

Downsizing des Ottomotors unter Einsatz mechanischer Aufladung

Downsizing of SI engines by using supercharging

Dipl.-Ing. **M. Vogt**, Prof. Dr.-Ing. **H. Pucher**, Technische Universität Berlin

Kurzfassung

Am Beispiel eines aufgeladenen PKW-Viertakt-Ottomotors werden die Möglichkeiten und Vorteile des Downsizings vorgestellt. Diese Studie mit Hilfe der Motorprozesssimulation beschäftigt sich, ausgehend von einem mit Messungen abgestimmten Modell, mit dem Einsatz der Abgasturboaufladung und der Mechanischen Aufladung mittels eines von der Universität Dortmund entwickelten Schraubenladers. Dabei werden diese zwei Möglichkeiten der Aufladung miteinander verglichen.

Abstract

The possibilities and advantages of downsizing are shown with an example of a supercharged four stroke automotive SI-engine. This study by means of engine process simulation, based on an engine model matched with test bed data, deals with the application of turbocharging and of supercharging by a screw-type supercharger developed by the University of Dortmund. Thereby these two possibilities of supercharging are compared to each other.

1. Einleitung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren wird primär zur Leistungssteigerung eingesetzt, bewirkt aber in den meisten Fällen auch eine Steigerung des Wirkungsgrades. Mittels eines Aufladeaggregats kann mehr Luft in die Zylinder gebracht und somit auch mehr Kraftstoff verbrannt werden. Dieser Zugewinn an spezifischer Leistung kann genutzt werden, indem ein hubraumkleinerer Motor anstatt eines leistungsgleichen (hubraumgrößerer) Saugmotors in einem Fahrzeug eingesetzt wird. Dieses ‚Downsizing‘ genannte Verfahren bewirkt geringere Wandwärmeverluste durch die kleinere Zylinderoberfläche, eine Verringerung der Reibungsverluste sowie beim Ottomotor eine Senkung der Drosselverluste und somit jeweils eine Senkung des Kraftstoffverbrauchs des Motors. Der Ottomotor kann zudem in einem weiten Teillastbereich mit geöffneter Drosselklappe betrieben werden. Bereits heute ist die

Mehrzahl der verkauften Dieselmotoren aufgeladen, aber auch bei den Ottomotoren setzt sich die Aufladung zunehmend durch.

Für die Konzeption eines aufgeladenen Ottomotors wird ein Vergleich der Abgasturboaufladung mit der mechanischen Aufladung unter Verwendung eines Schraubenladers vorgenommen.

2. Aufladeaggregate

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren wird im Allgemeinen entweder mit einem Abgasturbolader oder mit einem mechanisch über die Kurbelwelle angetriebenen Lader realisiert. Die größte Bedeutung unter den mechanischen Ladern haben die Verdrängerlader, unter denen der ohne innere Verdichtung arbeitende Roots-lader am häufigsten verwendet wird. Der auch Rootsgebläse genannte Lader ist durch seine einfache Bauform günstig herzustellen, erreicht aber durch seine äußere Verdichtung nur relativ geringe Ladedrücke. Daher ist diese Bauform, als einzelner Lader angewendet, vor allem für die individuelle Aufrüstung von Serienfahrzeugen interessant, wenn nur wenige Veränderungen am Zylinder und am Gaswechselleitungssystem vorgenommen werden sollen und ein schneller Ladedruckaufbau gefordert ist.

