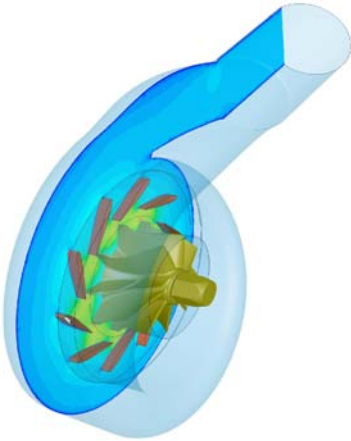


**driven**  
*by knowledge*



Dipl.-Ing. Holger Gabriel, Dr. Frank Schmitt, Dr.-Ing.  
Mathias Weber, Dipl.-Ing. Robert Lingenauber, Dipl.-Ing.  
Hans-Peter Schmalzl

**Neue Erkenntnisse bei der variablen  
Turbinen- und Verdichtergeometrie  
für die Anwendung in Turboladern  
für Pkw-Motoren**

Veröffentlicht: Mai 2002

**Academy**



**BorgWarner  
Turbo Systems**

# Neue Erkenntnisse bei der variablen Turbinen- und Verdichtergeometrie für die Anwendung in Turboladern für Pkw-Motoren

## 1. Einführung

Die Abgasgesetzgebung mit ihren strengen Vorschriften für Abgasemissionen und die Forderung nach Verbrauchsreduktion für Pkws bestimmen die Entwicklung neuer Motoren. Die Abgasturboaufladung stellt neben dem Einspritzsystem und der Motorsteuerung eine wichtige technische Komponente zur Erfüllung künftiger Emissions- und Verbrauchsanforderungen dar. Beim Dieselmotor ist die Turbine mit variabler Leitschaufelgeometrie (VTG) bereits Stand der Technik und hat zu wesentlichen Verbesserungen bezüglich Verbrauch und Fahrdynamik geführt.

Die Vorteile des aufgeladenen DI-Dieselmotors können auf den Ottomotor übertragen werden. Bei der Aufladung von Ottomotoren ist ein Turbolader mit Abblaseklappe (Waste-Gate Lader) derzeit Stand der Technik [1]. Eine gegenüber dem einflutigen Waste-Gate Lader verbesserte Ausnutzung der Abgasenergie wird mit einer 2-flutigen Turbine (Twin Scroll) erzielt. Diese Technik führt durch die Absenkung des Abgasgedrucks aufgrund einer verbesserten Ausnutzung des dynamischen Anteils der Abgasenergie zu einer Verbrauchsreduktion oder Drehmomenterhöhung je nach Auslegungsziel. Für die Entwicklung von Aufladesystemen für Ottomotoren müssen besondere Anforderungen hinsichtlich Abgastemperatur [2] und Durchsatzbereich erfüllt werden. Mit der Entwicklung eines bis 1050°C beständigen Waste-Gate Turboladers hat BWTS diese Anforderung erfüllt. Bei einer VTG für ottomotorische Anwendung stellen diese besonderen Anforderungen eine große Herausforderung an die Konstruktion dar.

Die Entwicklung aufgeladener, kleinvolumiger Motoren führt zu einer erhöhten Leistungsdichte mit einer Verbrauchsreduktion im Vergleich zu großvolumigen Saugmotoren (Downsizing). Um das im Vergleich zum maximalen Drehmoment und der Leistung bei Nenndrehzahl etwas schwache Anfahrtdrehmoment auszugleichen, werden weitere Entwicklungen im Bereich der Abgasturboaufladung vorangetrieben [3]. Lösungen, die diesem Kundenwunsch entsprechen, bieten Turbolader mit variablem Verdichter und Turbine, die 2-stufige Aufladung [4] sowie die Kombination von Turbolader und eBooster™ [5]. Das erhöhte Anfahrtdrehmoment erfüllt die Forderung des Kunden nach hoher Fahrdynamik und entsprechendem Fahrkomfort.

Mit den wachsenden Ansprüchen an die Aufladung entwickelt sich der Turboladerhersteller zum Systemlieferanten. Ein Beispiel für die Komplexität innerhalb der Motorenentwicklung ist das Zusammenwirken von Abgasturbolader und Motor. Simulationsmodelle unterstützen die Untersuchung der gegenseitigen Beeinflussung. Mit Hilfe der Motorprozeßrechnung kann die Auslegung des Abgasturboladers nicht nur verbessert, sondern auch beschleunigt werden. Das ist unter dem Druck immer kürzerer Entwicklungszeiten von hoher Bedeutung.

Die Konzepte zur Verbesserung des Anfahrtdrehmoments und Verbrauchsreduktion durch 2-stufig geregelte Aufladung, den Einsatz eines eBoosters™ oder die Verwendung von Turbinen und Verdichtern mit variabler Geometrie können schon in einem frühen Entwicklungsstadium untersucht werden. Von wachsender Bedeutung ist die Untersuchung des transienten Verhaltens von aufgeladenen Motoren. Das Instationärverhalten des Motors kann mit einem Ladungswechselprogramm ebenfalls abgebildet werden. Die Simulation instationärer Vorgänge bietet sich bei der Untersuchung des eBoosters™ als auch bei der 2-stufig geregelten Aufladung an, um eine geeignete Regelungsstrategie zu ermitteln.

Durch eine stetig zu verbessernde Nutzung des Bauraums gehen einige Fahrzeughersteller dazu über, Abgaskrümmen und Turbinengehäuse aus einem Teil einzusetzen. Die Auslegung und rechnerische Optimierung mit Hilfe von Finite-Elemente-Methode (FEM) sind dabei Aufgabe des

Turboladerherstellers. FEM-Berechnung ist jedoch nicht Gegenstand dieses Artikels. Aber auch bei der Frage nach der Katalysatoranströmung ist der Zulieferer als Systemlieferant gefragt. Die 3-dimensionale Strömungsberechnung (CFD) zeigt die Strömungsverteilung im Abgasrohr und hilft bei der Entwicklung standfester Abgasanlagen.

Durch Kosten- und Zeitdruck gewinnt die Simulation immer mehr an Bedeutung. In den folgenden Kapiteln sollen Beispiele für die Anwendung der Motorprozeßrechnung und den Einsatz von CFD dargestellt werden.

## **2. Abgasturbolader mit Variabler Turbinengeometrie (VTG)**

Ein Ziel einer geregelten Turbine ist, den in der Praxis nutzbaren Durchsatzbereich bei guten Wirkungsgraden zu erweitern. Dazu wird die Turbinenleistung durch Veränderung von Anströmungswinkel und –geschwindigkeit am Turbinenradeintritt geregelt. Im Fall der VTG-Turbolader von BWTS geschieht dies durch vor dem Turbinenrad angeordnete Leitschaufeln, wie in den Abb. 1a und b für minimal und maximal geöffnete Schaufelposition dargestellt ist.

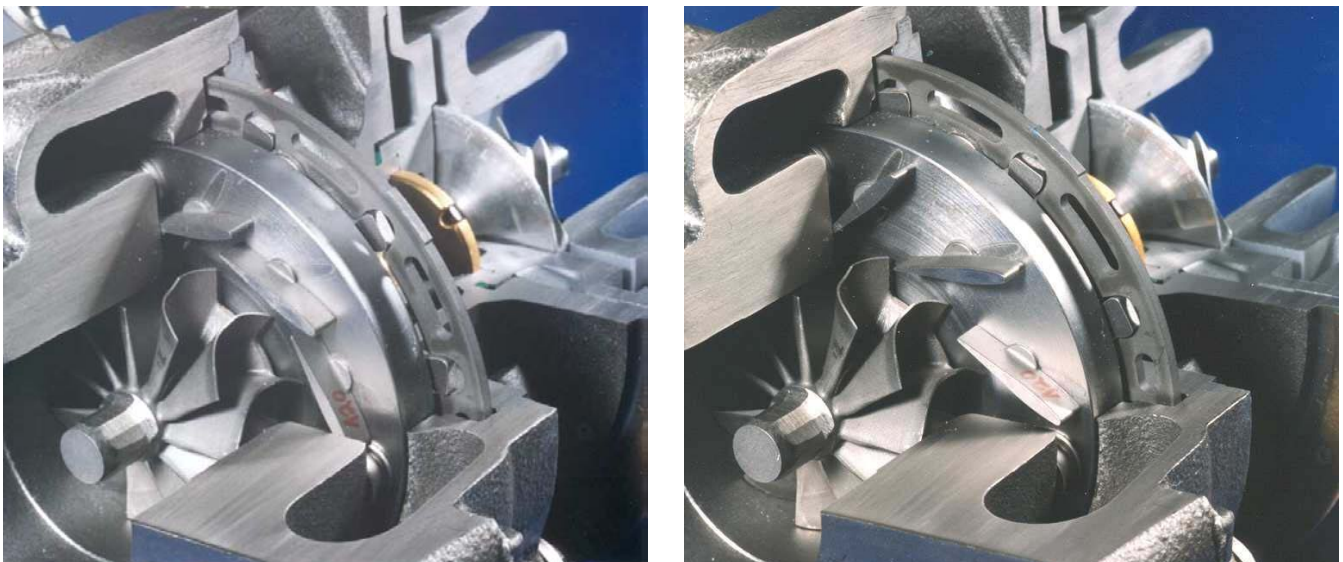


Abb. 1: Schnitt durch einen Abgasturbolader mit variabler Leitschaufelgeometrie in geschlossener und geöffneter Position

In geschlossener Position führen hohe Umfangskomponenten der Strömungsgeschwindigkeit zu einer hohen Turbinenleistung und damit einem hohen Ladedruck. In voll geöffneter Position erschließt sich der maximale Durchsatz der Turbine bei hohem zentripetalem Anteil des Geschwindigkeitsvektors der Strömung. Der Vorteil dieser Leistungsregelung gegenüber einer Bypass Regelung liegt darin, dass immer der volle Abgasmassenstrom über die Turbine geleitet und zur Leistungsumsetzung genutzt wird. Die Ansteuerung der Schaufeln erfolgt durch Hebel, die über einen im Turbinengehäuse untergebrachten Verstellring angesteuert werden. Dieser wiederum kann über eine Reihe von verschiedenen pneumatischen oder elektrischen Stellern angetrieben werden.

