,
- 2 bar BMEP, 20 s
- Volllast, mit länger werdendem Zeitanteil

Ziel war es, durch den immer länger andauernden Vollgasanteil den gesamten Motor aufzuheizen und dadurch die Temperaturen vor dem Sprung zu erhöhen. Der niederlastige Betriebspunkt dauerte immer 20 s, damit sich die Temperatursensoren dem Gaswerten nähern konnten.

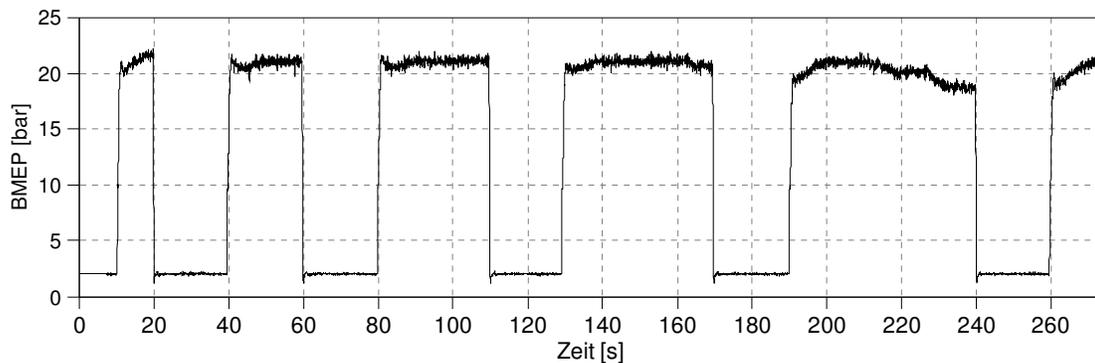


Abb. 5-1 Lastanteile Sprungserie

5.3 Analyse

Die Motorsteuerung hat bei allen Sprüngen sehr ähnlich reagiert. Der Zündzeitpunkt variierte um max. 3°-Kurbelwinkel und das Luft-Kraftstoff-Verhältnis um max. 3 %. Der Ladedruck war bei seiner ersten Spitze nahezu bei allen Sprüngen ident, wich dann aber ab (Abb. 5-2). Der Vergleich zwischen dem ersten Lastsprung, mit dem relativ kalten Motor und dem letzten Lastsprung, zeigt einen 4%igen Drehmomentnachteil beim Saugerdrehmoment für den heißeren Lastwechsel. Bei der ersten Drehmomentsspitze beträgt der Unterschied 6 % und bleibt danach konstant.

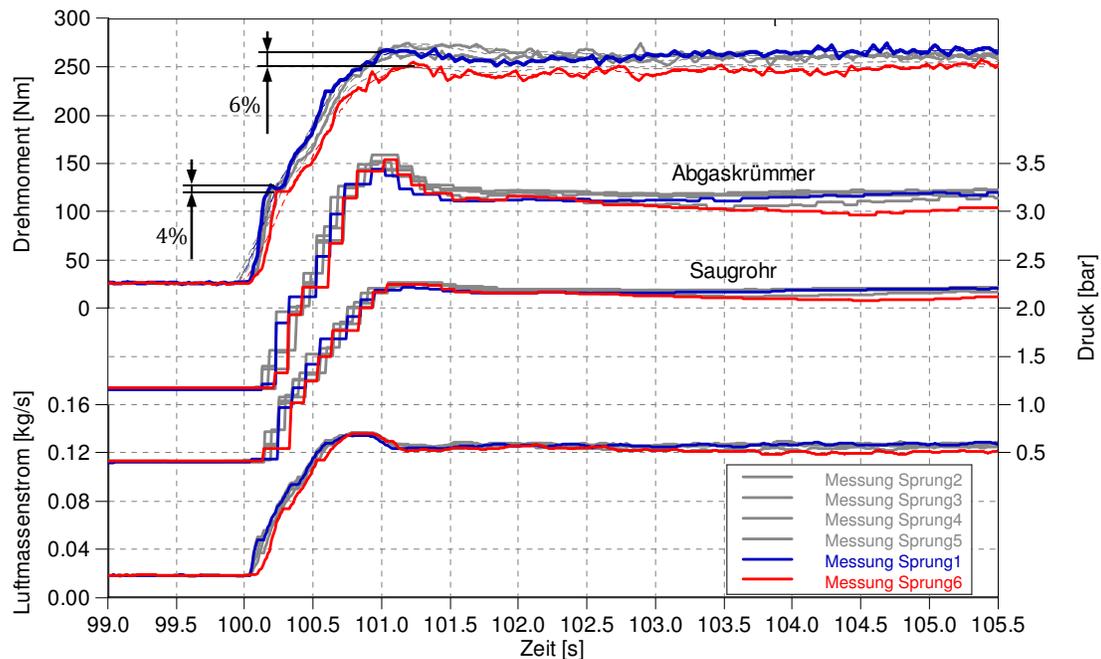


Abb. 5-2 Lastsprungserie 4000 U/min

Eine genaue Analyse des Zylinders gestaltet sich schwierig, da die Temperatursensoren den schnellen Änderungen beim Lastsprung nicht folgen können. Am ehesten können die Temperaturmesswerte vor dem Lastsprung als gültig angesehen werden. Der Luftmassensensor kann während des Lastwechsels, auf Grund seiner weiten Entfernung zum Zylinder, nicht herangezogen werden. Sobald sich aber die Drücke im Ansaugtrakt eingeschwungen haben, kann er für die in den Zylinder einströmende Masse genommen werden. Als zuverlässige Messgröße kann das Drehmomentsignal und die Drucksignale angesehen werden.