Für höhere Aufladegrade ist das Rootsgebläse als einzelner Lader ungeeignet. Dafür bietet sich der Einsatz eines Schraubenverdichters an, der dann als Schraubenlader bezeichnet wird. Der oft nach seinem Erfinder Lysholm benannte Verdichter besteht aus einem Haupt- und einem Nebenrotor, mit unterschiedlicher Zähnezahl und damit auch unterschiedlicher Drehzahl. Durch seine innere Verdichtung erreicht der Schraubenlader relativ hohe Ladedrücke, hat aber im Gegensatz zum Roots-lader hohe Verluste im Motor-Teillastbereich, wenn ein Teil des geförderten Luftmassenstroms über einen Bypass umgepumpt wird. Daher ist es wichtig, dass der Schraubenlader über eine Kupplung abgeschaltet werden kann [1]. Solch eine schaltbare Kupplung findet aber auch bei Roots-ladern Verwendung (Volkswagen, Mercedes-Benz). Im PKW-Bereich wurde der Schraubenlader bisher vor allem bei Sportwagen wie dem *Ford GT 5.4 L Modular V8* und dem *Mercedes-Benz AMG E55* und nur vereinzelt auch bei Limousinen wie dem *Mazda Millenia S* eingesetzt. Bei Sportwagen steht die Steigerung der Motorleistung im Vordergrund. Der Schraubenlader vermag einen hohen Ladedruck schon bei niedrigen Motordrehzahlen spontan zur Verfügung zu stellen.

Beim *Mazda Millenia S* wird der Schraubenlader vor allem zur Verbesserung des Motorgesamtwirkungsgrades eingesetzt: Die Verdichtungsarbeit der Zylinder wird durch ein spätes Schließen der Einlassventile gesenkt („Miller Cycle“). Der Schraubenlader liefert genug La-

dedruck, um den Ladungsverlust wieder auszugleichen. So können die Klopfneigung und die Abgastemperatur des Motors gesenkt werden.

Ein Vorteil der mechanischen Aufladung besteht in der höheren thermischen Belastbarkeit der Bauteile im Abgastrakt. Einen zusätzlichen Vorteil stellt die schnellere Aufheizung des Katalysators beim Kaltstart dar. Bei der Aufladung mittels eines Abgasturboladers wird die Antriebsleistung des Laders (Strömungsverdichter) durch eine dem Abgaskrümmernachgeschaltete Abgasturbine zur Verfügung gestellt. Die Turbine nutzt die mit dem Abgas angebotene isentrope Enthalpiedifferenz zum Umgebungsdruck (Druck nach der Turbine) aus, erhöht aber durch ihre Drosselwirkung den Abgasgedruck der Zylinder. Ein Nachteil ist die begrenzte thermische Belastbarkeit der empfindlichen Turbinenbauteile. Deshalb muss bei Vollastbetriebspunkten von Ottomotoren zur Abgaskühlung zusätzlich Kraftstoff in den Zylinder eingespritzt werden. Die hohen Abgastemperaturen eines Ottomotors (maximal 1050°C) erschweren auch die Einsatzmöglichkeit einer Turbine mit variabler Turbinengeometrie. Mit Ausnahme des *Porsche 911 Turbo* (2006) werden bei Otto-Turbomotoren nur Turboladerturbinen mit Wastegate eingesetzt. Die Vorteile eines Abgasturboladers bestehen in dem hohen möglichen Druckverhältnis und der hohen Effizienz des Gesamtsystems. Ein prinzipbedingter Nachteil besteht im relativ langsamen Ladedruckaufbau, der sich in ungünstigeren Beschleunigungswerten des Motors und damit des Fahrzeugs äußert.

3. Simulation Basismotor

Die Simulation eines direkteinspritzenden 1,4l-Ottomotors bildet die Basis des Konzeptvergleichs. Bei einer direkten Einspritzung des Kraftstoffes während des Saughubes in den Zylinder wird die zu seiner Verdampfung benötigte Enthalpie dem aus Frischgas bestehenden Zylindergas entzogen. Dadurch steigt der Liefergrad um bis zu 10% gegenüber einem Saugrohreinspritzer, bei dem die Verdampfungsenthalpie des Kraftstoffes vor allem der Saugrohrwand entzogen wird [2]. Eine kältere Füllung des Zylinders verringert außerdem die Klopfgefahr und ermöglicht entsprechend die Anhebung des Verdichtungsverhältnisses des aufgeladenen Direkteinspritzers gegenüber demjenigen des aufgeladenen Saugrohreinspritzers. Der hier simulierte Motor weist ein Verdichtungsverhältnis von rund 10 auf. Um eine übliche Abgasnachbehandlung mit einem 3-Wege-Katalysator zu ermöglichen, wird er mit stöchiometrischem Kraftstoff-Luft-Verhältnis betrieben ($\lambda = 1$).