BWTS bietet zur Zeit verschiedene Baugrößen von Abgasturboladern mit variabler Turbinengeometrie für Dieselmotoren an, die eine Bandbreite von 1,2l (BV35) bis 3,2l Hubraum (BV50) pro Turbolader abdecken; in Motorleistungen ausgedrückt bedeutet dies eine Spanne von 50kW bis 180kW pro Turbolader. Jede Ausführung deckt dabei eine wirtschaftlich nutzbare Durchsatzspanne (Verhältnis von maximalem zu minimalem Durchsatz) von mindestens 3 ab. Um dies zu realisieren, hat BWTS eine

Reihe von sog. „High-Flow“-Turbinenrädern entwickelt, die einen vergrößerten Durchsatzbereich bei hervorragenden Wirkungsgraden bieten.

Eine weitere Verbreiterung des Turbinenkennfeldes entsteht durch die Kombination von Turbine mit variabler Turbinengeometrie und Abblasung über ein Waste-Gate (Waste-Gate VTG). Im Unterschied zu einem Abgasturbolader mit Waste-Gate als einzigem Regelorgan ist es jedoch thermodynamisch sinnvoll, nur einen deutlich geringeren Abgasmassenstrom (10-15% statt bis zu 50%) an der Turbine vorbeizuleiten. Im vorliegenden Beispiel (Abb. 2) verbessert sich der Turbinenwirkungsgrad im Nennleistungspunkt um bis zu zehn Prozentpunkte bei gleichzeitig reduziertem Abgasdruck.

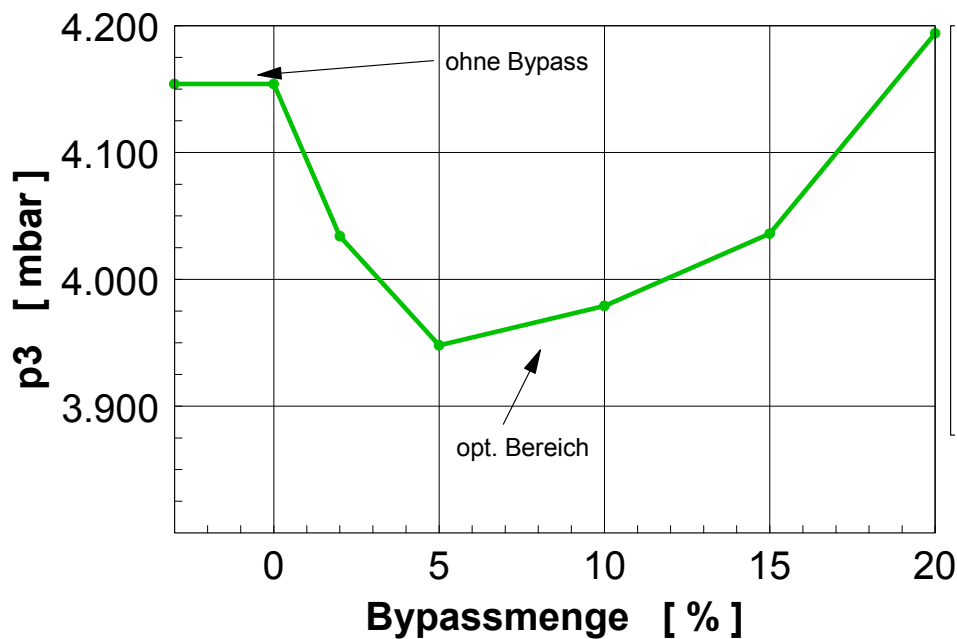


Abb. 2: Abgasdruck über Bypassmenge einer VTG mit integriertem Bypass im Nennleistungspunkt eines DI-Dieselmotors

Die Anforderungen an Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie sind in den vergangenen Jahren stetig angestiegen. War vor einiger Zeit noch eine Literleistung von 35kW/l ausreichend, so liegt der aktuelle Stand der Technik bei 50-58kW/l. Mit verbesserter Abgasturboladertechnik wird eine literspezifische Leistung von Werten bis 65kW/l erreicht werden. Als Folge dieser höheren Anforderungen steigen Abgastemperaturen und Druckverluste im Abgassystem. Zur Zeit sind BWTS Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie für Abgastemperaturen bis 850°C verfügbar, in Zukunft wird es Turbolader für Dieselmotoren mit Abgastemperaturen bis zu 900°C geben.

Eine weitere Steigerung der Temperaturbeständigkeit des VTG-Apparates ist für den Einsatz an Ottomotoren notwendig. BWTS sieht die Möglichkeit, mit Abgasturboladern mit einer variablen Leitschaufelgeometrie die Effizienz moderner Otto-Motoren noch weiter zu steigern. Bei Motorversuchen hat sich gezeigt, dass gerade im unteren Drehzahlbereich stationäre Drehmomentsteigerungen bis zu 20% bei verbessertem Ansprechverhalten gegenüber einem Abgasturbolader mit Waste-Gate Regelung möglich sind. Abb. 3 zeigt, dass die Verbesserung des Drehmoments einen Verbrauchsnachteil von maximal 3% in diesem Bereich zur Folge hat, im höheren Drehzahlbereich entstehen Verbrauchsvorteile

von bis zu 8% bei gleicher Leistung. Der Wirkungsgradvorsprung und die Erhöhung des Motordrehmoments durch den Turbolader mit variabler Turbinengeometrie im Vergleich zum Waste-Gate Turbolader überwiegt die leichten Verbrauchsnachteile im unteren Drehzahlbereich deutlich.

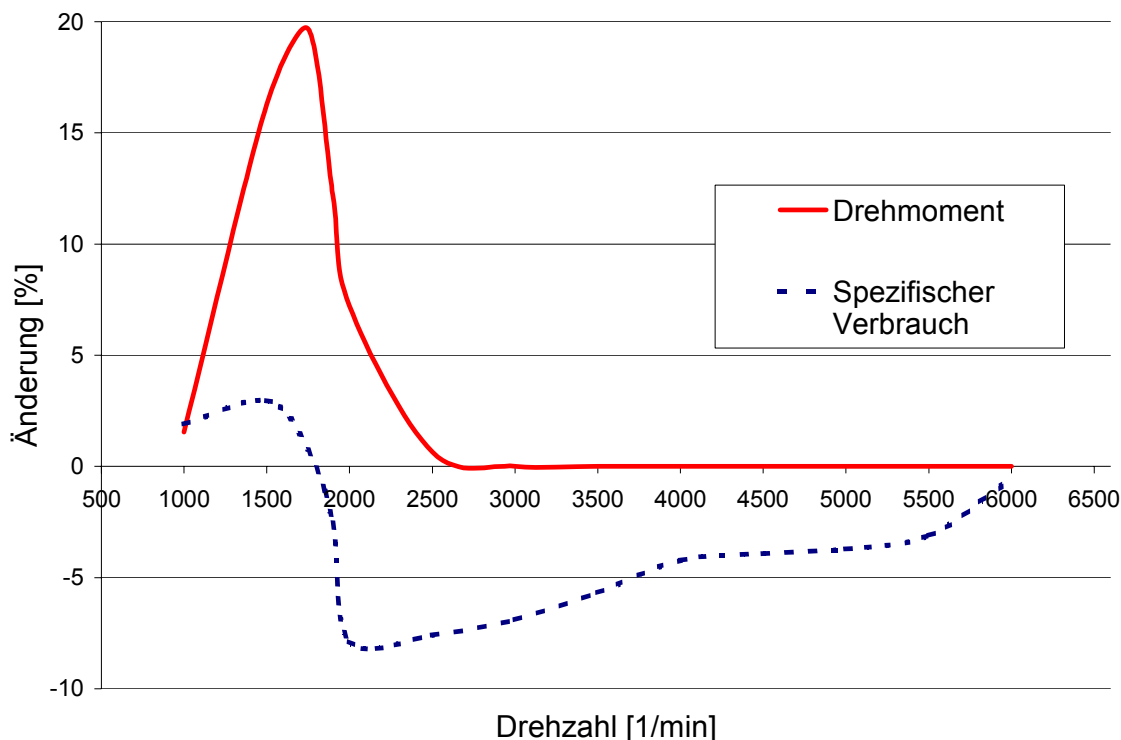


Abb. 3: Veränderung von Drehmoment und Verbrauch bei Einsatz einer VTG am Ottomotor im Vergleich zu einem Waste-Gate Abgasturbolader

Die Auslegung des Aufladesystems kann durch die Motorprozeßrechnung unterstützt werden. Bei der Motorprozeßrechnung wird ein eindimensionales mathematisches Modell erstellt, das die Betriebsverhältnisse am Motor sehr genau abbildet. Dieses Modell enthält die Geometriedaten der Frischluft- und Abgasseite, Werte für die Wandtemperaturen, Einlaß- und Auslaßkanal mit Durchflußwerten, Zylinder- und Kolbengeometriedaten, Informationen zum Einspritzsystem einschließlich Verbrennung, Ventilerhebungskurven und weitere Motordaten. Als Randbedingungen werden der Umgebungsdruck und -temperatur vorgegeben. Der Druckabfall im Luftfilter und dem Ladeluftkühler sowie dem Abgassystem werden berücksichtigt. Verdichter und Turbine werden mit Hilfe von stationär gemessenen Kennfeldern aus Brennkammerversuchen in das Modell integriert.