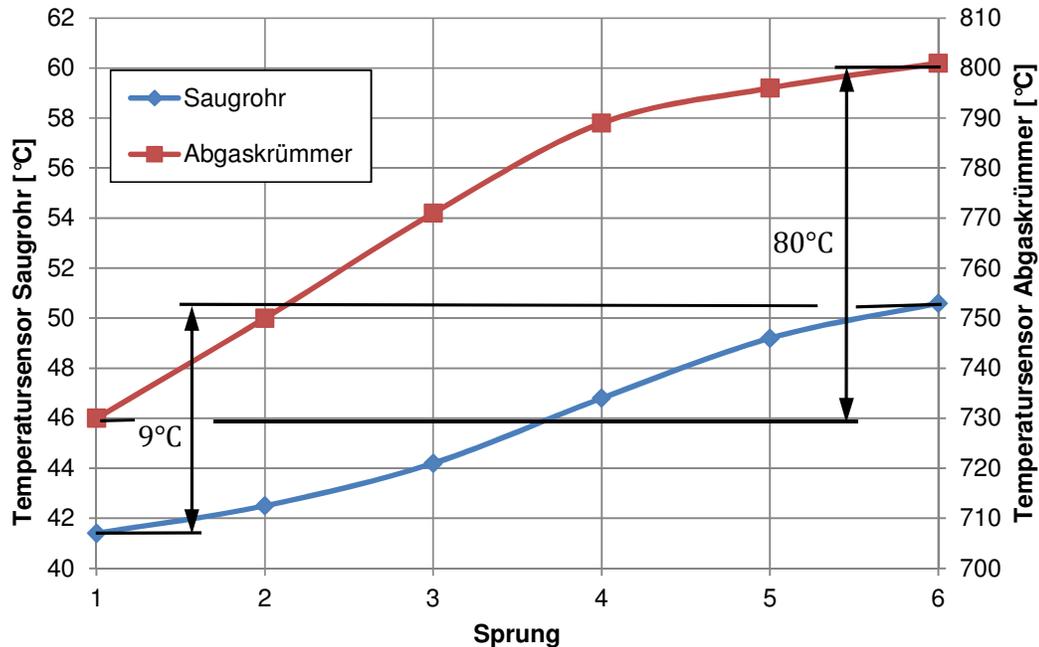


Abb. 5-3 Messung: Temperaturen vor Lastsprung

Wenn man den Temperatursensorwert im Saugrohr vor dem Lastsprung betrachtet (Abb. 5-3) und ihn mit dem Gaswert gleichsetzt, dann ergibt sich ein 3%iger Füllungs-nachteil (9 °C Temperaturunterschied) für den heißeren Lastwechsel. Würde man diesen Temperaturunterschied als konstant über den gesamten Lastsprung annehmen, dann würde dies einen 3%igen Nachteil für das Drehmoment bedeuten, nur auf Grund der heißeren Saugrohrtemperaturen. Somit blieben nur mehr 1 – 3 % Unterschied im Drehmoment. Diese müssten im inneren Luftaufwand λ_{a2} und im indizierten Wirkungsgrad gesucht werden.

Abgasseitig gibt es einen Unterschied von 80 °C zwischen ersten und letzten Lastsprung. Was vereinfacht einen 9%igen Energievorteil bedeutet. Dadurch kann der Abgasgegendruck gesenkt werden. Jedoch verpufft ein Teil dieses Vorteils einfach im Wastegate.

Ab Sekunde 102 kann auch das HFM-Signal für die in den Zylinder einströmende Masse genommen werden. Die Drücke im Ansaugtrakt sind eingeschwungen. Nimmt man die einströmende Luftmasse und setzt sie ins Verhältnis zum Moment (Lambdaunterschiede berücksichtigt), so kommt man zu dem Schluss, dass sich der Wirkungs-

grad des Zylinders nicht geändert hat. Das Drehmoment ist in dieser Phase nur von der Füllung abhängig. Ob diese schlechtere Füllung nur vom Einlasstrakt oder auch vom Zylinder kommt, kann noch nicht gesagt werden.

5.4 Simulation

Um auch die ersten 2 Sekunden des Lastsprungs untersuchen zu können, wurde die Lastsprungserie nachsimuliert. Als Randbedingungen wurden wieder der Ladedruck, die Drosselklappenstellung, sowie das Luft-Kraftstoff-Verhältnis gewählt. Der geregelte Ladeluftkühler wurde durch ein Ladeluftkühler-Modell ersetzt. Dieses wurde so parametrisiert, dass der Temperatursensorwert des Saugrohres, dem des ARES-Sensors ungefähr entsprach.

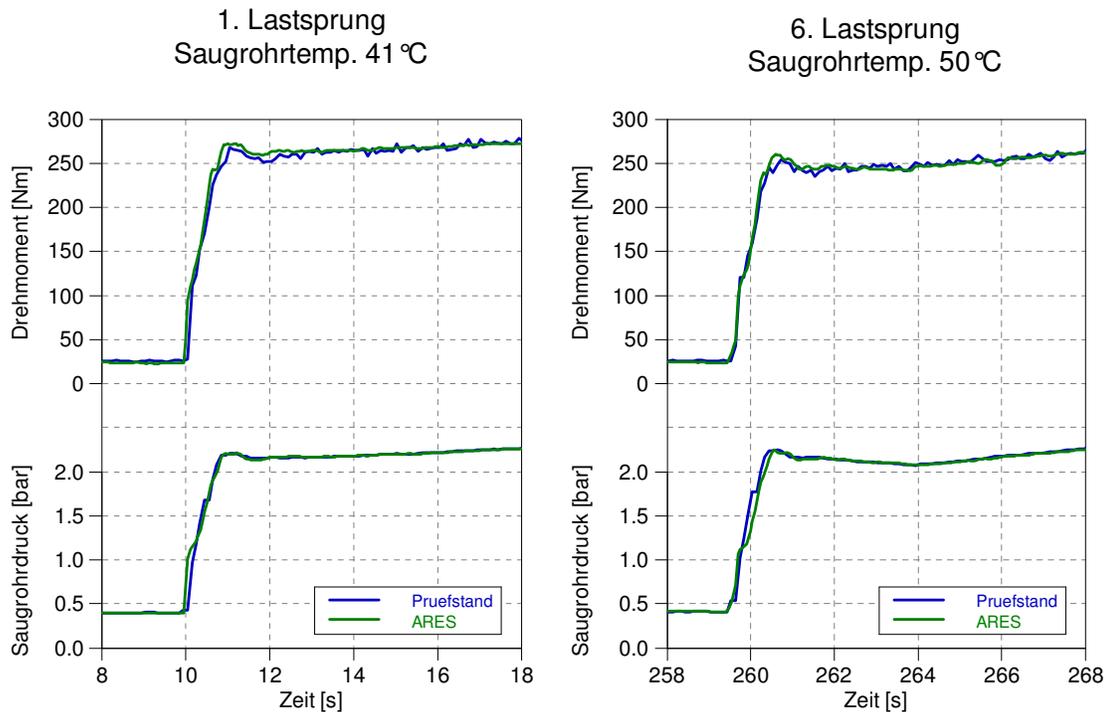


Abb. 5-4 Lastsprungserie mit ARES

In Abb. 5-4 sieht man das Ergebnis dieser Simulation. 2 Sek. nach dem Lastsprung passt die Simulation sehr gut. Womit bewiesen ist, dass es ab diesem Zeitpunkt keine Änderung des inneren Luftaufwandes mehr gibt. Der gesamte Drehmomentnachteil beruht auf dem heißeren Gas im Saugrohr und dem geringeren Ladedruck.

