

Performance-Potentiale am Dieselmotor aus Sicht der Aufladung

**F. Frese^{a,1}, J. Bartolome Calvo^a, J. Kammeyer^a,
H. Weking^a, M.T. Abad Lozano^a, R. Niederlein^a,
B. Wietholt^a, M. Wöhnke^a**

a Volkswagen AG, 38436 Wolfsburg, Deutschland

Abstract / Kurzfassung:

Bei der Entwicklung moderner Dieselmotoren ist die Abgasturboaufladung die Schlüsseltechnologie, wenn es darum geht, die immer schärferen gesetzlichen CO₂-Emissionen (Kraftstoffverbrauch) und Schadstoffemissionen einzuhalten, wobei darüber hinaus ein dynamisches Fahrverhalten weiterhin gewährleistet bleiben muss. Daher wird in der Aggregateentwicklung der Volkswagen AG die Komponente Abgasturbolader samt seiner Peripherieleitungen mit Hilfe von modernen Entwicklungsmethoden soweit entwickelt, dass die Anforderungen hinsichtlich Kraftstoffverbrauch, Abgasemissionen und Fahrverhalten erfüllt werden.

Am Beispiel des 140kW TDI[®]-Motors mit Ersteinsatz im Passat im Jahr 2014 wird gezeigt, welches Potential bei der Optimierung von Turbine und Verdichter und seinen Peripherieleitungen zu erwarten ist.

Schlagworte: Dieselmotor; Performance; Aufladung; Optimierung; Methodik

¹ E-mail: florian.frese@volkswagen.de, URL: www.volkswagen.de

1 Einleitung

Mehr denn je spielt die Abgasturboaufladung in modernen Dieselmotoren eine entscheidende Rolle. Die Entwicklungen der letzten Jahre waren mit kontinuierlich ansteigenden Aufladungsgraden verbunden, die zu komplexen Anforderungen an die Abgasturbolader (Turbolader) geführt haben. Aktuelle Herausforderungen sind, neben der Fahrperformance, die immer strenger werdenden gesetzlichen Vorgaben auf dem Gebiet der CO₂-Emissionen (Kraftstoffverbrauch) und Schadstoffemissionen.

Die Gesetzgebung der Europäischen Union schreibt vor, den CO₂-Ausstoß der Neuwagenflotte in Europa bis zum Jahr 2015 auf durchschnittlich 130g/km zu senken. Ab dem Jahr 2020 wird dieser Grenzwert auf 95g/km abgesenkt. Die CO₂-Emissionen entsprechen damit einem Durchschnittsverbrauch von weniger als 4l (4,1l Benzin, 3,6l Diesel) – über alle Segmente und Fahrzeugklassen hinweg. Der Volkswagen Konzern hat sich als erster Automobilhersteller dazu verpflichtet, diesen ehrgeizigen Grenzwert bis zum Jahr 2020 zu erfüllen [1].

Weitere Herausforderungen entstehen durch die Gesetzgebung der Europäischen Union auf dem Gebiet der Schadstoffemissionen. Die Einführung der Schadstoffnormen EU6 Stufe 1 (ab 2015) und EU6 Stufe 2 (ab 2017) erfordert neue technische Lösungen, um die vorgeschriebenen Grenzwerte zu erreichen. Zur Erreichung der zukünftigen Abgasnormen leisten die EU6-Motoren des Modularen Dieselbaukastens [2] der Volkswagen AG dafür einen entscheidenden Beitrag.

Darüber hinaus werden aktuell weiterführende Ansätze für die mittel- und langfristige Emissionsgesetzgebung diskutiert. So soll z.B. ab 2017 für die Bewertung der Schadstoffemissionen das reale Fahrverhalten des Kunden herangezogen werden, auch bekannt als RDE (Real Driving Emissions). Dadurch werden zukünftig weitere Herausforderungen für die Motorenentwickler entstehen [3].

Die aktuelle Entwicklung der gesetzlichen Vorgaben sowie die stetig komplexer werdenden Marktanforderungen fordern, auf dem Gebiet der Abgasturboaufladung, höchste Systemwirkungsgrade der Turbolader bei gleichzeitig hohen Ansprüchen an das dynamische Ansprechverhalten im Zusammenspiel mit dem Dieselmotor. Als Resultat der hohen Aufladungsgrade hat das Betriebsverhalten (Performance) der Turbolader mit der zugehörigen Peripherie (Luftstrecken, Abgasstrecken) einen immer größeren Einfluss auf die erzielbaren Verbrauchs- und Emissionswerte des gesamten Dieselmotors. Aus diesem Grund muss das Zusammenwirken zwischen Aufladesystem und Dieselmotor im Entwicklungsprozess möglichst optimal gestaltet werden, um den heutigen und zukünftigen Anforderungen sowie gesetzlichen Vorgaben zu entsprechen.

Mit diesem Hintergrund werden bei den Turbolader- und Motoren-Herstellern stetig neue Entwicklungsmethoden etabliert und optimiert. Im Fokus der Arbeiten stehen dabei meist die Zielwerte für Systemwirkungsgrad, dynamisches Ansprechverhalten und Systemrobustheit, deren technische oder physikalische Anforderungen nicht selten im direkten Widerspruch zu einander stehen. Aus diesem Grund ist das Portfolio der Methoden ebenfalls komplexer und vielfältiger geworden. Heute werden deshalb häufig spezielle Versuchseinrichtungen in Kombination mit aufwändigen numerischen Berechnungsverfahren eingesetzt, um den komplexen Anforderungen gerecht zu werden und bestmögliche Lösungsansätze für den genannten Zielkonflikt zu entwickeln.

2 Abgasturbolader Optimierung

Wie in Abschn. 1 aufgezeigt wurde, ist die Abgasturboaufladung die Schlüsseltechnologie, wenn es darum geht, die geforderten Performance- und CO₂-Ziele für ein angestrebtes Motorenkonzept zu realisieren. Daher ist für jede Motorenauslegung, sei es ein Verbrauchs- oder ein Hochleistungskonzept, eine strikte Weiterentwicklung des Abgasturboladers mit seinen Peripherieleitungen anzustreben.

Bei einem ersten Matching von Motor und Aufladeaggregat wird zunächst ein Abgasturbolader aus dem Baukastensystem des Systemlieferanten entnommen, der für die Motorleistung in Frage kommt. Dabei wird darauf geachtet, dass ein möglichst optimaler Systemwirkungsgrad bei einem geforderten Durchflussverhalten von Turbine und Verdichter erreicht wird. Im weiteren Entwicklungsprozess des Motors werden der Turbolader, die Peripherie und die zugehörigen Motorkomponenten weiter optimiert, um ein möglichst optimales Motorenkonzept zu erhalten.

Bezogen auf den Turbolader ergibt sich dabei folgendes Szenario:

- Optimierung des Wirkungsgrad- und des Durchflussverhaltens der Turbine
- Optimierung des Wirkungsgrad- und des Durchflussverhaltens des Verdichters
- Optimierung der Turboladerlagerung zur Minimierung der Reibleistung
- Optimierung der Luftstrecke auf der Verdichterseite
- Optimierung der Abgasstrecke auf der Turbinenseite.

Diese Optimierungsmaßnahmen können in der Konstruktionsphase z.B. erfahrungsbasiert durchgeführt werden. Alternativ werden heute meist numerische Optimierungsverfahren eingesetzt, um eine Verbesserung der Performance zu erreichen. Diese Arbeiten werden entweder im Hause der Volkswagen AG oder in enger Abstimmung bei den zugehörigen Systemlieferanten durchgeführt. Im Folgenden werden einige dieser Optimierungsmaßnahmen vorgestellt, die bei der Entwicklung eines einstufig aufgeladenen TDI[®]-Dieselmotors zum Einsatz kamen.

2.1 Optimierung des Wirkungsgrad- und des Durchflussverhaltens des Verdichters

Für die Auslegung eines Abgasturboladers für einen Verbrennungsmotor werden die charakteristischen Motordaten wie Motordrehzahl, Motorleistung, spezifischer Kraftstoffverbrauch, Luftverhältnis, Luftmassenstrom, Abgasgegendruck, Druckverluste in der Ansaugleitung etc. benötigt, um ein Matching zu erstellen. Auf Basis der Motorrandbedingungen wird dabei ein geeigneter Verdichter ausgewählt, der den geforderten motorischen Betriebsbereich sowie die angestrebte Wirkungsgradziele erfüllen kann. Die Bewertung erfolgt anschließend zuerst mit Hilfe von 1D-Ladungswechselsimulationen und im weiteren Entwicklungsverlauf durch Versuche auf dem Motorprüfstand.