Als Simulationswerkzeug kommt die Software *GT Power* von Gamma Technologies zum Einsatz. Diese objektorientierte Software erlaubt eine 1-D-Simulation der Strömung in den

Gaswechsellösungen sowie die nulldimensionale Modellierung des Zylinderprozesses unter Verwendung des VIBE-Ersatzbrennverlaufs. Der Brennverlauf ist abhängig von verschiedenen Parametern, wie dem Zündzeitpunkt und dem Zustand der Füllung. Die diese beeinflussenden Parameter Motordrehzahl, Ladedruck, Abgasgegendruck, Einlassventilsteuerzeit, Ladelufttemperatur und Einspritzbeginn, wurden im Rahmen einer mit der statistischen Versuchsplanung (englisch „Design of Experiments“ - DoE) ausgelegten Messreihe variiert. Die dabei indizierten Zylinderdruckverläufe wurden mittels der in THEMOS[®] durchgeführten thermodynamischen Analyse mit VIBE-Ersatzbrennverläufen abgebildet [3].

Diese Ersatzbrennverläufe bilden mit den genannten Eingangsparametern die Grundlage für ein neuronales Netz, welches die drei VIBE-Parameter Brenndauer $\Phi_{BD10\%-90\%}$, Schwerpunkt $\Phi_{B50\%}$ und Formfaktor m_{VIBE} errechnet. Bei der Modellierung des Ersatzbrennverlaufs wurde die genaueste Abbildung mit einem lokal-nichtlinearen neuronalen Netz mit fünf Knoten erreicht, welches durch eine in *GT Power* integrierte Funktion entwickelt und trainiert wurde. Der Modellansatz baut auf lokalen Polynommodellen auf, die einen quadratischen und somit nichtlinearen Ansatz haben. Dieser Ansatz wurde ausgewählt, da damit der nicht-lineare Einfluss der Eingangsgrößen über den gesamten Betriebsbereich des Motors am besten abgebildet werden kann. Für das verwendete Netz mit 5 Neuronen und 6 Eingängen mussten 60 Parameter bestimmt werden, was durch den Trainingsdatensatz mit 177 Motorbetriebspunkten vollzogen wurde.

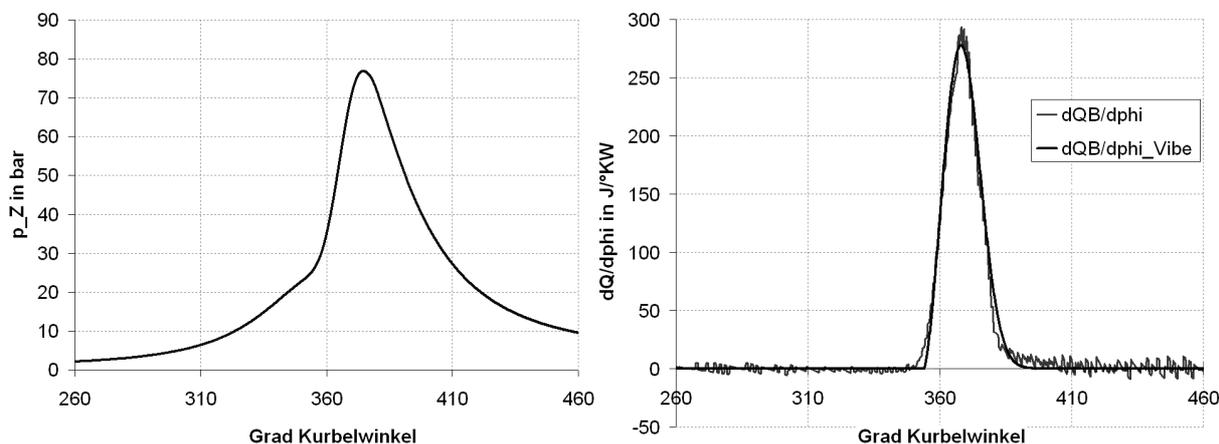


Bild 1: Zylinderdruckverlauf sowie der daraus errechnete Brennverlauf und der zugehörige VIBE-Ersatzbrennverlauf des Modellmotors bei $n_M = 2000 \text{ min}^{-1}$ und $p_e = 13 \text{ bar}$