Überraschend gut ist die Übereinstimmung auch in den ersten 2 Sek., was zwei Folgerungen zulässt. Entweder heben sich die im Theorieteil genannten Effekte zufällig auf, oder sie sind so klein, dass sie kaum ins Gewicht fallen. Da es aber bei Sprung zwei bis fünf ebenfalls zu einer starken Übereinstimmung von Simulation und Realität kommt, muss geschlussfolgert werden, dass es keine signifikanten Änderungen im Zylinder gibt. Dies bedeutet, dass die Füllung des Zylinders selbst (λ_{a2}) und dessen indizierter Hochdruck-Wirkungsgrad ($\eta_{\text{indi,HD}}$) unabhängig von der zuvor gefahrenen Last ist. Eventuell war aber auch die mit 20 Sek. gewählte Einschwingdauer des niederlastigen Punktes zu lange gewählt, um Unterschiede zu erkennen. Es bleibt die Frage offen, wie das Verhalten einer nur 2 Sek. lang dauernden Lastunterbrechung wäre.

5.5 Ergebnisse

Es gibt Unterschiede, ob von einem eingeschwungen oder nicht eingeschwungenen Betriebspunkt der Lastsprung erfolgt. Die Abweichungen betragen aber nicht mehr als 6 % beim Drehmoment. Die Gründe dafür liegen an der Motorsteuerung und an den Temperaturen der Bauteile im Ansaug- und Abgastrakt. Für den Zylinder sind die dynamische Vorgänge beim Lastwechsel als statisch zu sehen, es wird von „quasistationär“ gesprochen. ARES konnte mit seinen physikalisch/empirischen-Ansatz, die am Prüfstand gefahrenen Lastsprünge, sehr gut wiedergeben.

6 Rennstrecken-Simulation

Da in immer mehr Rennklassen Motoren mit Turbolader eingesetzt werden, ist es wichtig auf ihre Besonderheiten einzugehen. Während bei dem einen Saugmotor das Beschleunigen der Luftsäule im Ansaugtrakt als zeitkritischste Komponente gesehen werden kann, ist es beim Turbo-Motor das Beschleunigen des Laders. Dieser Vorgang ist im Vergleich wesentlich komplizierter und dauert deutlich länger. Deshalb reichen für Rundkurs-Simulationen keine Motor-Tabellen, sondern es werden schnelle Motorsimulationen wie ARES benötigt. Die Zielsetzung war deswegen ARES mit VSM zu koppeln und die Unterschiede zum VSM-Motormodell aufzuzeigen.

6.1 VSM-Einbindung

VSM (Vehicle Simulation Model) ist ein Fahrzeugsimulations-Programm der Firma AVL. Für den Rennstreckeneinsatz gibt es eine eigene VSM-Race-Version, die speziell auf Bedürfnisse von Rennteams eingeht. Dieses Programm wird in der Abteilung, die auch diese Diplomarbeit betreut, ständig weiter entwickelt.

Die Einbindung von ARES in VSM wurde wegen der gemeinsamen Programmiersprache Simulink erheblich erleichtert. Auch der modulare Aufbau von VSM mit seinen klaren Schnittstellen zwischen den einzelnen Modulen half bei der Einbindung (Abb. 6-1).