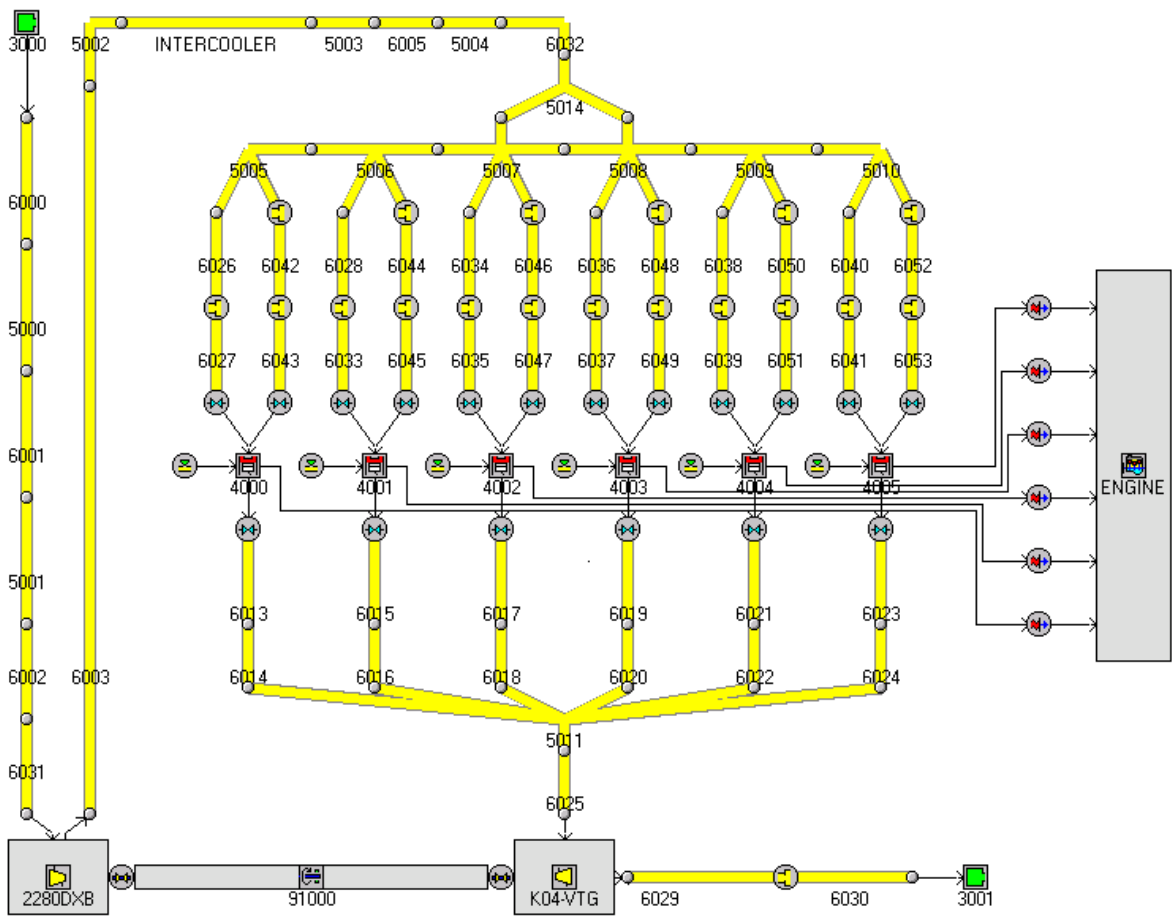


Abb. 4: Simulationsmodell für einen 6-Zylinder Dieselmotor mit variabler Turbinengeometrie

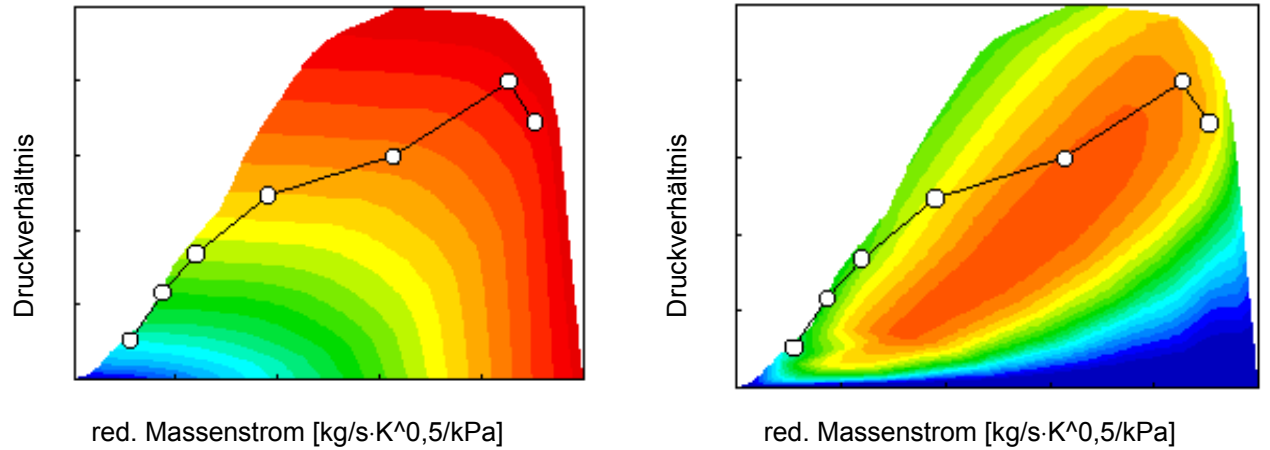


Abb. 5: berechnete Drehmomentkurve im Verdichterkennfeld (Verdichterdrehzahl bzw. Wirkungsgrad hinterlegt)

Bei einer variablen Geometrie (z.B. VTG) müssen mehrere Kennfelder für unterschiedliche Stellungen des Leitapparates aufgenommen werden. In Abb. 4 ist ein Simulationsmodell eines 6-Zylinder Dieselmotors mit variabler Turbinengeometrie dargestellt. Das verwendete Simulationsprogramm ist GTPower [6]. Für verschiedene Drehzahlen lassen sich Kennwerte wie Leistung, Drehmoment Kraftstoffverbrauch und Verbrennungsluftverhältnis berechnen. Für die Auslegung von Verdichter und Turbine ist die Lage der Drehzahlpunkte im Kennfeld wichtig. Als Beispiel ist in Abb. 5 die Drehmomentlinie im Verdichterkennfeld dargestellt. Die Bilder zeigen das Druckverhältnis über dem reduzierten Massenstrom für den Verdichter. Im linken Bild ist die reduzierte Laderdrehzahl hinterlegt, rechts der Wirkungsgrad des Verdichters.

Durch die seit Jahren gesammelte Erfahrung von BWTS bei der Anwendung der 3-dimensionalen Strömungsberechnung (CFD) in der Turboladerentwicklung können bereits in einem frühen Entwicklungsstadium anhand der Berechnungsergebnisse geeignete Varianten selektiert werden, so dass zeit- und kostenaufwendige Versuche reduziert werden können. In Abb. 6a, b sind CFD-Berechnungsergebnisse der Turbinendurchströmung eines K03 VTG Abgasturboladers dargestellt. Hierbei wurden in beiden Abbildungen zur Verdeutlichung der Turbinengeometrie jeweils zwei unterschiedliche Perspektiven gewählt. In Abb. 6a ist die Geschwindigkeitsverteilung des Abgases dargestellt, in Abb. 6b ist, mit axialer Ansicht auf den Turbinenradaustritt, die statische Druckverteilung abgebildet. Zusätzlich sind in den Abbildungen das Turbinenrad, die Leitschaufeln und in Abb. 6b die Distanzhülsen als ‚weiße Strömungsraumbegrenzungen‘ erkennbar. Diese Simulationsergebnisse geben wichtige Hinweise auf die optimale konstruktive Ausbildung der Leitschaufelgeometrie und der Spiralkonstruktion.

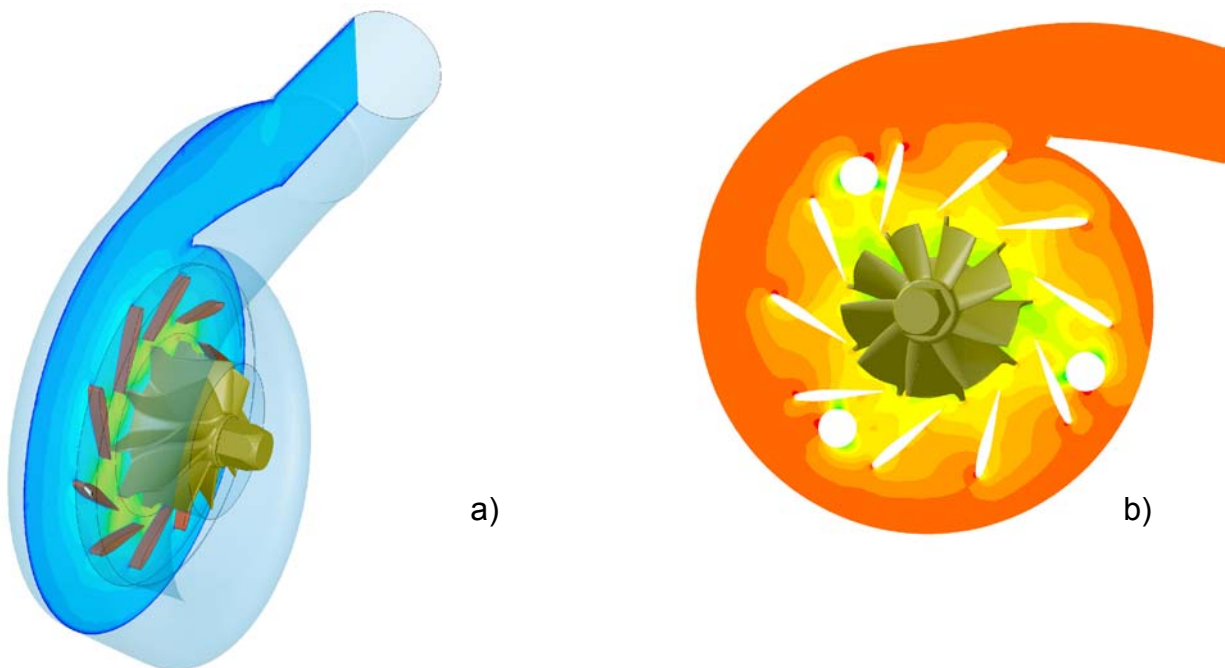


Abb. 6: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung bzw. Verteilung des statischen Druckes im Turbinengehäuse; Leitapparat und Turbinenrad eines K03 VTG-Abgasturbolader; Schnitt auf halber Höhe der Turbinenleitschaufeln