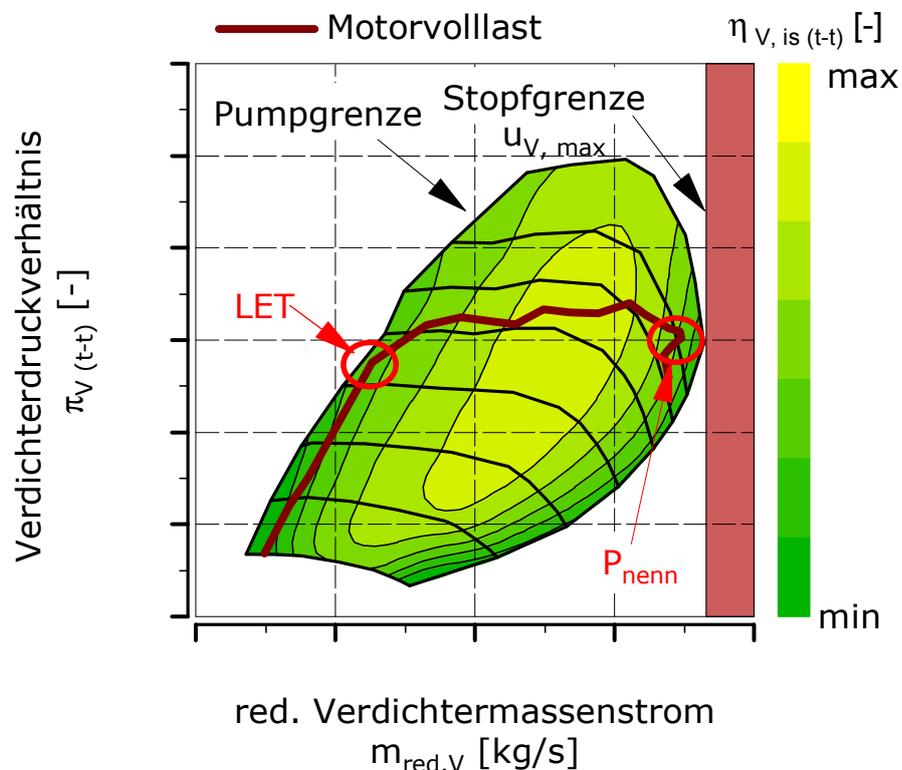


Abbildung 1: Verdichterkennfeld des Basisverdichters mit Motorvolllast

Der Betriebsbereich des Verdichters ist dabei durch drei Faktoren begrenzt:

- Die Pumpgrenze
- Die Stopfgrenze
- Die maximale Umfangsgeschwindigkeit $u_{V,max}$ des Verdichterrades

In der Abbildung 1 ist ein Verdichterkennfeld mit einer stationären Motorvolllastkurve dargestellt. Bei der Auslegung wird zunächst darauf geachtet, dass der Betriebsbereich des Motors in den Grenzen des Verdichterkennfeldes liegt und somit ein stabiler Motorbetrieb sichergestellt ist. Bei dem Low-End-Torque (LET) Betriebspunkt muss dabei ein ausreichender

Abstand zur Pumpgrenze gewährleistet sein, damit der Motor mit ausreichend Frischluft versorgt wird und der Verdichter nicht im instabilen Bereich betrieben wird. Der Nennleistungsbetriebspunkt (P_{nenn}) erfordert einen ausreichenden Abstand zur Drehzahlgrenze ($u_{V,\text{max}}$) des Verdichters (Abbildung 1), damit im Fahrzeugbetrieb genügend Verdichterdrehzahlreserve vorhanden ist für Applikation und Diagnose (Hitze, Höhe etc.). Des Weiteren müssen möglichst optimale Verdichterwirkungsgrade ($\eta_{V,\text{is}(t-t)}$) erreicht werden damit die Ladungswechselverluste und folglich der spezifische Kraftstoffverbrauch reduziert werden. Hier kann der Fokus auf die jeweiligen Entwicklungsziele des Verbrennungsmotors ausgerichtet werden.

Die in diesem Beitrag vorgestellte Verdichterauswahl (Abbildung 1) offenbarte vor allem im LET und im Durchsatzverhalten beim Nennleistungsbetrieb einige Nachteile im Wirkungsgradverhalten, da nicht genügend Abstand zur Drehzahlgrenze des Verdichters vorhanden war. Deshalb musste in diesem Fall die Auslegung der Verdichterstufe (Laufrad und Spirale) überarbeitet werden.

Für den Entwurf von Laufradgeometrien kamen dabei spezielle Programme zur Turbomaschinenauslegung zum Einsatz. Diese können manuell genutzt werden, oder sie werden, wie in diesem Beitrag vorgestellt, in einen numerischen Automatisierungsprozess eingebunden.

Im Hause der Volkswagen AG und des Systemlieferanten BorgWarner Turbo Systems GmbH wurde jeweils eine Optimierungsprozesskette entwickelt mit der Laufradgeometrien für Verdichterräder mit Hilfe von 3D-CFD optimiert werden können. Der Aufbau einer Optimierungs-kette im Hause der Volkswagen AG, dient dazu gemeinsam mit dem Lieferanten das Wirkungsgrad- und Durchflussverhalten des Verdichters besser auf die spezifischen Anforderungen des Motors abzustimmen und weitere Potentiale aufzuzeigen.

Dafür wird, wie in [4] gezeigt, zunächst ein parametrisches Geometriemodell eines Verdichterrades samt Radialdiffusor erstellt (Abbildung 2 a). Für die Geometriebeschreibung werden ca. 20 Optimierungsparameter verwendet, mit denen die Hauptabmessungen (Ein- und Austrittsdurchmesser), der Verlauf der Gehäuse- und Nabenkontur, die Lage der Ein- und Austrittskante von Haupt- und Nebenschaukel sowie die Gestaltung des Radialdiffusors beschrieben werden. Damit eine Flankenfräsbarkeit des Laufrades gewährleistet ist, werden nur die Schaufelwinkel an der Nabe (Hub) und dem Gehäuse (Shroud) parametrisiert. Dafür wird der Schaufelwinkel b mit Hilfe eines Bézier-Splines beschrieben. Solch ein Verlauf ist exemplarisch für die Nabe in der Abbildung 2 b) dargestellt.

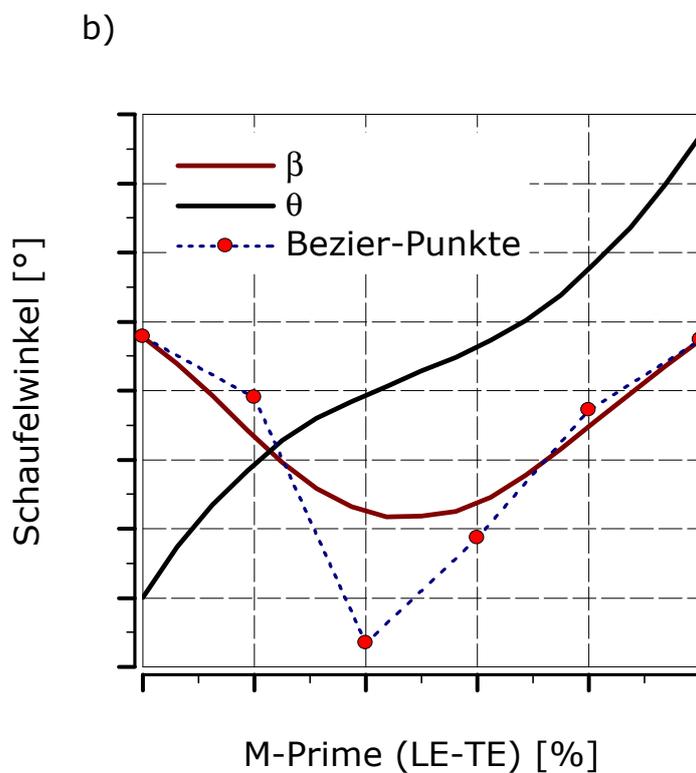
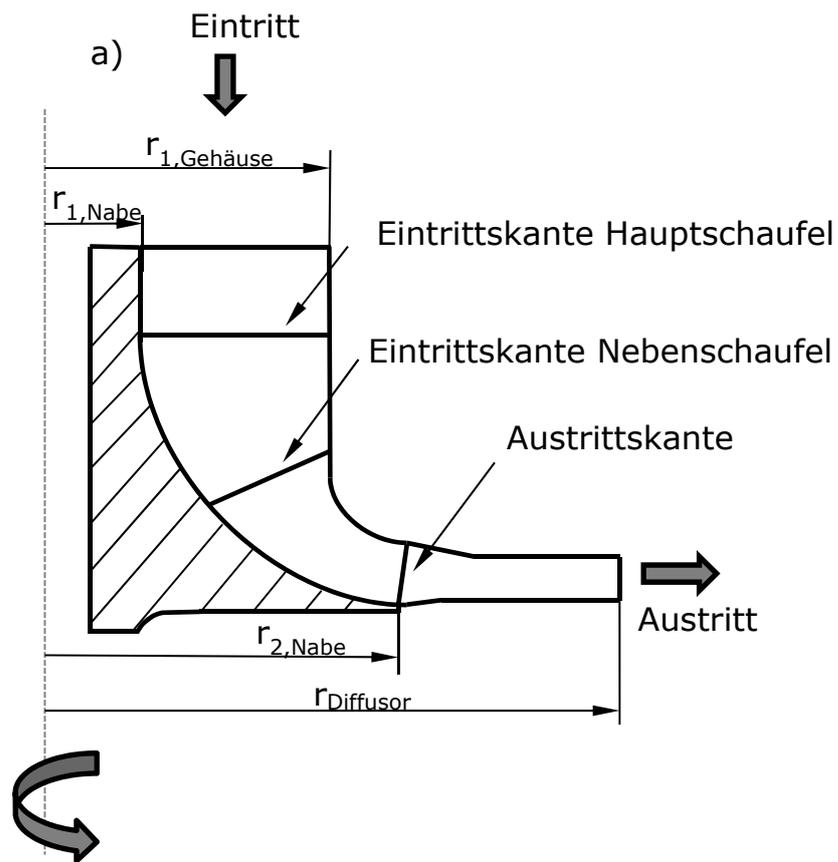