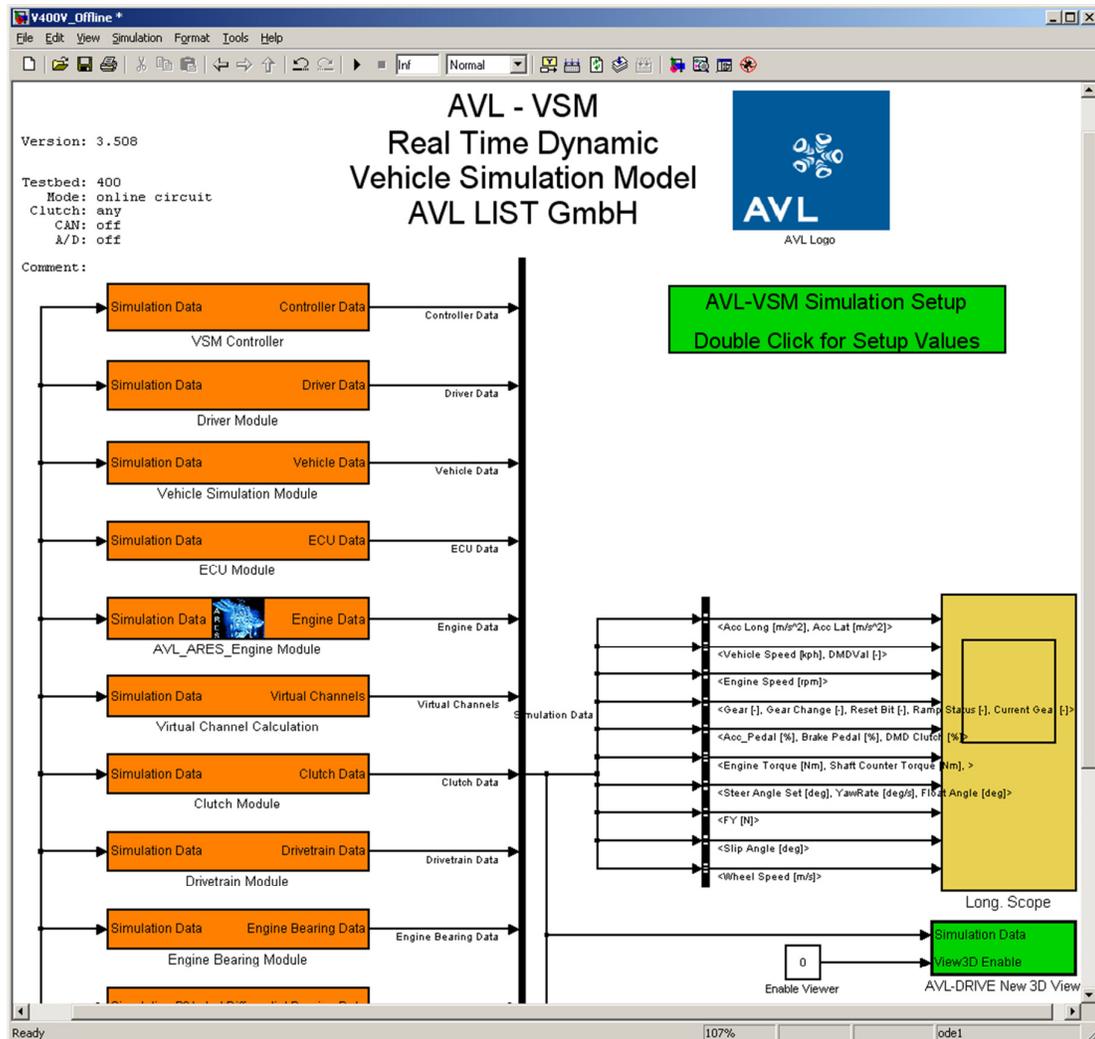


Abb. 6-1 Oberste VSM-Simulink-Ebene

Es wurde das alte Motor-Modul im VSM entfernt und der komplette ARES-Motor direkt in das VSM-Simulink-Modell kopiert. Um die Kommunikation von Eingangs- und Ausgangsgrößen zu gewährleisten, musste noch ein entsprechendes Interface erstellt werden (Abb. 6-2). Da die aktuelle VSM-ECU aufgeladene Motoren noch nicht unterstützt, musste auch die ARES-eigene ECU mitimportiert werden, um Größen wie den Ladedruck regeln zu können. Die ARES-ECU hat mehr Funktionen (als die VSM-ECU), ist aber noch immer einfach gehalten und kann keine drehmomentgeführte Steuerung regeln.

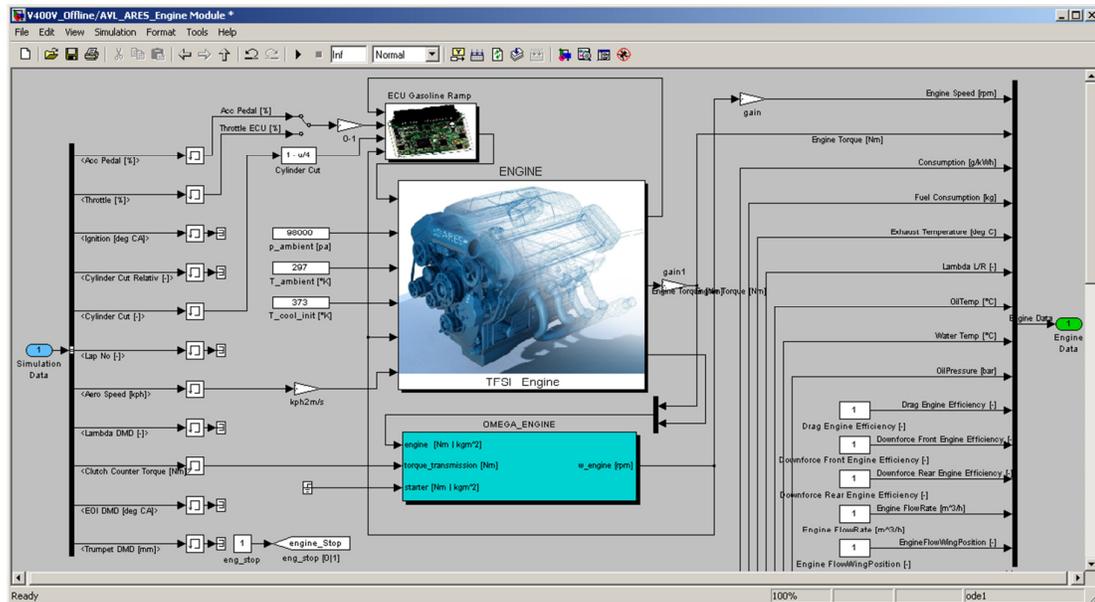


Abb. 6-2 VSM-ARES-Interface

Änderungen bzw. Anpassungen am Motor können nun direkt im VSM-Simulink-Modell, oder wie gewohnt im PreProcessor oder im ARES-Runtime-Mode geschehen. Bei Letzteren kann durch eine automatische Routine das Motor-Modell in das VSM-Modell geschrieben werden. Dies ähnelt dem Einbauen des Motors vom Motorprüfstand in den Rennwagen. Dies ist sehr angenehm, da neue Funktionen leichter am virtuellen Motorprüfstand erprobt werden können. Das Feintuning bzgl. Rundenzeit und Energiebilanz, geschieht dann auf der virtuellen Strecke mittels Koppelung.

6.2 Vorab-Simulationen

Für Demonstrationszwecke sollte ein Rennmotor mit Abgasturboaufladung auf einer Rennstrecke bewegt werden. Dafür wurde die Parametrierung (im PreProcessor) des untersuchten Serienmotors durch die des Rennmotors ersetzt. Es sollte gezeigt werden, was der große Unterschied beim Ansprechverhalten zum VSM-Motormodell ist. Deshalb wurde im ARES-Runtime-Mode ein statisches Drehmoment-Drehzahl-Drosselklappe-Kennfeld erstellt, damit beide Motoren statisch gleich sind. Mit diesem wurde wieder das VSM-Motormodell, welches nur für Saugmotoren gedacht ist, parametrieret.