Eine vergleichende Darstellung zwischen gemessenen und berechneten Turbinenkennlinien ist in Abb. 7 dargestellt. Hierin ist der Massendurchsatzkoeffizient  $m_{DK}$  über dem Turbinendruckverhältnis  $\pi_T$  aufgetragen; es wurden jeweils identische Umfangsgeschwindigkeiten  $u$  bei zwei Schaufelstellungen verglichen. Bei der geringen Umfangsgeschwindigkeit von  $u = 150\text{m/s}$  und annähernd geschlossenen Schaufeln zeigen die Kurven Unterschiede auf. Diese Abweichungen

sind zum Teil in den nicht exakt identischen Schaufelstellungen beim Vergleich von Versuch und Simulation begründet. Hingegen zeigen die Ergebnisse bei der oberen der in Abb. 7 dargestellten Kurven (entsprechend einer stärker geöffneten Schaufelstellung) und den beiden größeren Umfangsgeschwindigkeiten von  $u = 290$  bzw.  $370\text{m/s}$  eine gute Übereinstimmung und einen gleichen Verlauf. Somit bilden die durchgeführten CFD-Berechnung bezogen auf den Massendurchsatzkennwert  $m_{DK}$  die Strömungsvorgänge in der Turbine gut ab. Zusätzlich bestätigt ein durchgeführter Vergleich der berechneten und mittels Lasermessung bestimmten Turbinenabströmung die Gültigkeit des aufgebauten Systems.

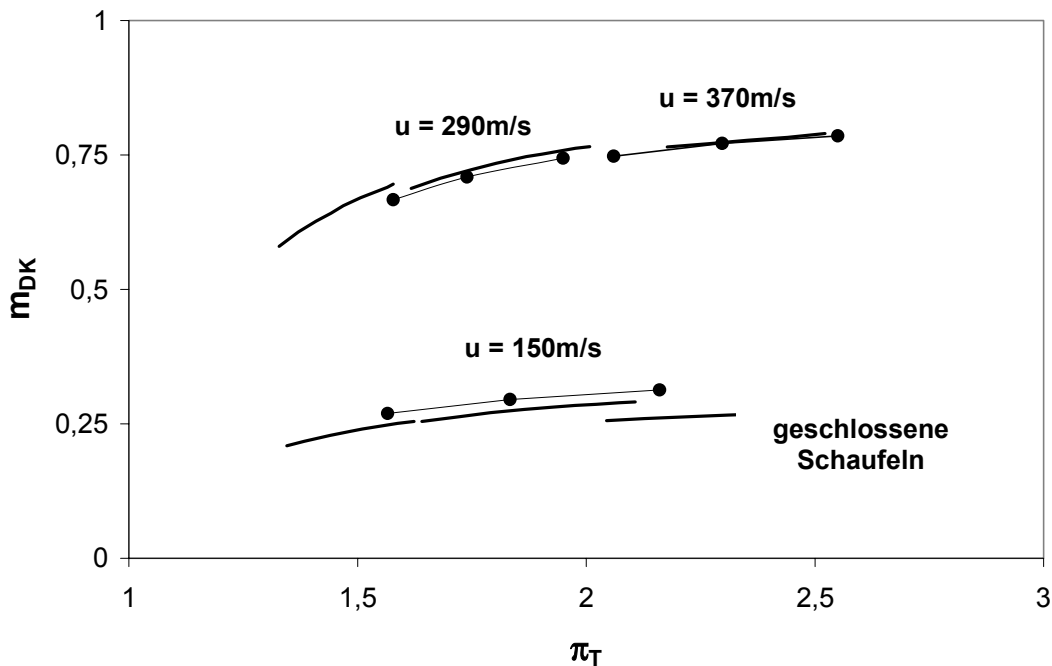


Abb. 7: Vergleich zwischen gemessenen und berechneten Turbinenkennlinien eines KP35 VTG-Abgasturboladers

Die Berechnungsergebnisse und die daraus abgeleitete Beurteilung der Strömungsbilder fließen in die thermodynamische Weiterentwicklung der gesamten VTG ein. Hierzu dienen auch die aus der Strömungssimulation errechneten Schaufelmomente der einzelnen Leitschaufeln, aus denen die erforderlichen Stellkräfte des Regelorgans bestimmt werden können. In Abb. 8 sind die Summen der Schaufelmomente der in Abb. 6 dargestellten K03 Turbine bei kleinem, mittlerem und hohem Turbinendurchsatz dargestellt. Mit steigendem Turbinenmassenstrom wurde die Leitschaufelstellung von einer geschlossenen, über eine mittlere bis hin zu einer geöffneten Position modelliert. Es ist zu erkennen, dass zum einen keine Vorzeichenumkehr der Schaufelmomente vorhanden ist und zum anderen die höchsten Werte bei dem hohen Durchsatz erreicht werden. Mit Hilfe dieser Berechnung war es möglich den Schaufelkraftverlauf an die Stellkraftcharakteristik eines E-Stellers anzupassen.



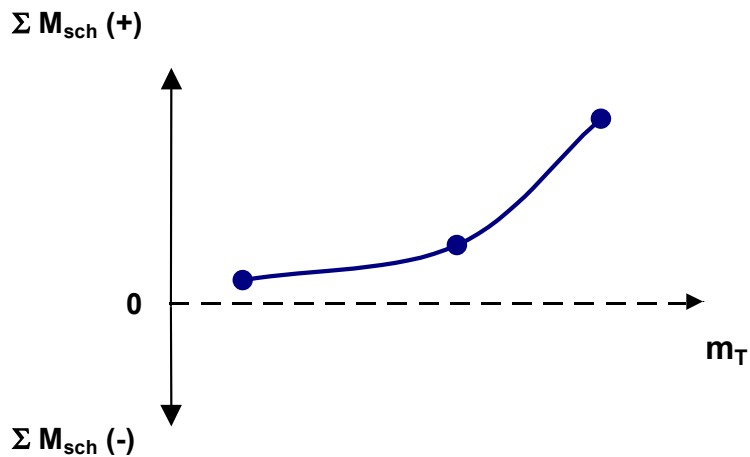


Abb. 8: Summe der Schaufelmomente  $M_{sch}$  dargestellt über dem Turbinenmassenstrom eines VTG-Abgasturboladers

### 3. Abgasturbolader mit Variabler Verdichtergeometrie (Vordrallregler)

Aus der Forderung der Motorenhersteller nach der Erzielung des maximalen Drehmoments bei geringen Motordrehzahlen ergibt sich die Aufgabenstellung für BWTS zur Entwicklung von Aufladesystemen mit einem möglichst breiten Arbeitsbereich.



Abb. 9: D-flow Verdichterrad

Auf der Turbinenseite ist diese Anforderung durch die Anwendung der VTG-Technik mit Hi-Flow Turbinenrädern erfüllt, so dass dieser nun erweiterte Arbeitsbereich im Gegenzug auch verdichterseitig verfügbar sein muss.

Durch die Entwicklung der neuen D-Flow Verdichterradbaureihe wurde von BWTS dieser Forderung nach einem verbreiterten Verdichterkennfeld bei zusätzlich gesteigerten Druckverhältnissen und sehr guten Wirkungsgraden entsprochen (s. Abb. 9). Zusätzlich ermöglicht die festigkeitsoptimierte Verdichterradgeometrie einen Betrieb bei hohen Drehzahlen und hoher Lebensdauer.

Aktuell wird bei BWTS, aufgrund der beschriebenen, weiter steigenden Forderungen - insbesondere bei hochaufgeladenen Motoren - ein System zur Regelung des Verdichters untersucht. Generell sind hierbei Regelungen mittels Vor- und Nachleitbeschauelung bzw. Bypassregelung möglich. Am Beispiel der Vordrallregelung wird von BWTS die Umsetzung einer bereits bekannten Technik in ein in der Serienfertigung darstellbares, kostengünstiges System erarbeitet. Die Einflußnahme eines in der Zuströmung des Verdichters angebrachten Vorleitapparates auf das Verdichterkennfeld wird im folgenden beschrieben.