Abbildung 2: a) schematische Darstellung eines parametrischen Verdichterrades mit Diffusor im Meridianschnitt; b) normierter Schaufelwinkerverlauf an der Nabe mit parametrisiertem Schaufelwinkel β

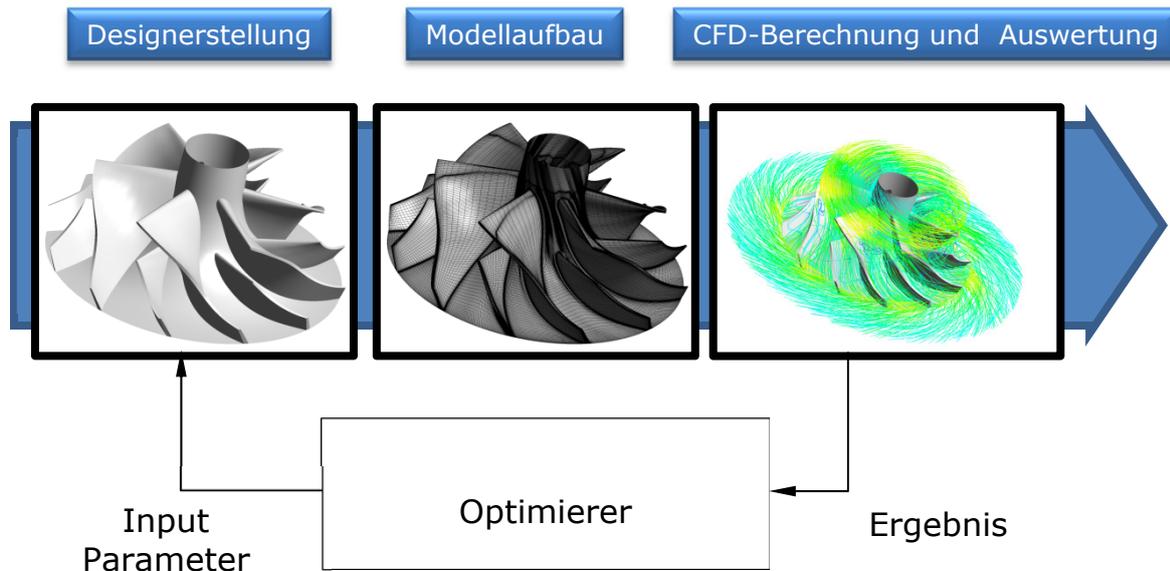


Abbildung 3: Optimierungsprozess (schematisch)

Der Optimierungsprozess, der im Hause der Volkswagen AG angewendet wird, ist in Anlehnung an [4] und [5] aufgebaut. Mit Hilfe eines Optimierungsprogrammes (optiSlang) wird zunächst eine Design of Experiments (DoE) für die verwendeten Geometrieparameter durchgeführt. Die auf diesem Wege erzeugten Geometrievarianten werden mit Hilfe des 3D-CFD Codes ANSYS CFX 15.0 bewertet (Abbildung 3).

Durch die Übergabe der Ergebnisse an den Optimierer wird eine Reduktion der Geometrieparameter vorgenommen, damit für die anschließende Optimierung nur die Geometrieparameter berücksichtigt werden, die den größten Einfluss auf den Wirkungsgrad, das Druckverhältnis und das Durchflussverhalten besitzen.

Die Verdichterradvariante 1 aus dem Hause Volkswagen wurde mit dem Ziel optimiert eine erhöhte Kennfeldstabilität bei gleichzeitiger Wirkungsgradsteigerung zu erhalten. Bei der Verdichterradvariante 2 aus dem Hause BorgWarner Turbo Systems GmbH wurde das Ziel verfolgt das Wirkungsgradverhalten im Low-End Torque anzuheben und das Durchflussverhalten zu steigern.

In der numerischen Optimierung sind nur das Verdichterlaufrad und der Radialdiffusor betrachtet worden, daher wurden im weiteren Prozessschritt die optimierten Verdichterräder und das Basisverdichterrad zusammen mit der Strömungsvolute per 3D-CFD untersucht, um eine Durchsatz- und Wirkungsgradcharakteristik zu erhalten. In der Abbildung 4 sind die simulierten Verdichterkennfelder dargestellt und die Ergebnisse zeigen, dass beide optimierten Verdichter eine deutliche Performanceverbesserung gegenüber der Basisvariante darstellen.

Für die vorliegende Applikation erwies sich die Verdichtervariante 2 als zielwertig und wurde im Hause BorgWarner Turbo Systems GmbH an-

schließlich in Hardware umgesetzt und auf einem Heißgasprüfstand vermessen.

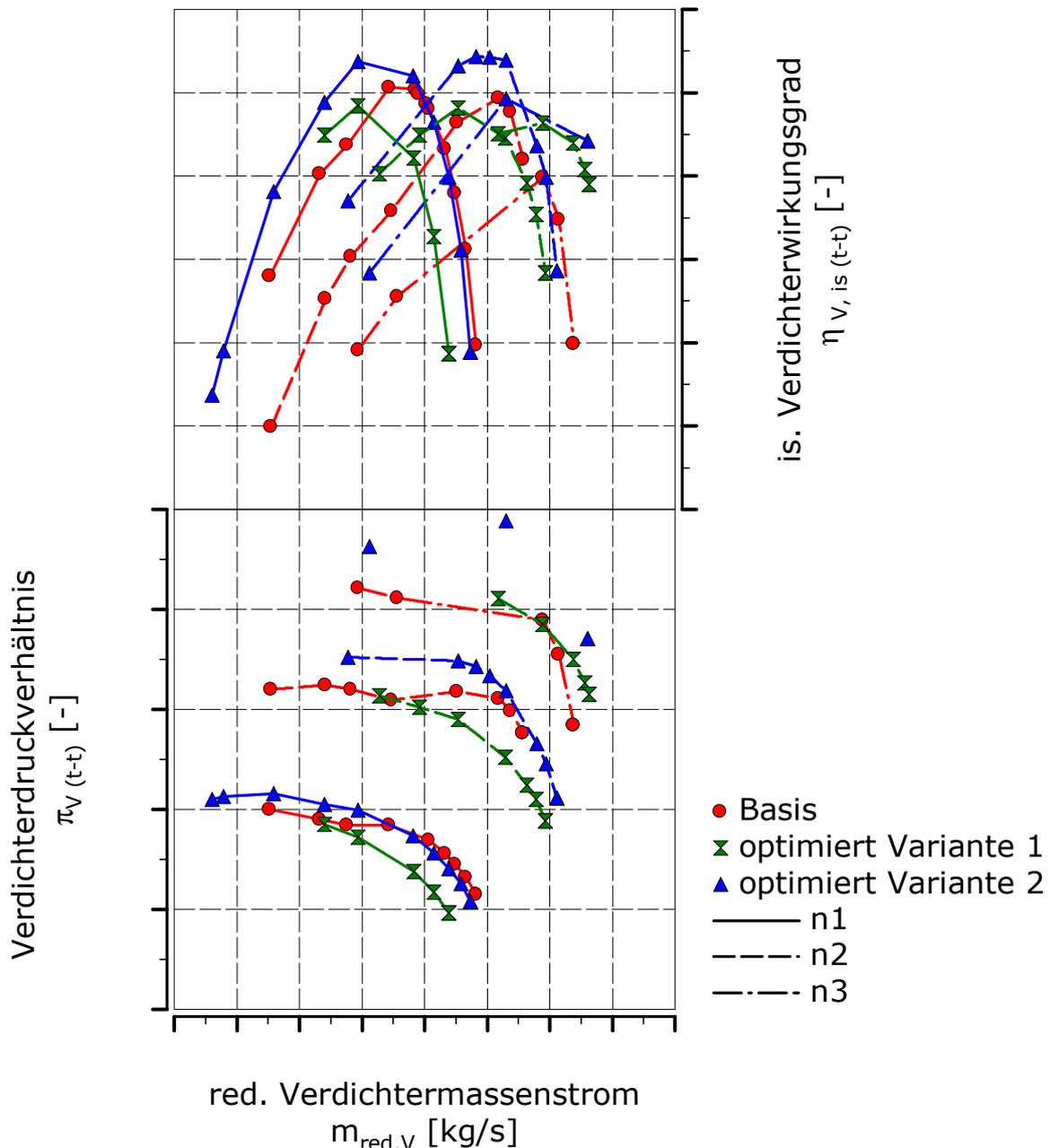


Abbildung 4: 3D-CFD-Kennfelder der gesamten Verdichterstufe mit dem Basisverdichterrad und den optimierten Verdichterrädern

Die Abbildung 5 zeigt ein gemessenes Verdichter-Differenzkennfeld zwischen dem Basisverdichter und dem optimierten BWTS-Verdichter. Wie zu sehen, erweitert sich das Durchsatzverhalten um ca. 4% zur Stopfgrenze. Gleichzeitig konnte die Pumpgrenze in Richtung kleinerer Druckverhältnisse verschoben werden. Des Weiteren besitzt die optimierte Laufradgeometrie im gesamten Kennfeldbereich deutlich höhere Wirkungsgrade, was einer Anhebung im Spitzenwirkungsgrad um ca. 9% entspricht.