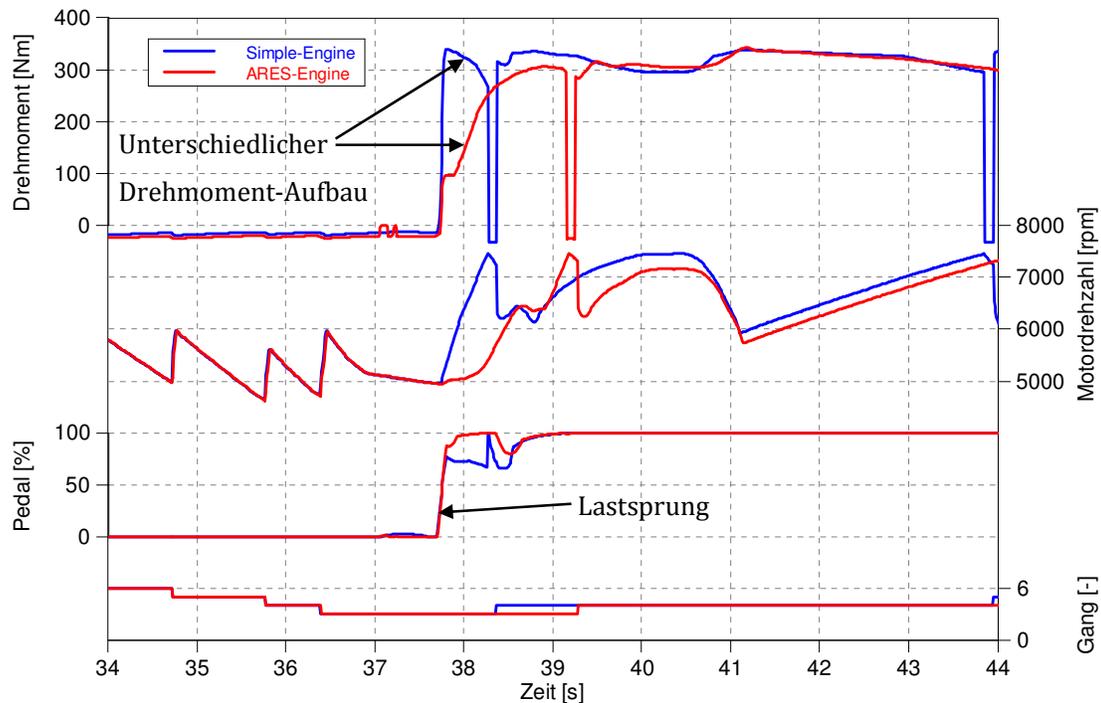


Abb. 6-3 Drehmomentaufbau ARES-VSM-Kopplung

Abb. 6-3 zeigt nun die gravierenden Unterschiede im Drehmomentaufbau zwischen dem VSM- und dem ARES-Motormodell, bei einem Lastsprung (Sekunde 37,7). Während das einfache Modell innerhalb kürzester Zeit das maximale Drehmoment erreicht, braucht der aufgeladene Motor 1,2 Sekunden.

Noch problematischer ist dies beim „gefühlvollem Rausbeschleunigen“ an der Haftgrenze. Durch die rein strömungstechnische Kopplung von Lader und Hubkolbenmaschine kann es passieren, dass bei gleichbleibender oder sogar schließender Drosselklappe das Drehmoment trotzdem steigt. Es gibt keinen direkten Zusammenhang mehr zwischen Drosselklappe und Drehmoment. Dies sieht man in Abb. 6-4. Der Fahrer muss bei Sekunde 101,2 und 102,2 vom Pedal gehen, damit das Fahrzeug nicht ausbricht. Der Grund für den starken Drehmomentanstieg ist der einsetzende Ladedruck. Trotz des Schließens der Drosselklappe dauert es 60 ms bis das Drehmoment fällt. Diese Eigenschaft stellt den virtuellen, sowie den realen Fahrer vor große Probleme.

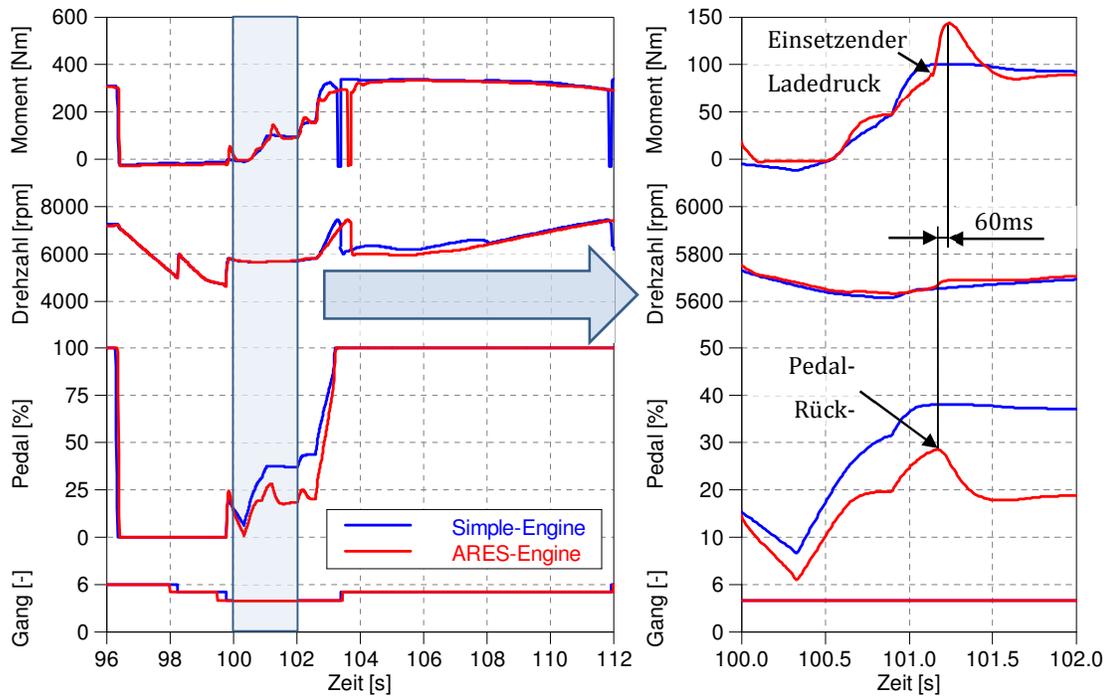


Abb. 6-4 Fahrbarkeit ARES-VSM-Kopplung

Schlussendlich fehlt der Simulation mit dem ARES-Motor-Modell, knapp 1 Sek. auf die Rundenzeit des einfachen Motor-Modells. Dies liegt am langsamen Drehmomentaufbau des Motors sowie am virtuellen Fahrer, der nicht mit der Charakteristik eines Turbomotors umgehen kann.