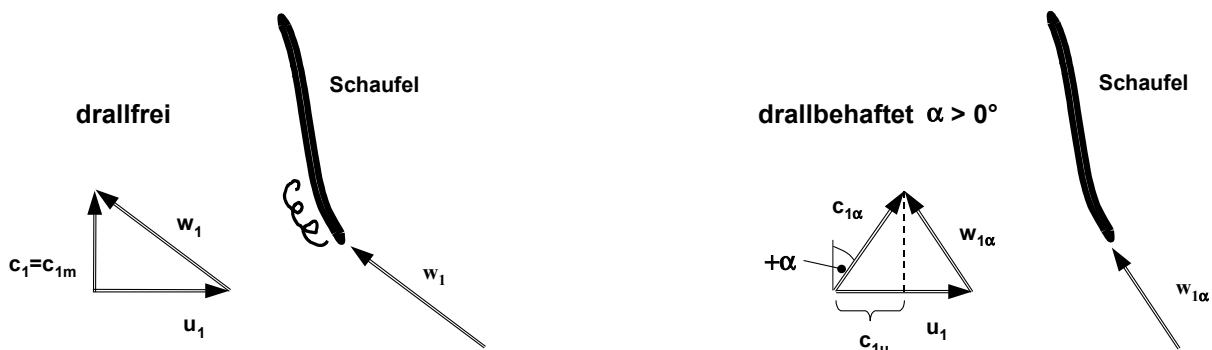


Abb. 10: Geschwindigkeitsdreiecke am Verdichtereintritt bei  $u = \text{const.}$

In Abb. 10 sind für einen Verdichter-Betriebspunkt die Strömungsvektoren der Absolutgeschwindigkeit  $c_1$ , Relativgeschwindigkeit  $w_1$  und Umfangsgeschwindigkeit  $u_1$  am Verdichterradeintritt in den sogenannten Geschwindigkeitsdreiecken dargestellt. Durch die Änderung des Zuströmwinkels  $\alpha$  wird die Umfangskomponente der Absolutgeschwindigkeit  $c_{1u}$  beeinflusst. Hierbei stellt  $\alpha=0^\circ$  den drallfreien und  $\alpha > 0^\circ$  den drallbehafteten Zustand dar. Die resultierende Schaufelanströmung ist in Abb. 10 für den drallbehafteten und drallfreien Zustand aufgetragen, wobei die im drallfreien Zustand auftretenden Ablösungen ( $\Leftrightarrow$  Stoßverluste) angedeutet sind. Aus dieser Änderung der Laufradanströmung wird neben der Schaufelanströmung auch der Laufradumsatz (gemäß der Eulerschen Turbinengleichung) beeinflusst. Somit ergeben sich bei Mitdrall ( $\Leftrightarrow \alpha > 0^\circ$ ) Verdichterkennlinien, welche zu kleineren Volumenströmen hin verschoben sind (s. Abb. 11).

Aus Abb. 11 ist ersichtlich, dass die Gesamtkennfeldbreite zunimmt und dadurch bereits bei niedrigsten Motordrehzahlen ein hoher Ladedruck gehalten werden kann ohne die Pumpgrenze des Verdichters zu erreichen.

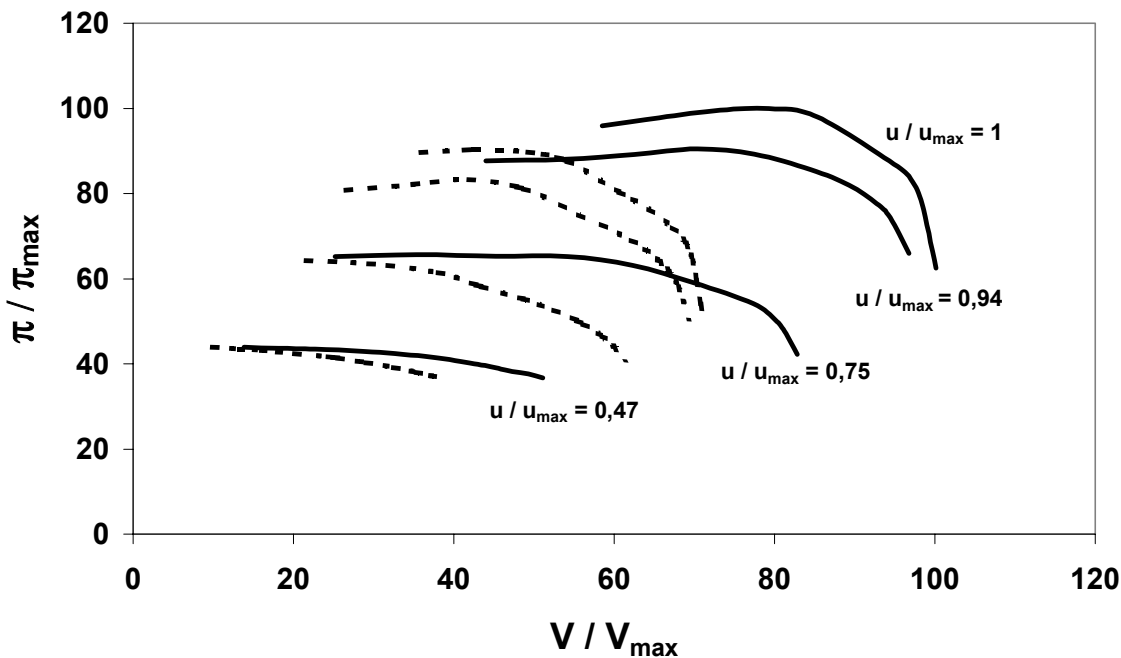


Abb. 11: Änderung eines Verdichterkennfeldes eines Pkw-Abgasturboladers durch Vordrallregelung bei  $\alpha = 0^\circ$  (drallfrei) und  $\alpha = 75^\circ$  (drallbehaftet, Mitdrall)

#### 4. System der 2-stufig geregelten Aufladung (Regulated 2-Stage R2S™)

Eine Erhöhung des Anfahr Drehmoments und Erhöhung der spezifischen Leistung und Drehmoment gegenüber einem Abgasturbolader mit variabler Turbinengeometrie kann mit Hilfe der 2-stufig geregelten Aufladung erreicht werden. Bei der 2-stufig geregelten Aufladung werden 2 Turbolader in Serie angeordnet, ein ‚großer‘ Niederdruck-ATL und ein ‚kleinerer‘ Hochdruck-ATL, vergleiche Abb. 12. Hohe Druckverluste bei Nennleistung durch zu enge Strömungsquerschnitte können durch einen Bypass des Hochdruck-Verdichters vermieden werden. Eine ‚kontinuierliche‘ Regelung zwischen den beiden ATL-Stufen ist durch das turbinenseitige Bypass-Ventil möglich.

Die Wirkungsweise der 2-stufig geregelten Aufladung wird am Beispiel eines 2,5-Liter-Dieselmotors dargestellt, vergleiche (Abb. 13). In diesem Anwendungsfall wird bei hohen Drehzahlen nur die Niederdruck-Turbine durchströmt, um die Verdichterleistung zur Verfügung zu stellen. Die Hochdruck-Turbine wird durch den Bypass umströmt. Auf der Frischluftseite wird der Hochdruck-Verdichter mit geringem Druckverlust durchströmt. Alternativ kann ein weiterer Bypass eingeführt werden. Dieser Zustand entspricht der konventionellen, einstufigen Aufladung. Bei geringen Drehzahlen ist der Bypass der Hochdruck-Turbine komplett geschlossen. Dadurch wird die Abgasenergie dazu verwendet, die Frischluft im Hochdruck-Verdichter zu komprimieren. Der Hochdruck-ATL ist dazu für den geringen Massenstrom bei niedrigen Drehzahlen ausgelegt. Der Niederdruck ATL übernimmt aufgrund des geringen Abgasangebotes nur einen geringen Teil der Aufladung. Im mittleren Drehzahlbereich erfolgt die Aufladung klassisch 2-stufig, wobei die Aufteilung zwischen den Stufen durch den turbinenseitigen Bypass erfolgt.

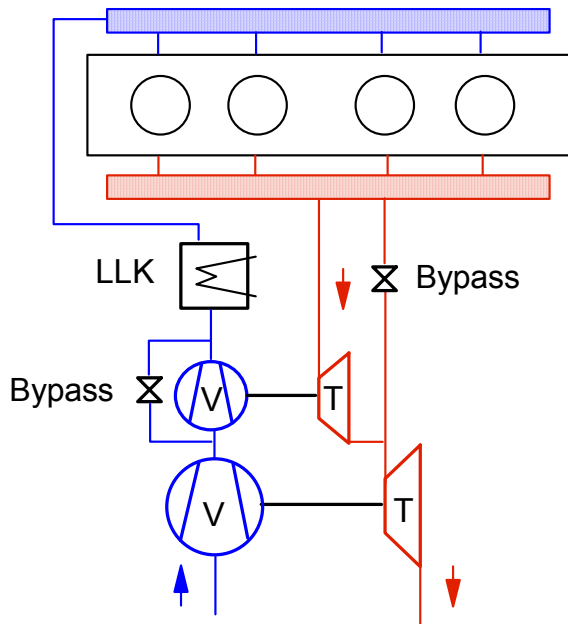


Abb. 12: Schaltbild für die 2-stufig geregelte Aufladung

Das Ziel der 2-stufig geregelten Aufladung ist in erster Linie ein erhöhtes Anfahrtdrehmoment. Aber auch im mittleren Motordrehzahlbereich ist eine erhebliche Mitteldruckanhebung unter gewissen Randbedingungen, wie beispielsweise die Einhaltung des maximalen Zünddrucks, möglich. Abb. 14 zeigt den Drehmomentverlauf für den Basis-Zustand. Zusätzlich ist der errechnete Drehmomentverlauf, den man mit einer 2-stufig geregelten Aufladung erreichen kann, in das Diagramm eingetragen. Wie durch Messungen an verschiedenen Motoren nachgewiesen wurde, kann eine Anhebung des Drehmoments bei einer Motordrehzahl von  $n=1000$  U/min von ca. 40 % erzielt werden. Bei dieser Drehzahl erfolgt der Ladedruckaufbau nahezu vollständig über den Hochdrucklader. Bei der maximalen Motordrehzahl von  $n= 4000$  U/min wird die Hochdruckturbine umgangen (Bypass), der Druckaufbau erfolgt über den Niederdruck-Turbolader. Im mittleren Drehzahlbereich arbeiten beide Stufen in Serie. Der Vorteil dieser Anordnung ist deutlich in einem wesentlich breiteren Durchsatzbereich und einem höheren möglichen Verdichterdruckverhältnis durch den 2-stufigen Betrieb zu sehen.

Die Regelung des Systems kann durch pneumatische Aktuatoren erfolgen, die auf Bypassklappen wirken, wie sie in konventionellen Waste-Gate Abgasturboladern in Großserie eingesetzt werden. Damit ist es möglich bei detaillierter Kenntnis des komplexen Systemverhaltens ein kompaktes Aufladesystem darzustellen, das unter Verwendung bewährter Komponenten höchste Anforderungen an Drehmoment, Ansprechverhalten und Leistung erfüllt.