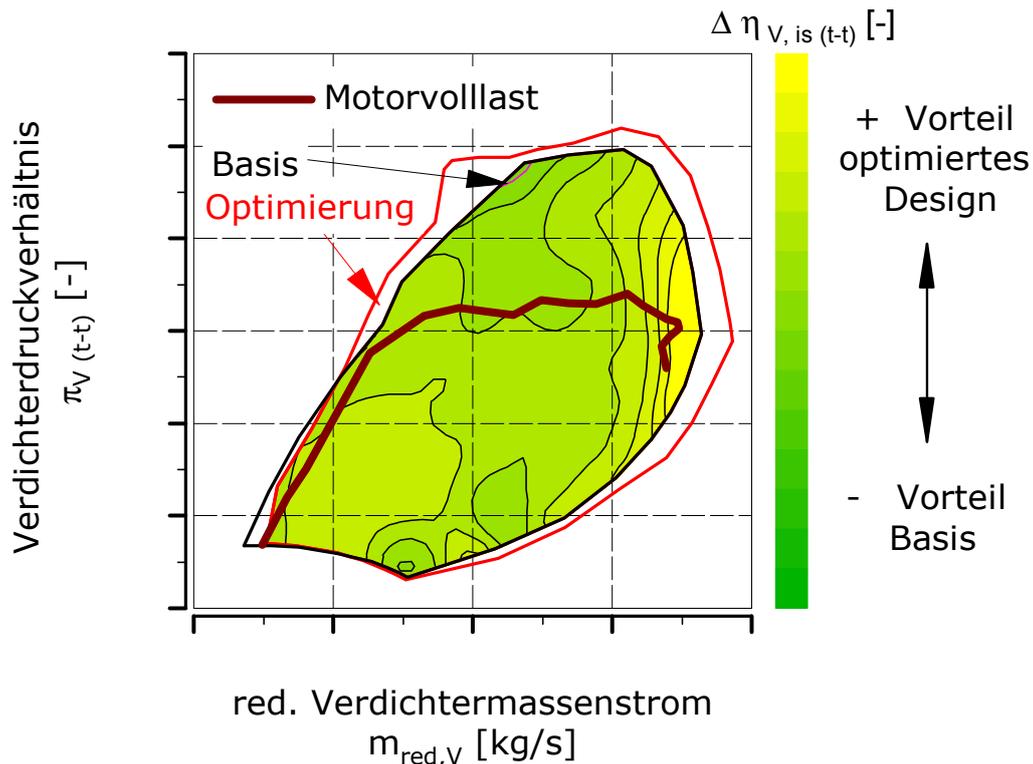


Abbildung 5: Vergleich zwischen dem Basisverdichter und dem optimierten Verdichter

2.2 Peripherie Optimierung

2.2.1 Optimierung der Luftstrecke auf der Verdichterseite

Aufgrund von Packagerandbedingungen im Motorraum wird versucht den möglichst optimalen Einbauort des Verdichters zu definieren. In diesem Zusammenhang wird angestrebt, die Zu- und Abströmleitungen des Verdichters so zu gestalten, dass der Druckverlust in den Leitungen gering und die Anströmung des Verdichters möglichst optimal ist. Je geringer die Druckverluste am Eintritt des Verdichters, desto geringer fällt das benötigte Verdichterdruckverhältnis aus, was in einem besseren Ladungswechsel mündet.

Bei dem hier diskutierten Verdichterkonzept kommt eine gekrümmte Einlaufgeometrie zum Einsatz, in der aus Emissionsgründen die Einleitung für die Niederdruckabgasrückführung positioniert ist. Zur Verbesserung der Anströmung des Verdichters wurde, wie in Abschn. 2.1, beschrieben eine numerische Optimierung mit Hilfe von CFD genutzt. Diese Optimierung hatte zwei Ziele:

- Minimierung der Druckverluste
- Ausbildung eines homogenen Strömungsfeldes am Laufradeintritt

Der Druckverlust der Abgasrückführung Δp_{AGR} wird dabei von der Einleitungsstelle bis zum AGR-Kühler gebildet (vergl. Abbildung 7). Das Strömungsfeld wird mit Hilfe des Gleichverteilungsindex γ (Gl.1) an der Einleitungsstelle vor dem Verdichter bewertet (vergl. Abbildung 7). Der Gleichverteilungsindex ist nach folgender Gleichung definiert,

$$\gamma = 1 - \frac{s}{2\bar{u}} \quad \text{Gl. 1}$$

Dabei repräsentiert s die Streuung der Strömungsgeschwindigkeit und \bar{u} den Mittelwert der Strömungsgeschwindigkeit.

Das Vorgehen bei der Optimierung ist in der Abbildung 6 dargestellt. Das Geometriemodell wird zunächst mit vier Geometrieparametern mit Hilfe des Codes FRIENDSHIP FRAMEWORK parametrisiert. Dieser Code steuert hierbei den Wertebereich in dem die Geometrieparameter variiert werden. Im weiteren Prozess des Modellaufbaus werden die Geometriaufbereitung, die CFD-Gittererzeugung und die Definition der Randbedingungen durchgeführt und anschließend an den Strömungslöser StarCCM+ übergeben. Dort wird die Durchströmung der zu untersuchende Geometrie berechnet und im Postprocessing ausgewertet. Die Ergebnisse werden dem Optimierer übergeben. Dieser Prozess läuft automatisiert ab, bis ein Optimum gefunden ist.

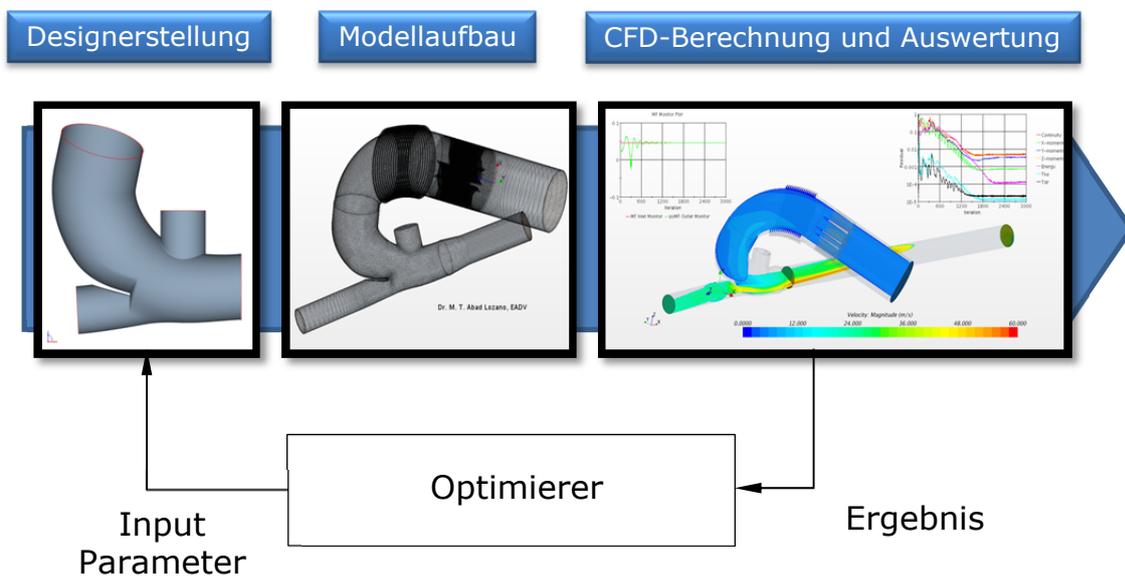


Abbildung 6: Optimierungsprozess der Luftstrecke am Verdichtereintritt

Abbildung 7 a) zeigt die Entwicklung des Gleichverteilungsindex für die Einlaufoptimierung über dem erreichbaren Druckverlust. Der Gleichverteilungsindex konnte um 7% verbessert werden, was sich in einer verbesserten Verdichteranströmung auswirkt. Darüber hinaus konnte der Druckverlust um ca. 40% reduziert werden.