7 Schlussfolgerungen und Ausblick

Anhand dieser Diplomarbeit lässt sich beweisen, dass sich Mittelwerte-Modelle auch für den dynamischen Betrieb eines aufgeladenen Ottomotors eignen. Es konnte nachgewiesen werden, dass im transienten Betrieb die Änderungen des Motors so langsam ablaufen, dass sie für den Zylinder nahezu statisch sind. Dadurch reichen statisch gemessene Prüfstandsdaten um das Zylindermodell zu generieren. Die Erweiterungen beim Turbolader-Modell haben dazu geführt, dass dieser auch die transient auftretenden Wärmeströme berücksichtigt.

Mit diesem Programmstand ist eine Vielzahl von Anwendungen möglich. Speziell die Kopplung mit der Fahrzeugsimulation VSM bringt große Vorteile. Das Fahrzeug kann nun viel einheitlicher betrachtet werden. Der Motor kann jetzt hinsichtlich seiner Wechselwirkungen zwischen Antriebstrang, Fahrwerk, Rahmen, Aerodynamik, Fahrer und Strecke optimiert werden. Eine Auflistung der schon für die Rennsportabteilung getätigten Simulationen soll dies exemplarisch verdeutlichen:

- **Auswahl des richtigen Verdichters/der richtigen Turbine**

Wo in ihrem Kennfeld arbeiten die Strömungsmaschinen? Ist mehr Spitzenleistung oder ein besseres Ansprechverhalten zielführender?

- **Auslegung des Kühlsystems**

Wie groß müssen die Kühler sein um zu jedem Zeitpunkt des Rennens die Kühlung des Motors zu gewährleisten? Wie ordnet man sie an? Welche Kühlkreisläufe kann man zusammenlegen?

Wie viel Leistung kostet ein kleinerer Ladeluftkühler zugunsten einer besseren Aerodynamik?

- **Aufladestrategien**

Was bringt einem eine elektrische Generator-Motor-Einheit am Turbolader? Wie kann man durch geschickte Ansteuerung mehrere Drosselklappen das Ansprechverhalten verbessern?

Um noch tiefer in die Funktionsentwicklung des Motors einsteigen zu können, müssten noch einzelne Erweiterungen folgen. Die ARES-Motorsteuerung weist noch einige Schwachstellen seitens ihres Funktionsumfangs auf. Es fehlt z. B. eine drehmomentgeführte Laststeuerung. Prinzipiell wäre auch für die ECU ein PreProcessor sehr hilfreich, damit sich das aufwendige Erstellen der Kennfelder vermeiden ließe. Komponenten wie das Wastgate oder die Einspritzinjektoren müssten noch detaillierter modelliert werden, um der neuen ECU mehr Gewichtung geben zu können. Beim Zylinder wären Verbrennungsanomalien und der Einspritzzeitpunkt noch einzubinden. Mit all diesen Vorschlägen könnte man sehr tief in die Funktionsentwicklung des Motors einsteigen und sich etliche Stunden am Prüfstand sparen.

Literaturverzeichnis

BASSHUYSEN, Richard/SCHÄFER, Fred (2010): Handbuch Verbrennungsmotoren.
5. Auflage, Wiesbaden: Teubner

BOSCH (1999): Kraftfahrtechnisches Taschenbuch. 23. Auflage. Berlin: Springer

BRENN, Günter (2006): Strömungslehre und Wärmeübertragung I. Skriptum, ISW
TU Graz

CERBE, Günter/ HOFFMANN, Hans-Joachim (1999): Einführung in die Thermodyna-
mik. Von der Grundlage zur technischen Anwendung, 12. Ausgabe, München:
Carl Hanser

EICHLSEDER, Helmut (2005): Thermodynamik . Skriptum, VKM-THM TU-Graz

EICHLSEDER, Helmut (2005): Verbrennungskraftmaschinen – Vertiefte Ausbildung.
Skriptum, VKM-THM TU-Graz

MERKER Günther/SCHWARZ Christian (2009): Grundlagen Verbrennungsmotoren.
4. Auflage, Wiesbaden: Teubner

MENNY Klaus (2006): Strömungsmaschinen: Hydraulische und thermische Kraft- und
Arbeitsmaschinen. 5. Auflage, Wiesbaden: Teubner

PÖTSCH, Christoph (2008): Turbolader-Simulation für echtzeitfähige Ladungswech-
selrechnung. Diplomarbeit, VKM-THM TU-Graz

STEINER, Helfried (2009): Höhere Strömungslehre und Wärmeübertragung. Skrip-
tum, ISW TU-Graz

WIMMER, Andreas (2004): Thermodynamik des Verbrennungsmotors. Skriptum,
VKM-THM TU-Graz