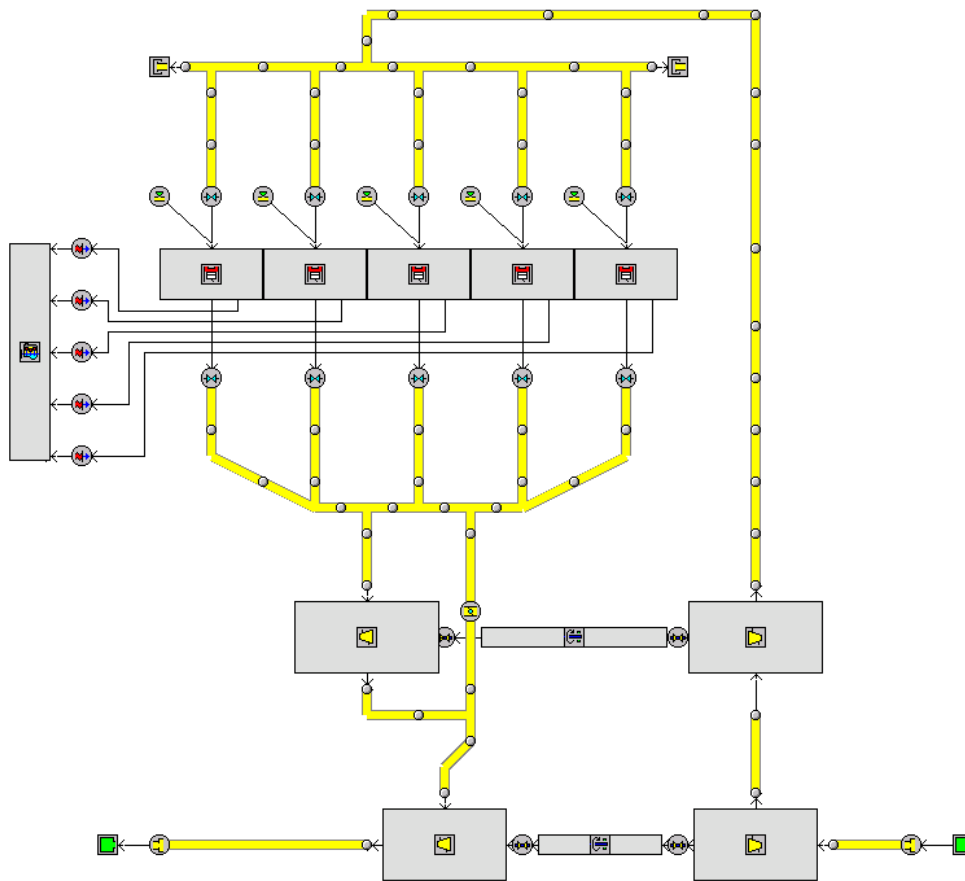


Abb. 13: 2-stufige Aufladung am Beispiel eines 2,5-Liter-Dieselmotors

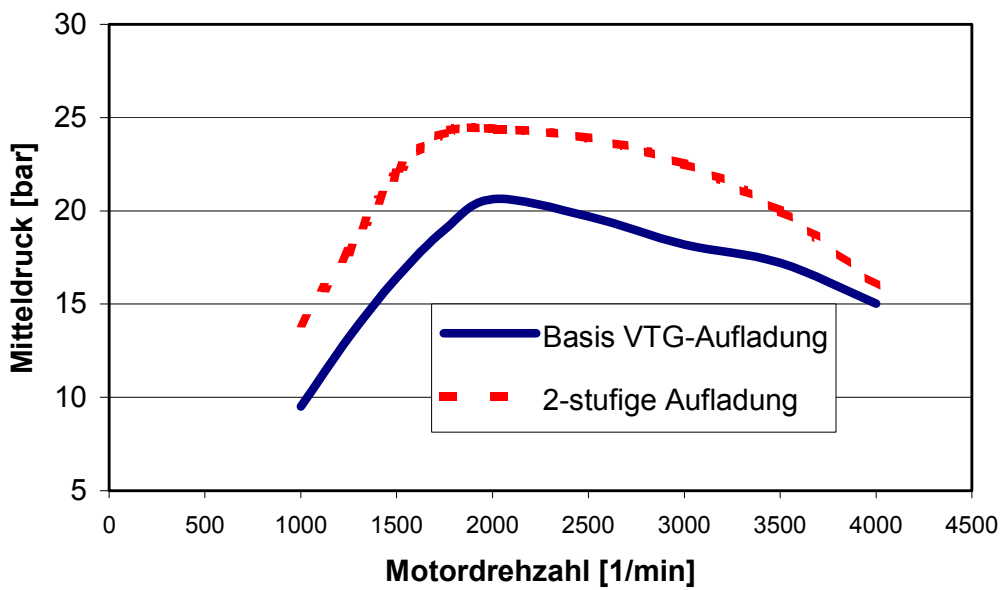


Abb. 14: Drehmomentverlauf für Motor mit verschiedenen Aufladekonzepten

## 5. Elektrisch angetriebener Strömungsverdichter (eBooster™)

In der Einführung wurde bereits die Wichtigkeit von verbesserter Fahrdynamik angesprochen. Diese Eigenschaft gewinnt speziell vor dem Hintergrund des Downsizings immer mehr an Bedeutung, bei dem vergleichsweise hubraumkleine aufgeladene Motoren in schweren Fahrzeugen eingesetzt werden. Beim Ottomotor tritt diese Problematik durch die große Luftdurchsatzspanne zwischen Leerlauf und Volllast noch stärker in den Vordergrund. Zur Untersuchung von Beschleunigungsverhalten und Lastwechsel müssen die Simulationswerkzeuge transiente Betriebszustände unterstützen. Am Beispiel der Optimierung des Beschleunigungsverhaltens mittels eBooster™ soll der Einsatz der Berechnung erläutert werden. Dieses System besteht aus einer 2-stufigen Aufladung, vergleiche Schaltbild in Abb. 15. Im Beschleunigungsfall wird das Druckniveau der Ladeluft durch das kurzzeitige Zuschalten eines elektrisch angetriebenen Radialverdichters erhöht. Die Anordnung dieses eBoosters™ kann sowohl vor dem Verdichter des Turboladers als auch danach erfolgen. In beiden Fällen handelt es sich um eine 2-stufige Aufladung, die die bereits erwähnten Vorteile bezüglich Druckverhältnis und Durchsatzspanne aufweist. Durch die bereits bei geringen Motordrehzahlen erreichbare Ladedruckerhöhung ist eine Verbesserung des dynamischen Fahrverhaltens möglich. Das Anfahrverhalten verbessert sich durch den schneller aufgebauten Ladedruck und dem daraus folgenden höheren Drehmoment nachhaltig.

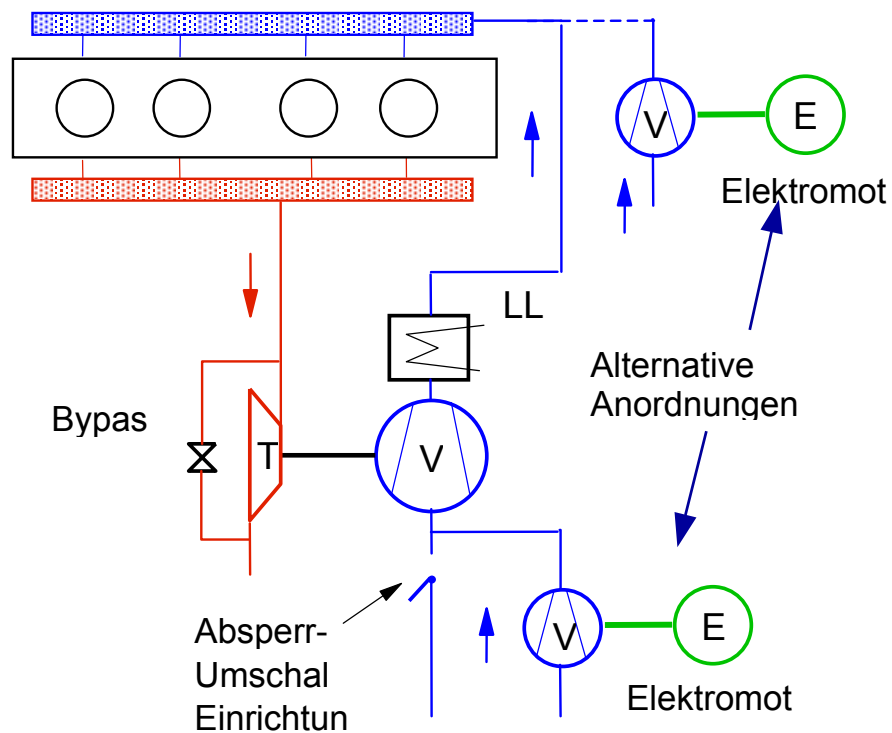


Abb. 15: Schaltbild für den elektrisch angetriebenen Strömungsverdichter (eBooster™)

Basis für die transienten Untersuchungen ist ein an stationären Motorversuchen abgeglichenes Simulationsmodell. Für die transienten Berechnungen müssen weitere Parameter wie zum Beispiel der Schwerpunkt der Verbrennung als Funktion der Last und der Drehzahl in das Modell integriert werden. Wie zuvor bereits erwähnt, beinhaltet das stationäre Modell Rohrwandtemperaturen zur Berechnung des Wärmeübergangs. Dieser Parameter hängt wie eine Vielzahl weiterer Daten von Drehzahl und Last ab und ändert sich dementsprechend bei transientem Motorbetrieb. Das Massenträgheitsmoment der beschleunigten Turboladerteile Verdichterrad-Welle-Turbinenrad ist bei

transienten Untersuchungen von großer Bedeutung und muss für die Simulation sehr genau ermittelt werden. Das Massenträgheitsmoment steigt mit größeren Laufräderdurchmessern stark an. Beim Verdichterrad des eBoosters™ muss ein Kompromiß zwischen hohem Druckverhältnis bei gegebener Drehzahl, was große Raddurchmesser erfordert, und dem Massenträgheitsmoment gefunden werden. Darüberhinaus ist es notwendig, die für den eBooster™ zur Anwendung kommenden Verdichter ihrer aerodynamischer Eigenschaften entsprechend auszulegen.