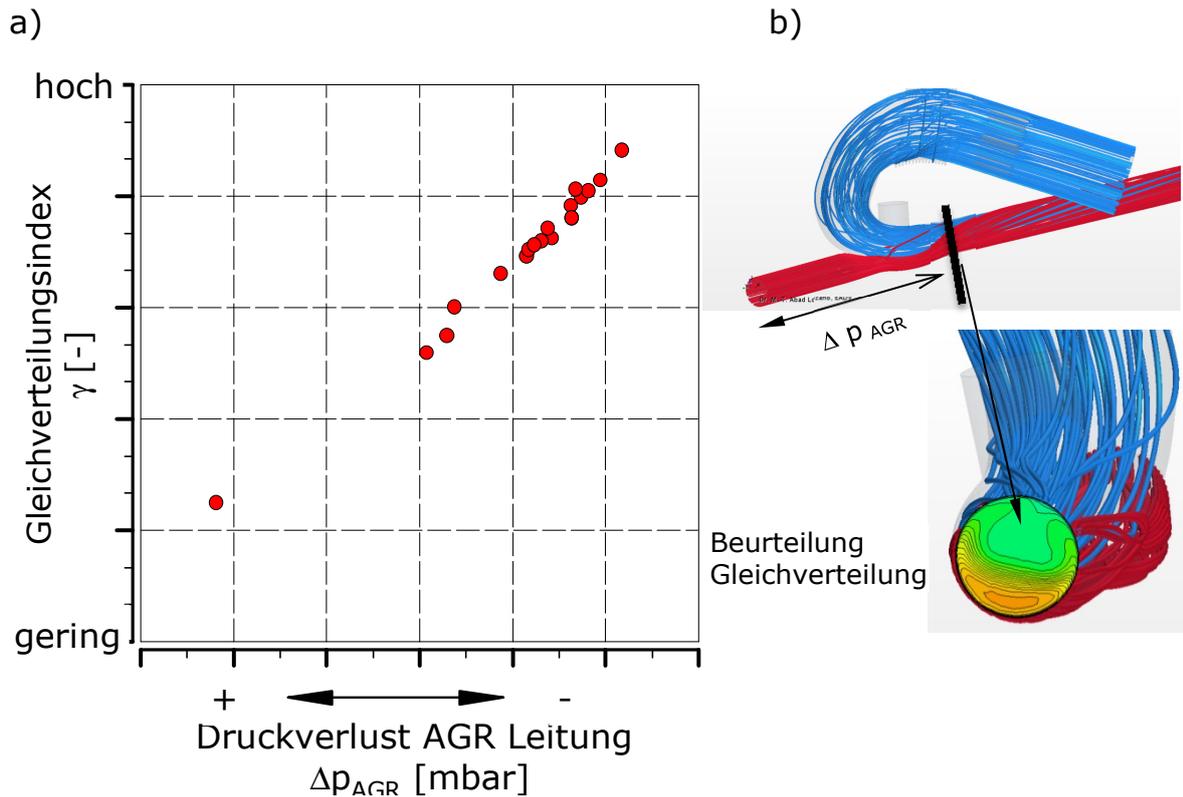


Abbildung 7: a) Darstellung des Gleichverteilungsindex im Vergleich zum AGR-Druckverlust; b) Strömungsbild der AGR-Einleitung

2.2.2 Strömungsoptimierung des Abgaskrümmers

Das Abgaskrümmersmodul (AKM) stellt die Verbindung zwischen den Zylinderablasskanälen im Zylinderkopf und dem Eintritt in das Turbinengehäuse dar. Da der Druckverlust über den Abgaskrümmers einen direkten Einfluss auf das Spülgefälle und damit auf die vom Motor aufzubringende Ladungswechselerarbeit hat, ist eine möglichst strömungsoptimale Führung des Abgases zur Turbine von Bedeutung. Das Abgaskrümmersmodul wird daher durch den Einsatz von Strömungssimulationen in mehreren Schritten optimiert (Abbildung 8). Das Vorgehen gliedert sich dabei in folgende Prozessschritte:

1. Ermittlung des maximal zur Verfügung stehenden Bauraums
2. Topologieoptimierung im vorhandenen Bauraum
3. Geometrierückführung des Optimierungsvorschlags
4. Detailoptimierung mittels Morphing
5. Kontrollrechnungen mit 3D-CFD

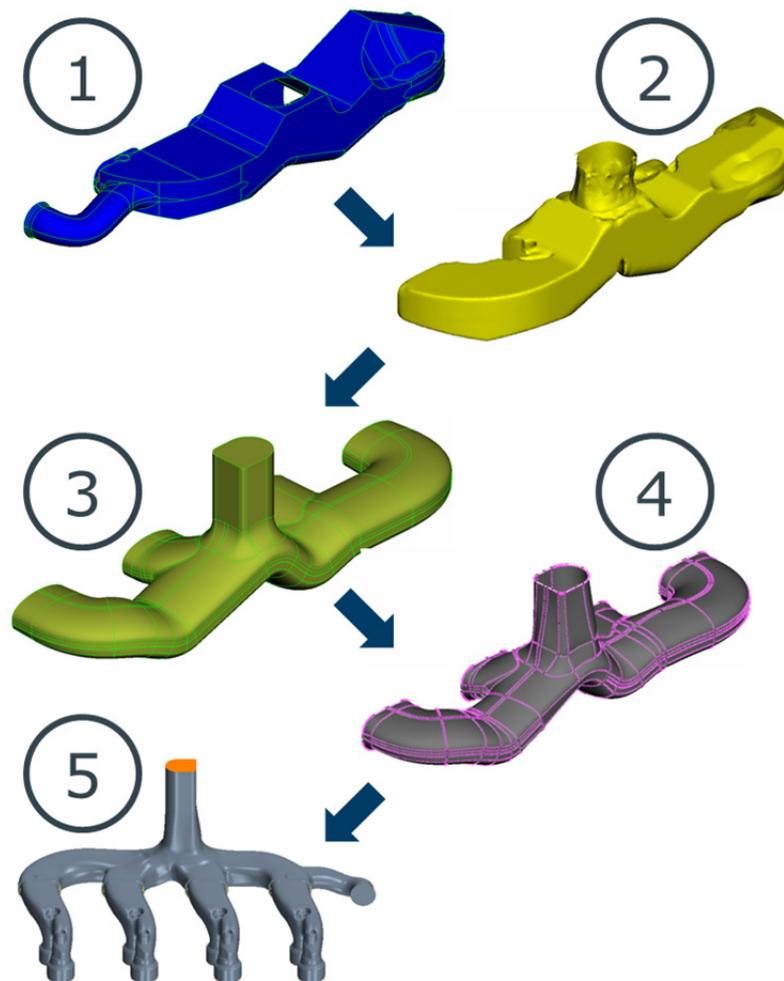


Abbildung 8: Schritte zur Strömungsoptimierung des AKM

Die Identifizierung des verfügbaren Bauraums erfolgt, wie in Abbildung 9 dargestellt, aus den CAD-Daten des Motorpackage unter Berücksichtigung der angrenzenden Bauteile und der Schrauberfreigänge für die Montage des Krümmermoduls am Zylinderkopf. Der somit zur Verfügung stehende Bauraum dient als Ausgangswert der Topologieoptimierung mittels StarCCM+ und Tosca Fluid. Dabei werden Rezirkulations- und Ablösegebiete in der Strömung anhand von lokalen Strömungsrichtungen entgegen der Hauptströmungsrichtung identifiziert. Die betroffenen Bereiche werden durch eine aufgeprägte Porosität schrittweise verblockt, was im Laufe der Optimierung zu einer „Versandung“ dieser Bereiche des Fluidraumes führt. Die Optimierung wird beendet, wenn über mehrere Iterationsstufen keine signifikante Verbesserung des Druckverlustes mehr erreicht wird.

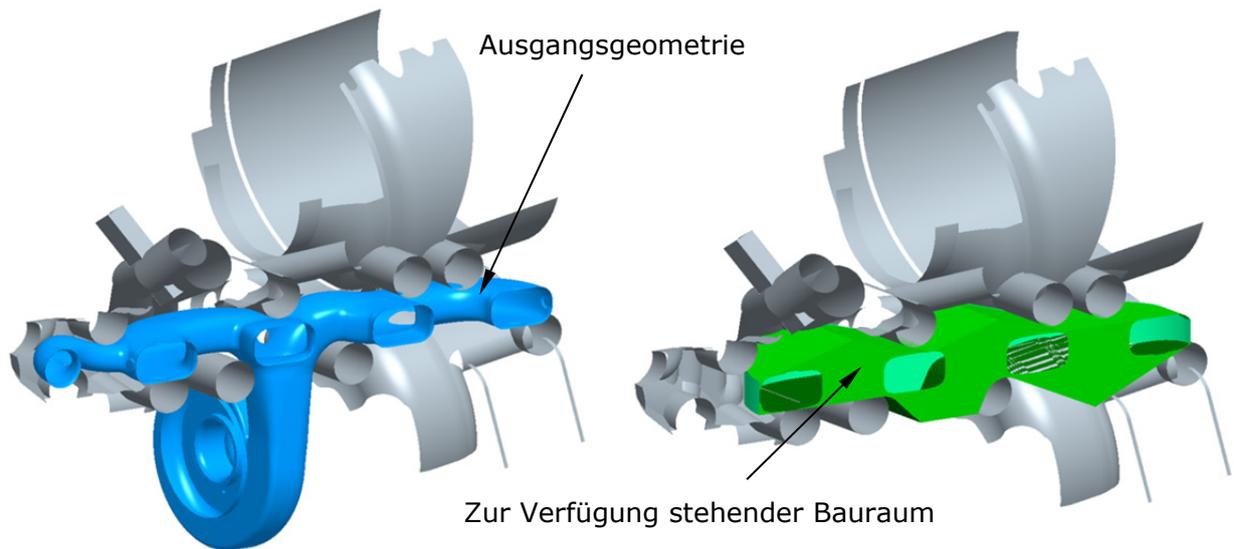


Abbildung 9: Identifizierung des verfügbaren Bauraumes

Die so errechnete Lösung liefert jedoch keine scharfen Bauteilwände sondern einen Übergangsbereich, dem verschieden starke Porositäten zugeordnet sind. Dies erfordert eine Rekonstruktion der Geometrie in CAD. Die so gewonnene Strömungsoberfläche des Abgaskrümmermoduls wird in einem vierten Schritt mittels Morphing angepasst und geglättet. Das Resultat ist in Abbildung 10 im anfangs identifizierten Bauraum dargestellt. Die durch diese Art der Optimierung erstellten Abgaskrümmergeometrien zeigten in anschließenden CFD-Kontrollrechnungen eine deutlich verbesserte Strömungsführung. Der Druckverlust konnte gegenüber nicht optimierten Geometrien um bis zu 30% verringert werden.