WIMMER, Andreas (2009): Motorenmesstechnik. Skriptum, VKM-THM TU-Graz

Anhang

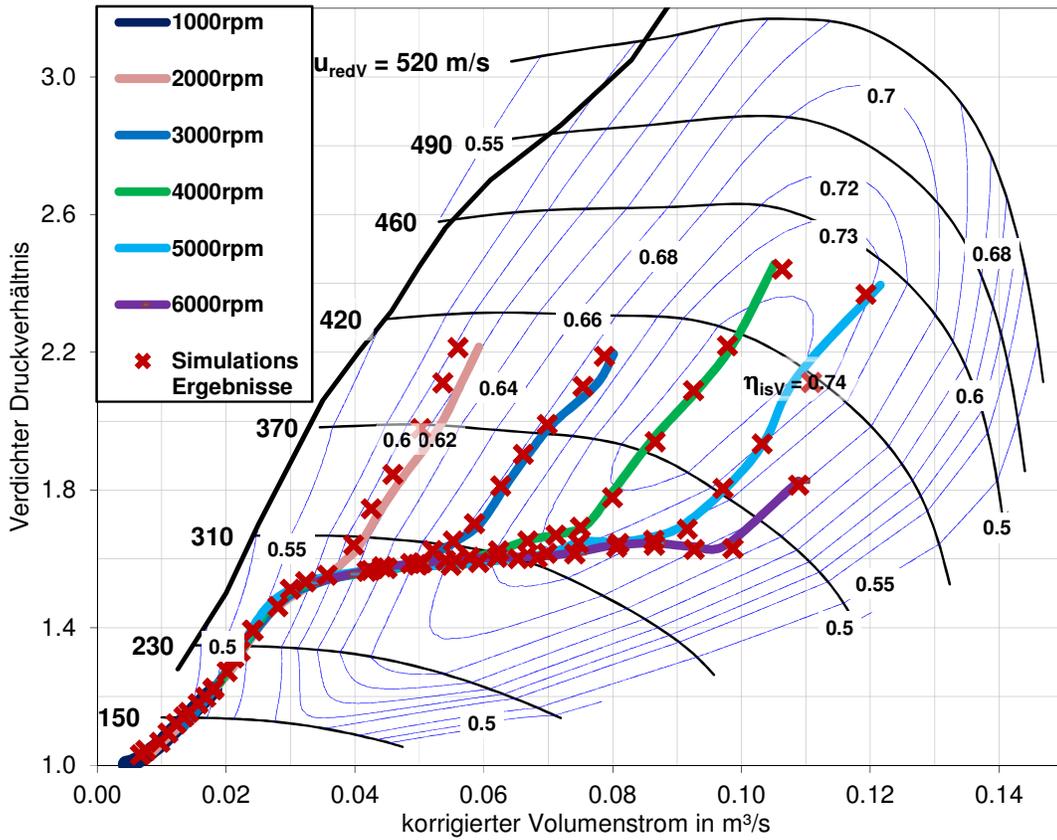


Abb. 0-1 Verifizierung statisches ARES-Modell, Arbeitsbereich des Verdichters

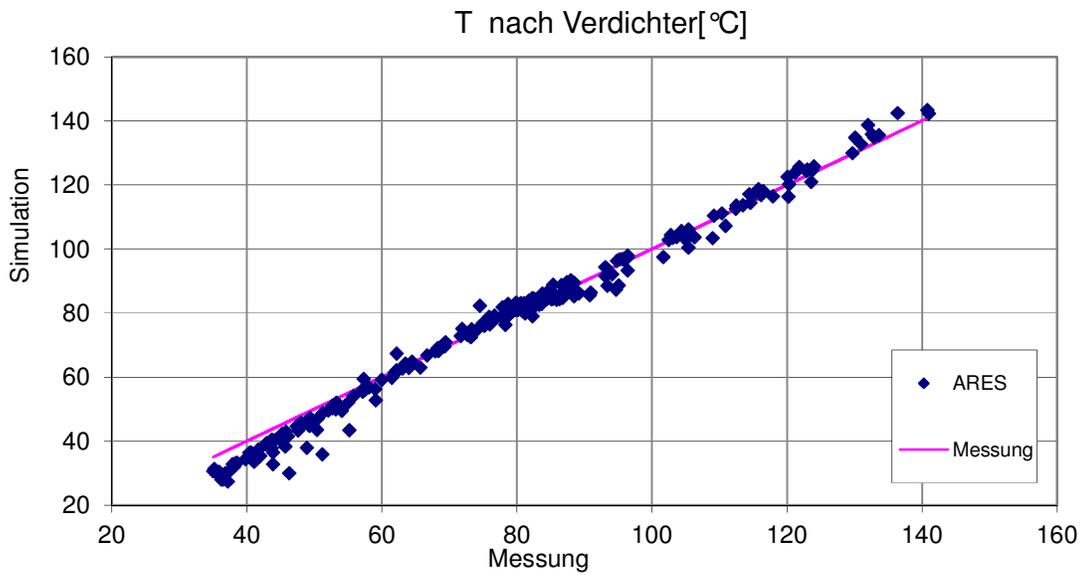


Abb. 0-2 Verifizierung statisches ARES-Modell, Temperatur nach Verdichter