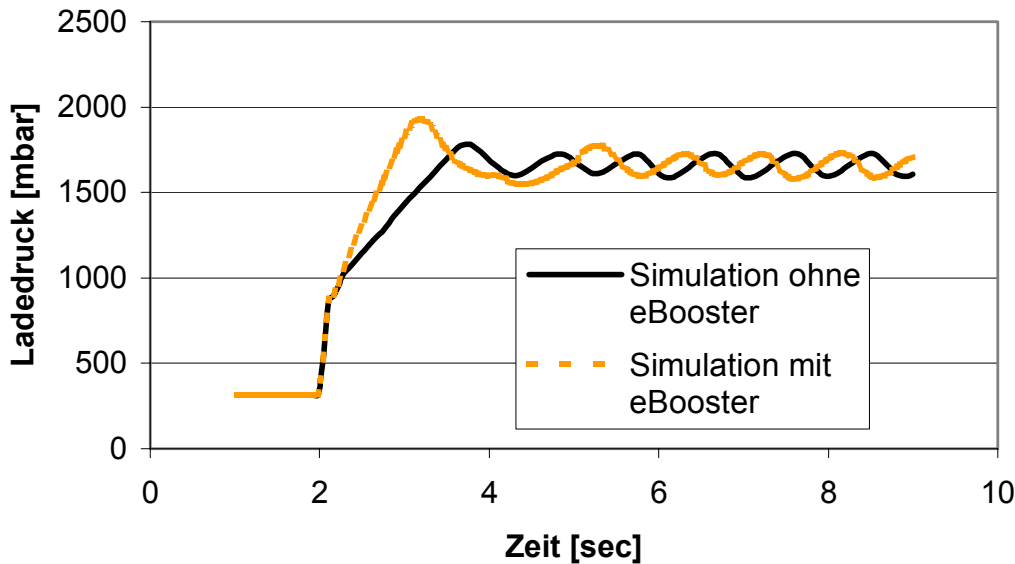


Abb. 16: Ladedruckverlauf für Lastwechsel bei 2000 U/min

Abb. 16 zeigt für einen Lastwechsel bei 2000 U/min den Aufbau des Ladedruckes ohne und mit eBooster™. Entsprechend dem Ladedruck erhöht sich das Drehmoment des Motors, vergleiche Abb. 17.

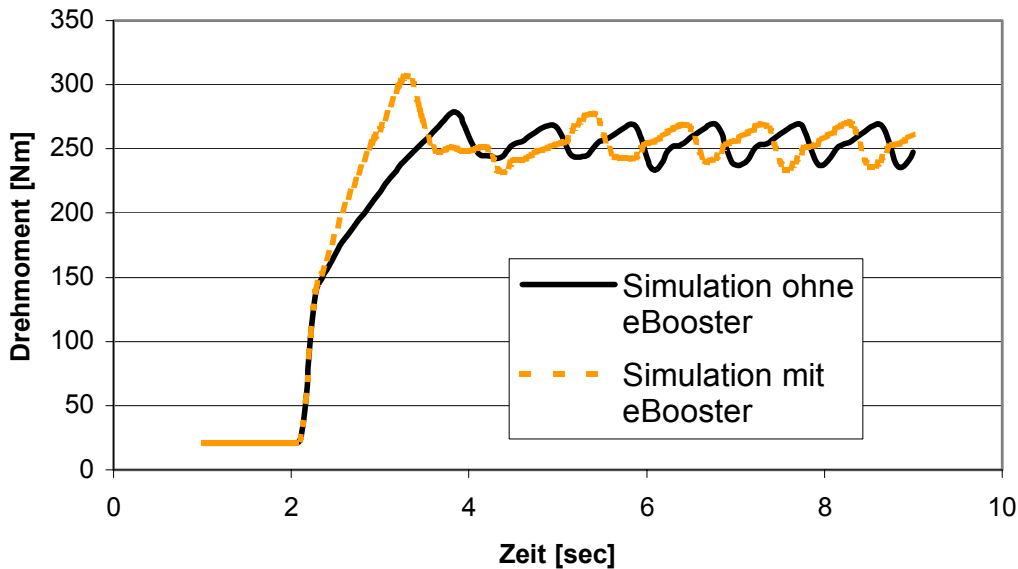


Abb. 17: Drehmomentverlauf für Lastwechsel bei 2000 U/min

Die transiente Berechnung mit dem integrierten Modell des eBoosters™ zeigt ein deutlich verbessertes dynamisches Verhalten. Die Simulationsergebnisse geben die am Motorprüfstand durchgeführten Messungen sehr gut wieder. Bezüglich der Anordnung des Aufladesystems konnten für den betrachteten Fall bei der Simulation deutliche Vorteile für die Anordnung des eBoosters® nach Turboladerverdichter ermittelt werden. Dieses Ergebnis zeigt deutlich den Vorteil von Simulationen, die es ermöglichen, zu einem sehr frühen Stadium bereits wichtige Erkenntnisse – in diesem Fall die optimale Anordnung des Aufladesystems – zu beurteilen.

## 6. Spezielle Anforderungen an die Otto-Aufladung

Zukünftige Ottomotoren stellen höchste Anforderungen an die thermische Belastbarkeit von Turboladern. Die Abgastemperatur am Turbineneintritt wird auf über 1000°C ansteigen. Dies resultiert aus der Entwicklung schadstoff- und verbrauchsoptimierter Brennverfahren. Als Werkstoffe für Turbinengehäuse stehen hitzebeständiger Stahlguß und hitzebeständige Stahlbleche zur Verfügung. Turbinenräder aus noch hochwertigeren Nickelbasislegierungen als bisher erfüllen diese Anforderung ebenfalls. Die Entwicklung einer Turbine mit variabler Geometrie (VTG) für Ottomotoren muss dieser Anforderung ebenfalls genügen.

Zur Abschätzung der Lebensdauer der immer näher an den Motor und somit Turbolader heranrückenden Katalysatoren arbeitet BWTS als Entwicklungspartner eng mit den Motorenherstellern zusammen. Die durch CFD-Berechnungen ermittelten Strömungsgrößen im Abströmprofil der Turbine ermöglichen dem Motorenhersteller zum einen eine genauere Auslegung des Katalysators und dienen zum anderen als Grundlage zur Abschätzung der Lebensdauer der Katalysatoren hinsichtlich mechanischer und thermischer Belastung. Dies ist ein hilfreiches Mittel, da sich die Abgasgesetzgebung immer mehr verschärft. In Abb. 15 sind beispielhaft die Turbinenabströmprofile (Temperaturen) eines VTG-Laders (Abb. 18a) und die eines Waste-Gate Laders (Abb. 18b) dargestellt, wobei beim Waste-Gate Lader der Bypass etwas geöffnet ist. Die Randbedingungen der untersuchten Anwendungsfälle sind unterschiedlich. Die Darstellungsebene liegt jeweils in der Austrittsflanschebene des Turbinengehäuses. Es ist deutlich zu erkennen, dass sich die Temperaturverteilung am Austritt des Waste-Gate Laders vergleichsweise unsymmetrisch und inhomogen darstellt. Die beim VTG-Abgasturbolader erkennbaren „heißen“ Bereiche am äußeren Radius stellen die Nachläufe einiger Turbinenschaufeln dar.

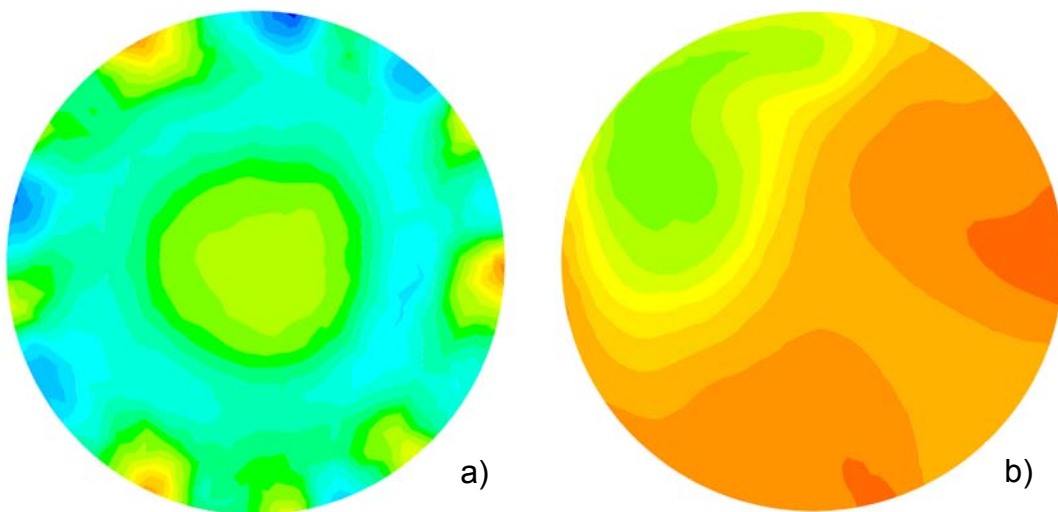


Abb. 18: qualitative Darstellung der Temperaturverteilungen eines VTG-Laders und Waste-Gate Laders, die Darstellungsebene liegt am Turbinenaustrittsflansch



Dieser Vorteil einer symmetrischeren Abströmung der Turbine des VTG-Abgasturboladers geht bei einem VTG-Lader mit Waste-Gate teilweise wieder verloren, da sich der „heißere“ Abgasstrom aus dem Waste-Gate mit dem aus dem Turbinenrad austretenden „kälteren“ Massenstrom nur unzureichend vermischt. Mit Hilfe dieser Berechnungsergebnisse ist es jedoch möglich die Konstruktion im Bereich der Turbinenabströmung und der Katalysatorzuströmung so zu optimieren, dass die ungleichmäßige Temperaturverteilung am Katalysatoreintritt so gering wie möglich bleibt.