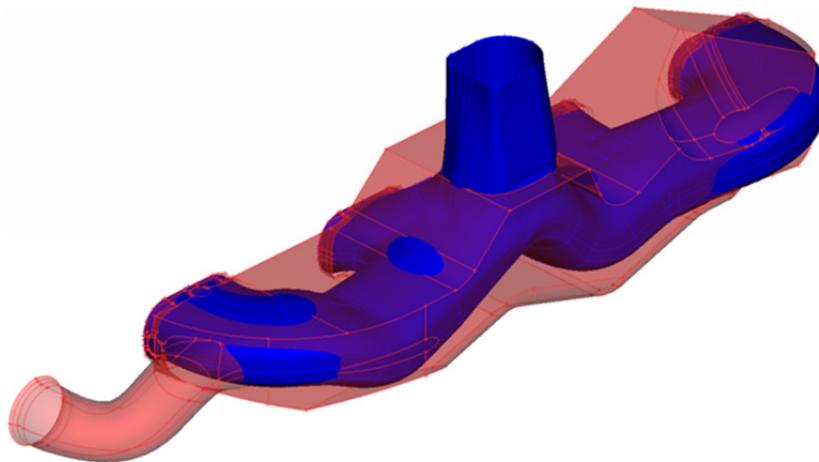


Abbildung 10: Optimierte AKM-Geometrie im verfügbaren Bauraum

2.3 Optimierung der Lagerung und der Turbinenstufe

Der Wirkungsgrad der Turbinenstufe wird auf dem Turbolader-Prüfstand der Volkswagen AG in der Regel über den kombinierten thermomechani-

schen Wirkungsgrad erfasst, der den isentropen Turbinenwirkungsgrad und den mechanischen Wirkungsgrad des Turboladers enthält. Zur Ermittlung der mechanischen Verluste muss zunächst die Reibleistung des Turboladers bestimmt werden. Diese kann mittels eines Reibleistungsprüfstands [6] im Hause der Volkswagen AG ermittelt werden. Um die verschiedenen Zustände des Turboladers im Motorbetrieb abbilden zu können, werden mehrere Versuche durchgeführt, die folgende Randbedingungen berücksichtigen:

- Öltemperatur- und Öldruckvariationen
- Aufprägung unterschiedlicher Axialkräfte
- Abbildung der Rotordynamik durch Konstruktion von Ersatzmassen

Anhand der experimentell gewonnenen Daten werden Polynome in Abhängigkeit von Drehzahl, Öltemperatur und -druck, so wie der Axialkraft definiert. In Abbildung 11 sind Reibleistungspolynome bei Standardbedingungen exemplarisch für die Basis- und eine reibleistungsoptimierte Lagerung dargestellt.

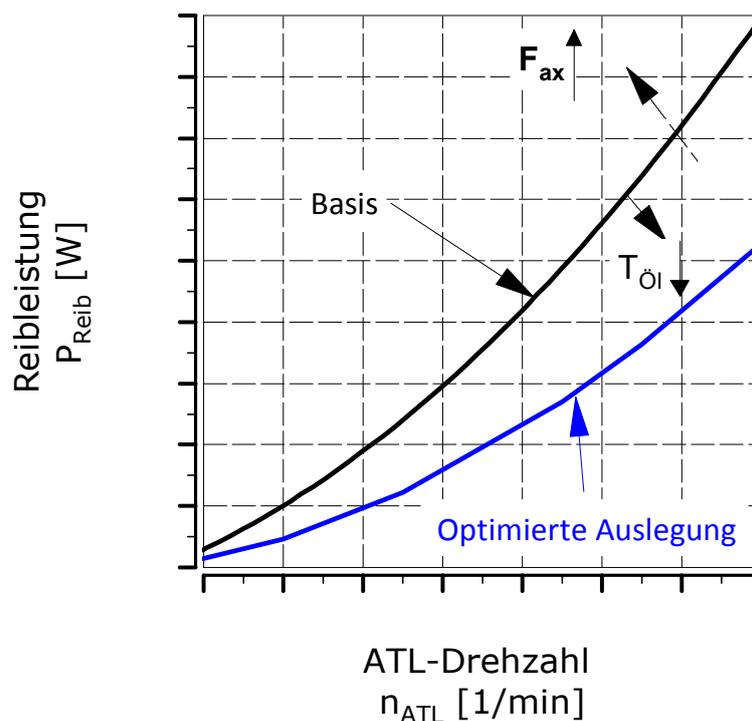


Abbildung 11: Reibleistungspolynome der Basislagerung und der optimierten Lagerung unter Standardrandbedingungen

Zur Bestimmung der Reibleistung im Motorbetrieb ist eine Messung oder 1D-Modellabschätzung der Axialkräfte des Turboladerrotors notwendig. Diese kann mit entsprechend instrumentierten Turboladern am Heißgas- oder Motorprüfstand ermittelt werden. Das Ergebnis ist eine Verteilung der resultierenden Rotoraxialkräfte im Motorkennfeld bzw. Verdichterkennfeld. Eine weitere Möglichkeit ist die Bewertung der Axialkräfte mit einen Axial-

kraftmodell, welches durch Messungen und CFD Simulationen kalibriert wird.

Mit dem Reibleistungspolynom, das von der Öltemperatur, dem Öldruck und der Axialkraft abhängt, wird die Verdichterleistung zur Turbinenleistung ins Verhältnis gesetzt, um den mechanischen Wirkungsgrad zu bestimmen. In Abbildung 12 ist die Reibleistung der Basislagerung abgebildet. Die gestrichelten Linien bilden die Mittelwerte der Basis und der optimierte Lagerung über den Neuen Europäischen Fahrzyklus (NEFZ) ab. Durch die Betriebspunkte des NEFZ und die daraus resultierende niedrige Turbinenleistung, ist der Beitrag der Lagerung nicht vernachlässigbar. Somit verbessert eine optimierte Lagerung das Verhalten des Motors im Fahrzyklus.

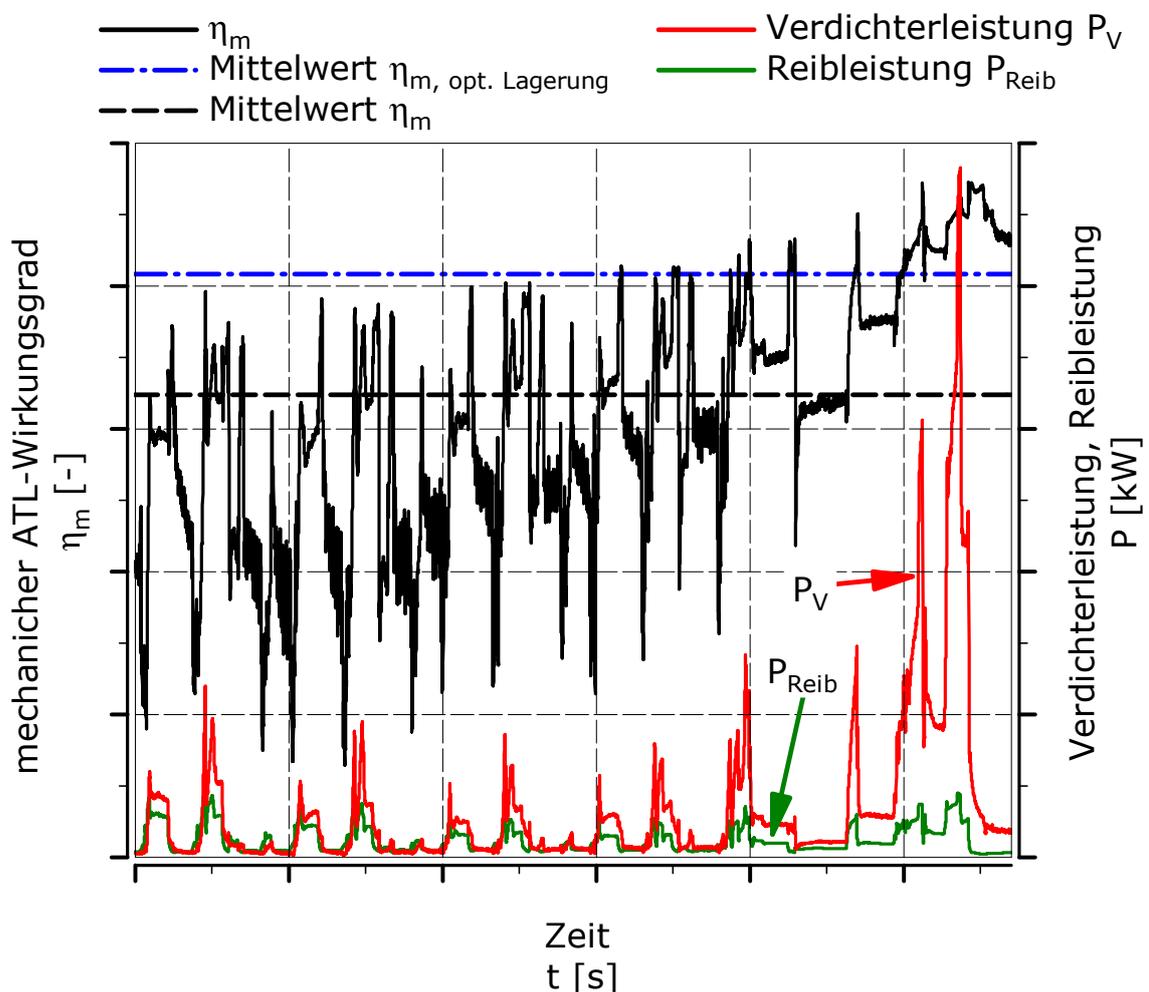


Abbildung 12: Mechanischer Wirkungsgrad des Abgasturboladers über den NEFZ Fahrzyklus, gestrichelt gezeigt werden die gemittelten Werte für die Basislagerung und die optimierte Lagerung; Verdichter- und Reibleistung über den Fahrzyklus