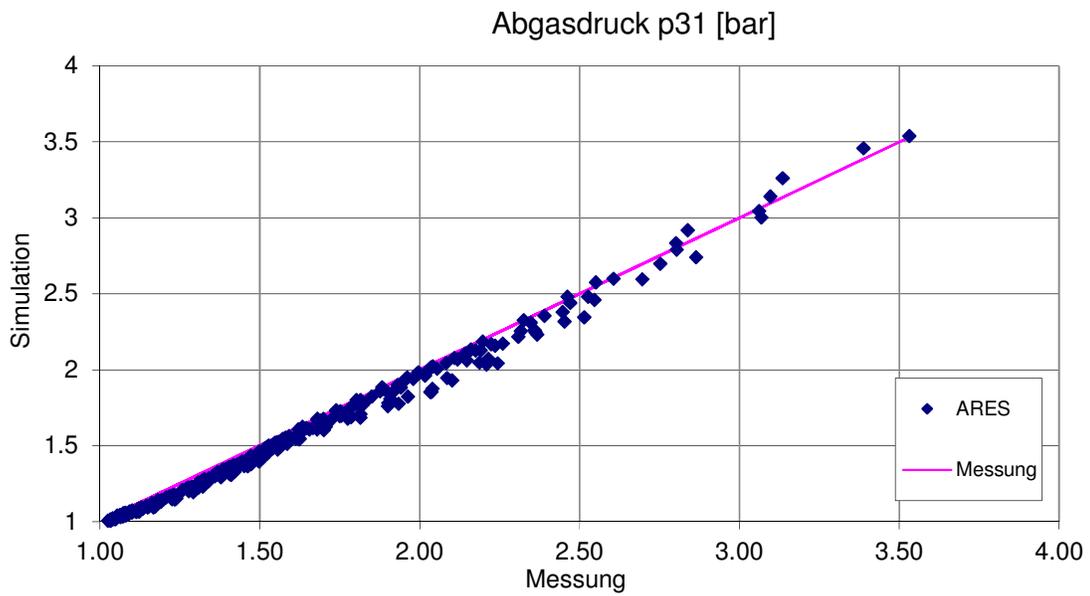


Abb. 0-3 Verifizierung statisches ARES-Modell, Abgasgegendruck

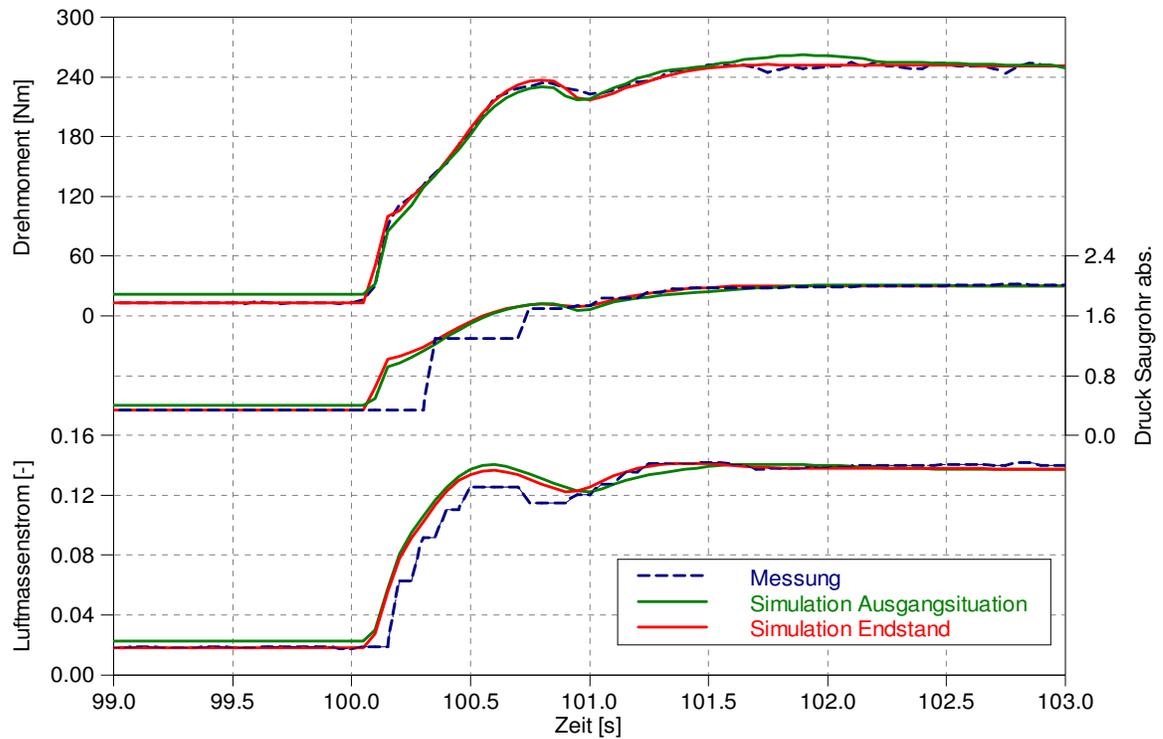


Abb. 0-4 Verifizierung ARES-Erweiterungen, 5000U/min

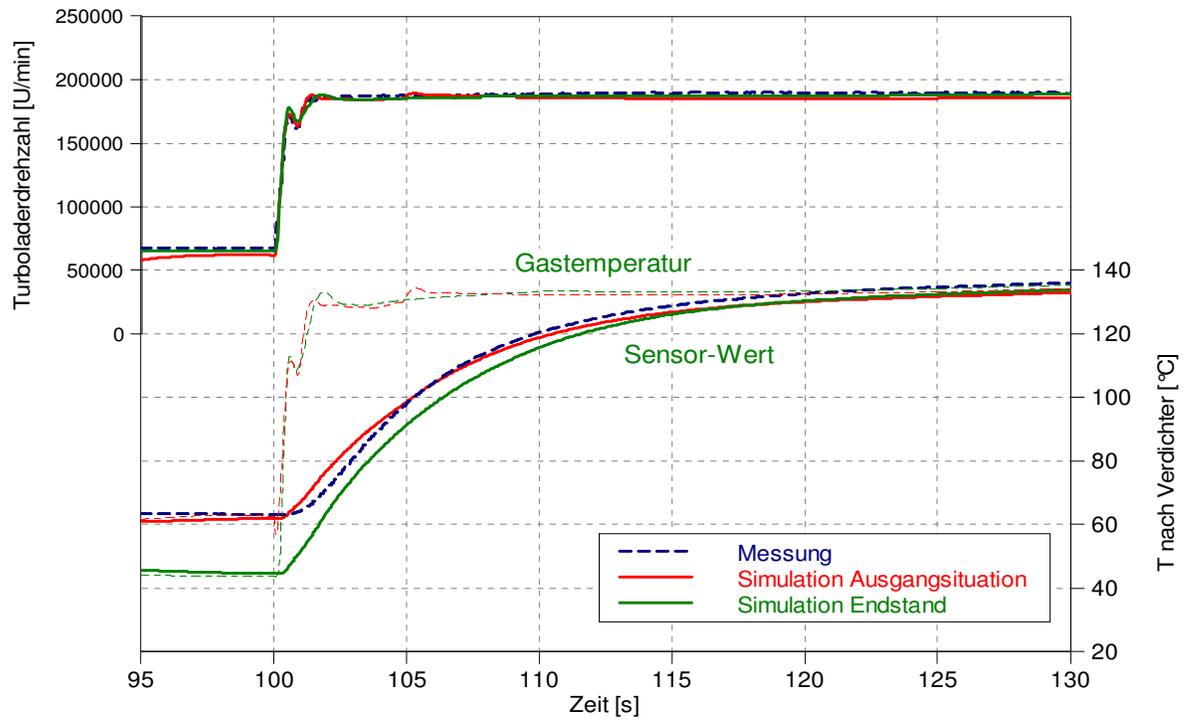


Abb. 0-5 Verifizierung ARES-Erweiterungen, Verdichtertemperaturen, 5000U/min