Im folgenden wird in Abb. 19 die Geschwindigkeitsverteilung am Turbinenaustritt eines VTG-Abgasturboladers, des Katalysatorein- und -austritts dargestellt. Es liegt am Eintritt in das Katalysatorelement eine sehr ungleichmäßige Geschwindigkeitsverteilung mit hohen Werten im dem Turbinenaustritt naheliegenden Bereich vor. In Kombination mit der Temperatur- und Druckverteilung läßt sich die lokale Belastung des Katalysator-Elements ermitteln. Bei diesen Berechnungen wurde das Komplettsystem Turbine-Katalysator berechnet, um auch die Wechselwirkungen zu berücksichtigen.

Die sich aus der Strömungsrechnung ergebende Temperaturverteilung an der Innenwandung z. B. eines Turbinengehäuses können als Grundlage zur Berechnung der auftretenden Thermospannungen der Bauteile herangezogen werden.

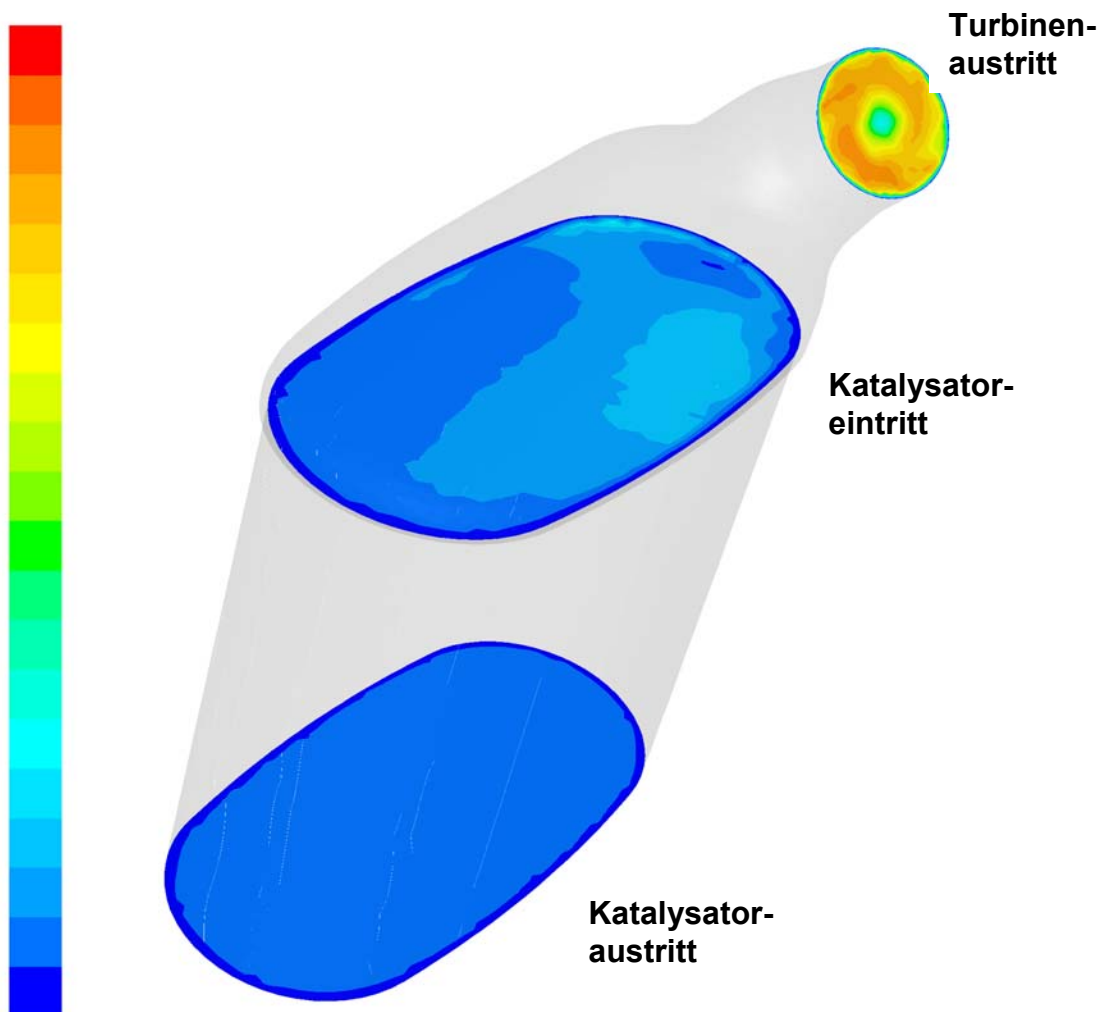


Abb. 19: Darstellung der Geschwindigkeitsverteilung am Ein- und Austritt eines Katalysator-Elements in der Turbinenabströmung eines VTG-ATL

Wir sehen hier als BWTS die Chance und Herausforderung unser Know-how partnerschaftlich in den Gesamtentwicklungsprozeß bei unseren Kunden einzubringen und damit als Systempartner zu einer erfolgreichen Zusammenarbeit beizutragen.

## **7. Schlußfolgerung**

Die Simulation gewinnt in der Motorenentwicklung stetig an Bedeutung. Die Zusammenarbeit zwischen Zulieferern, hier speziell des Turboladerherstellers, und den Fahrzeugherstellern wird intensiviert. Während des Entwicklungsprozesses werden Teilaufgaben übertragen. So übernimmt der Hersteller von Turboladern neben der Laderauslegung weitere Teilaufgaben wie zum Beispiel die rechnerische Untersuchung der Katalysatoranströmung. Festigkeitsuntersuchungen werden für Bauteile wie Krümmer und Turbinengehäuse ebenfalls durchgeführt. Die Motorprozeßrechnung hilft bei der Untersuchung neuer Aufladekonzepte. Von der gemeinsamen Nutzung der Simulationsmodelle profitiert der Turboladerhersteller ebenso wie der Motorenentwickler. Erst der verstärkte Einsatz von Simulationswerkzeugen ermöglicht es komplexere Technologien wie z.B. die 2-stufig geregelte Aufladung oder den eBooster™ im Rahmen kürzer werdender Entwicklungszeiträume zur Serienreife zu bringen.

Auf dem Weg vom Komponentenentwickler zum Systementwickler sind einige hochinteressante und anspruchsvolle Aufgaben in naher Zukunft zu lösen, die zu aufgeladenen Motoren mit geringeren Schadstoffemissionen führen, aber auch genügend Leistung und Dynamik für sehr viel Fahrspaß bieten.

## **8. Literaturverzeichnis**

- [1] Engels, B., Lucks, R., Pflüger, F.; Abgasturbolader für zukünftige Ottomotoren, 4. Symposium ‚Entwicklungstendenzen bei Ottomotoren‘, Technische Akademie Esslingen, 3.-4. Dezember 1998
- [2] Simon, V., Oberholz, G., Mayer, M.; Abgastemperatur 1050°C. Eine konstruktive Herausforderung, 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2000
- [3] Mayer, M.; Abgasturbolader, Die Bibliothek der Technik, Band 103, 4. Auflage, Verlag Moderne Industrie, 2001
- [4] Hoecker, P., Pflüger F., Jaisle, J. W., Münz, S.; Moderne Aufladekonzepte für Pkw Dieselmotoren, 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2000
- [5] Hoecker, P., Jaisle, J. W., Münz, S.; Der eBooster® – Schlüsselkomponente eines neuen Aufladesystems von BorgWarner Turbo Systems für Personenkraftwagen, 22. Internationales Wiener Motorensymposium, Band 2, Fortschrittsberichte VDI-Reihe 12, Nr. 455, 2001
- [6] Silvestri, J., Morel, T., Lang, O., Schernus, C., Rauscher, M.; Advanced Engine/Drivetrain/Vehicle Modelling Techniques, 9. Aachener Kolloquium Fahrzeug- und Motorentechnik, Oktober 2000

BorgWarner Turbo Systems  
Worldwide Headquarters GmbH  
Mannheimer Strasse 88  
67292 Kirchheimbolanden / Germany  
Phone: ++49 (0)6352 75 33 0  
Fax: ++49 (0)6352 75 33 99

3K-Warner Turbosystems GmbH  
Mannheimer Strasse 85/87  
67292 Kirchheimbolanden / Germany  
Phone: ++49 (0)6352 403 0  
Fax: ++49 (0)6352 403 1866

BorgWarner Turbo Systems Ltd.  
Euroway Industrial Estate  
Bradford BD4 6SE  
West Yorkshire / UK  
Phone: ++44 1274 684 915  
Fax: ++44 1274 689 671

BorgWarner Turbo Systems  
PO Box 15075  
Asheville, NC 28813/USA  
Phone: 001 828 684 4000  
Fax: 001 828 684 4114

BorgWarner Automotive Brasil Ltda.  
Estrada da Rhodia Km 15  
P.O. Box 6540  
13084-970 Campinas-SP / Brasil  
Phone: ++55 19 3787 5700  
Fax: ++55 19 3787 5701

Hitachi Warner Turbo Systems Ltd.  
3085-5 Higashi Ishikawa Saikouchi, Hitachinaka-shi  
Ibaraki-ken  
312-0052, Japan  
Phone: +81 (0) 29-276-9388  
Fax: +81 (0) 29-276-9397

[www.turbos.bwauto.com](http://www.turbos.bwauto.com)