Die Abbildung 13 zeigt die Verdichterleistung im Motorkennfeld mit dem untersuchten NEFZ. Das Diagramm ist dabei in zwei Bereiche aufgeteilt. In dem einen Bereich herrscht ein großer Einfluss der Lagerung (unterer

Kennfeldbereich) und in dem anderen Bereich nimmt der Einfluss der Lagerung ab. Somit ist gerade der untere Kennfeldbereich für das Anfahren und für den Kundenverbrauch bei geringen Lasten von Bedeutung, da die Lagerung in dem Bereich einen starken Einfluss besitzt.

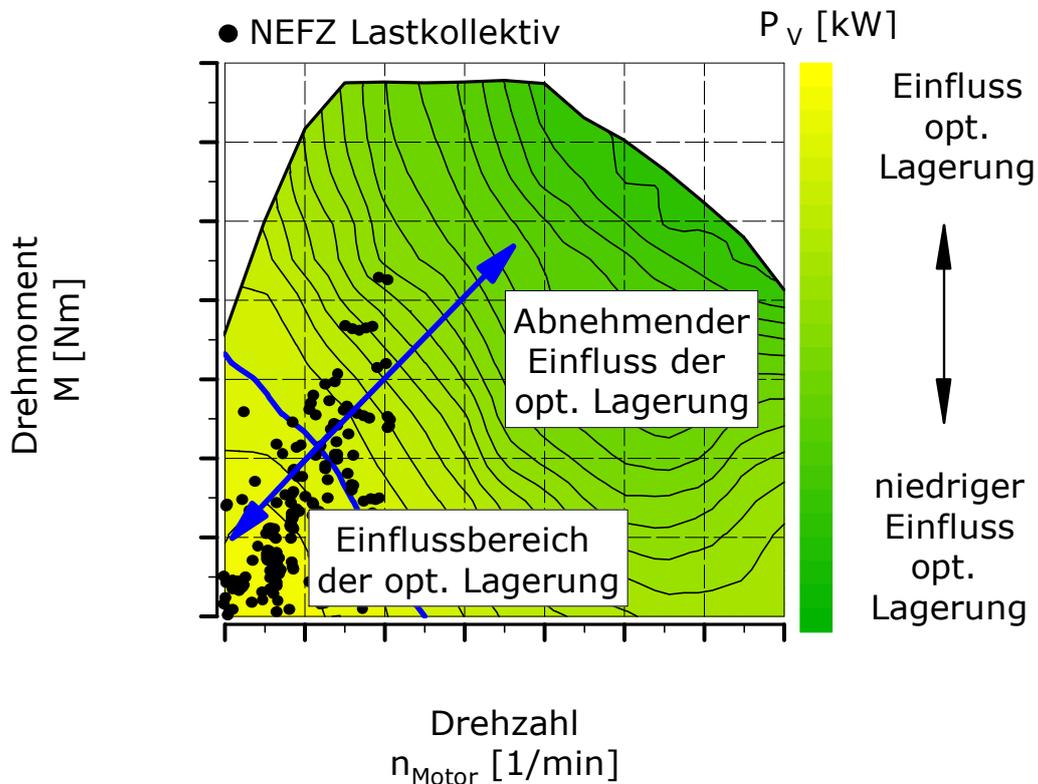


Abbildung 13: Verdichterleistung im Motorkennfeld. Die Punkte repräsentieren das NEFZ Lastkollektiv, die blau markierte Linie zeigt der Mittelwert über den Fahrzyklus.

Für die Optimierung der Turbinenstufe kann zunächst das Turbinenlaufrad so angepasst werden, dass die Strömung bei niedrigen Durchsätzen verlustfreier aufgenommen wird. Das kann durch Anpassung der Schaufelwinkel, analog zu der beschriebenen Methode in Abschn. 2.1, erreicht werden. Ein weiterer Optimierungsparameter ist das VTG-Modul. Durch Optimierung der Leitschaufelprofile und Variation der VTG Hauptabmessungen können die Wirkungsgradcharakteristiken bei unterschiedlichen VTG Stellungen an die Lastpunkte des NEFZ angepasst werden.

Das Wirkungsgradverhalten der Turbinenstufe konnte im NEFZ Bereich bei gleichem Trägheitsmoment verbessert werden. In Abbildung 14 ist ein Wirkungsgradvergleich der Turbinenstufen im Motorkennfeld dargestellt. Mit der Optimierung der Lagerung und der Turbinenstufe wurden folgende Vorteile erreicht:

- Verbesserung des thermomechanischen Wirkungsgrades durch Lageroptimierung bei niedrigen Durchsätzen und Druckverhältnissen unter Beibehaltung des Trägheitsmoments.
- Verbesserung der Charakteristik für den NEFZ Fahrzyklus durch eine Turbinenauslegung für niedrigere Durchsätze. D.h. der Betriebsbereich der Turbine wurde besser auf den Teillastbetrieb des Motors abgestimmt.
- Leichte Verschlechterung des Turbinenwirkungsgrades bei Nennleistung (kann durch die Optimierung der Peripherie - Ansaugstrecke, Abgaskrümmen - teilweise kompensiert werden).

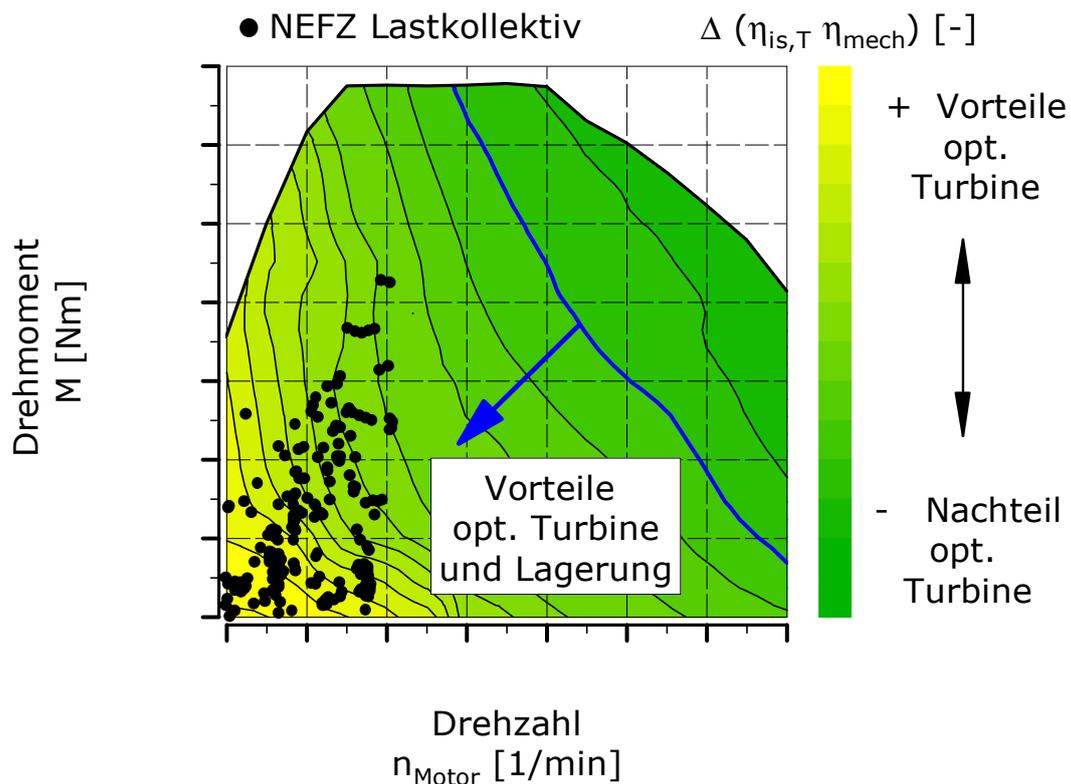


Abbildung 14: Vergleich des thermomechanischen Wirkungsgrades der Turbinenstufen im Motorkennfeld.

3 Bewertung der Optimierungsmaßnahmen am Motormodell

Die Auswirkung der zuvor vorgestellten Optimierungsschritte an den Turboladerkomponenten und den zugehörigen Peripherieteilen der Luft- und Abgasstrecke auf das Betriebsverhalten des Motors müssen im Entwicklungsprozess bewertet und eingeordnet werden können. Zu diesem Zweck wird ein auf verschiedene stationäre Vollast und Teillastpunkte abgeglichenes 1D-Ladungswechselmodell eines TDI[®]-Motors in GT-Power erstellt. Die Kalibrierung des Modells erfolgt anhand von Prüfstandsdaten eines realen TDI[®]-Motors. Mit Hilfe des 1D-Ladungswechselmodells werden an-

schließlich die in den einzelnen Optimierungspaketen erreichten Performanceveränderungen modelliert und bewertet. Dies erfolgt entweder durch Berücksichtigung des jeweiligen Einflusses im Verdichter- bzw. Turbinenkennfeld oder direkt durch entsprechende Modellanpassungen, beispielsweise des Druckverlustes in der Ansaugstrecke. Die Auswirkungen der Optimierungen auf den Motor im Vergleich zur Basisvariante werden an verschiedenen Motorbetriebspunkten untersucht. Dabei werden sowohl im NEFZ verbrauchsrelevante Motorteillastpunkte als auch Motorvolllastpunkte betrachtet. Eine Auswahl dieser Punkte ist in Abbildung 15 zusammen mit der Motorvolllastlinie und einem beispielhaften Drehmomentverlauf im NEFZ-Zyklus über der Motordrehzahl dargestellt.

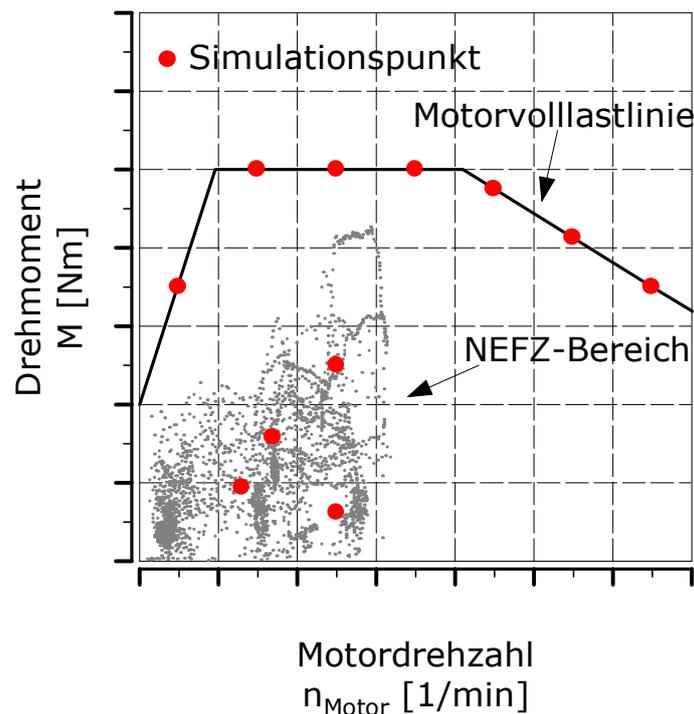


Abbildung 15: Auswahl der verwendeten Simulationspunkte im Volllast- und Teillastbereich

Aus den Simulationsergebnissen kann der jeweilige Performancevorteil (z.B. spezifischer Kraftstoffverbrauch) der einzelnen Optimierungsmaßnahmen in einem bestimmten Motorbetriebsbereich abgeschätzt werden. Darüber hinaus können die Optimierungsmaßnahmen untereinander, hinsichtlich ihres Performance-Potentials in verschiedenen Betriebsbereichen, verglichen werden.

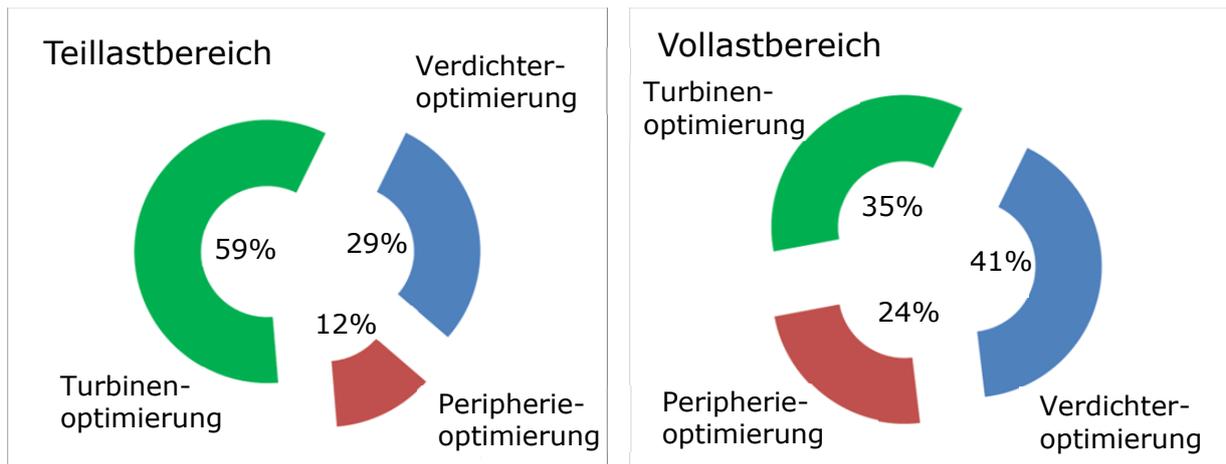


Abbildung 16: Relatives Performance-Potential am Turbolader im MDB

Abbildung 16 zeigt das relative Performance-Potential der einzelnen Optimierungsmaßnahmen. Im NEFZ Teillastbereich zeigen die Optimierungen der Turbine das höchste Performance-Potential, wobei der dargestellte Anteil der Turbinenoptimierung die Reibleistungsoptimierung der Lagerung beinhaltet. In diesem Bereich zeigen die Strömungsoptimierungen der Ansaugstrecke und des Abgaskrümmers im Vergleich zu den anderen Maßnahmen nur ein kleines Potential auf. Im Vollastbereich, also bei hohen Massenströmen, erhöht sich der relative Anteil der Peripherieoptimierungen. Die Optimierungen am Verdichter und an der Turbine zeigen an der Vollast vergleichbare Performance-Potentiale.

4 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der Entwicklung eines einstufig aufgeladenen 140kW TDI[®]-Motors kamen unterschiedliche Optimierungsmethoden zum Einsatz. Die Ergebnisse dieser Optimierungsstudien für das Aufladesystem (Turbolader mit Peripherie) zeigen die durch den systematischen Einsatz von Optimierungsmethoden zu erwartenden Performance-Potentiale für den Dieselmotor auf. Es wurde gezeigt, dass für die heutigen, hochaufgeladenen Dieselmotoren ein einfaches Matching bestehender Turbolader nicht mehr ausreicht. Zum Erreichen der ehrgeizigen Zielwerte für Systemwirkungsgrad, dynamisches Ansprechverhalten und Systemrobustheit, die aus den Anforderungen und Randbedingungen der heutigen Zeit resultieren, muss das Aufladesystem spezifisch auf die Betriebseigenschaften und Zielwerte des Dieselmotors abgestimmt werden.

Darüber hinaus wurde gezeigt, dass die unterschiedlichen Komponenten des Aufladesystems, je nach Betriebsbereich des Dieselmotors im Fahrzeug, über unterschiedliche Performance-Potentiale verfügen. Im Teillastbereich dominieren die Einflüsse der Betriebseigenschaften von Turbine und Lagerung. Im Vollastbereich nehmen die Einflüsse des Verdichters und der den Turbolader umgebenden Peripherie stark zu.

Literatur

- [1] Volkswagen Aktiengesellschaft, Nachhaltigkeitsbericht 2013 / Im Internet: www.volkswagen.com/nachhaltigkeit, Veröffentlichung: 13. Mai 2014.
- [2] H.-J. Neußer, J. Kahrstedt, H. Jelden, R. Dorenkamp, T. Düsterdiek: Die EU6-Motoren des Modularen Dieselbaukastens von Volkswagen – innovative motornahe Abgasreinigung für weitere NO_x- und CO₂-Minderung. 34. Internationales Wiener Motorensymposium, Wien, 2013
- [3] U. Weiß, G. Pamio, Dr. H. Lörch, R. Bauer, J. Kahrstedt, Dr. T. Düsterdiek, Dr. T. Schütte, Dr. M. Kösters: The new EU6 R4 and V6 TDI Engines from Volkswagen and Audi - Integration of SCR Functionality in a Close-Coupled Diesel Particulate Filter / 22nd Aachen Colloquium Automobile and Engine Technology 2013
- [4] F. Frese, J. Einzinger, J. Will: Design optimisation of an impeller with CFD and Meta-Modell of optimal Prognosis (MoP). 10th International Conference on Turbochargers and Turbocharging, London, 2012
- [5] J. Einzinger: Robust Design Optimization of an Axial Compressor. Weimarer Optimierungs- und Stochastiktage, Weimar, 2014
- [6] P. Scheller, M. Findeisen, D. Hagelstein, J. Theobald: Neue Methode zur Bewertung des transienten Turboladerverhaltens für die Volkswagen TSI-Motoren, 18. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2013.