4. Simulation Aufladeaggregate

4.1 Abgasturbolader

Die Kennfelder des für die Simulation verwendeten Abgasturboladers basieren auf Messdaten, die am Turboladerprüfstand des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen der TU Berlin aufgenommen wurden. Der Verdichter erreicht einen maximalen isentropen Wirkungsgrad $\eta_{s,v}$ von 0,73 bei einem Druckverhältnis von 1,62 und einem normierten Massenstrom von 0,074 kg/s. Die Turbine weist bei mittleren und hohen Drehzahlen Wirkungsgrade von 0,56 bis 0,624 auf. Bei sehr niedrigen Drehzahlen liegt der tatsächliche Turbinenwirkungsgrad sehr viel höher als unter der hier getroffenen Annahme, dass die Turbine eine adiabate Maschine sei, da bei den dort vorherrschenden geringen Massenströmen sehr viel Wärme zum Verdichter abfließt und dessen isentropen Wirkungsgrad somit scheinbar verschlechtert. Der Gesamtwirkungsgrad des Aufladeaggregats ist davon nicht betroffen. Diese Betriebszustände treten auch im realen Betrieb im Fahrzeug auf, so dass die dargestellten Daten auch in der Simulation zu verwenden sind. Die Ladedruckregelung des mit einem Abgasturbolader ausgestatteten Modellmotors erfolgt mittels eines Wastegates und der Drosselklappe. Außerdem ist der Motor mit einem Ladeluftkühler ausgestattet. Dieser ist notwendig, um die gewünschte Dichteerhöhung der Ladeluft mit einem möglichst niedrigen Ladedruck und vor allem mit einer möglichst niedrigen Temperatur realisieren zu können, was in beiden Fällen die Klopfgefahr verringert.

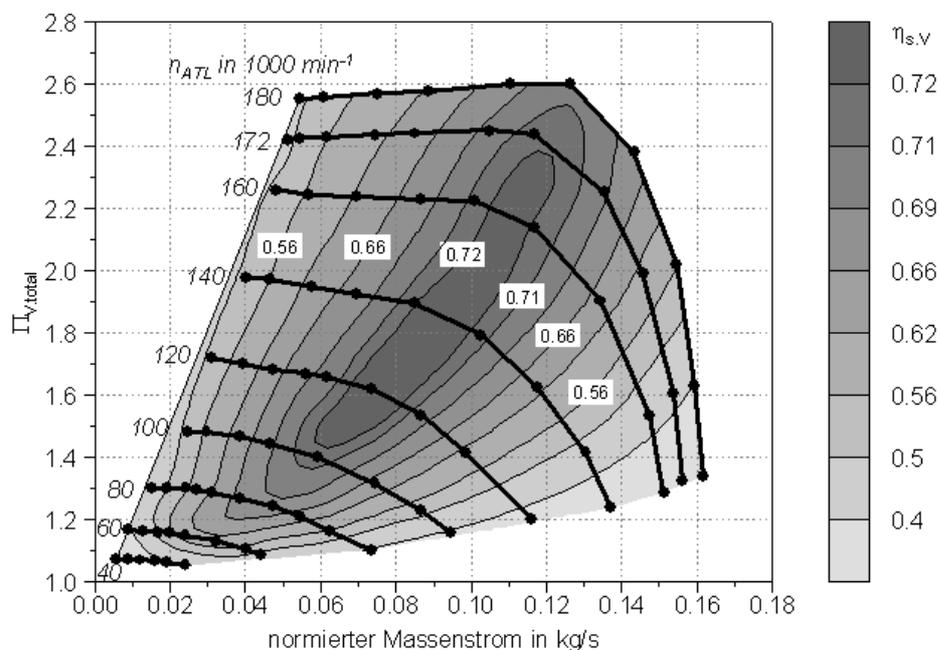


Bild 2: Verdichterkennfeld des modellierten Abgasturboladers mit Linien konstanter Laderdrehzahl n_{ATL} (Laderkennlinie) und isentropen Wirkungsgrads $\eta_{s,v}$

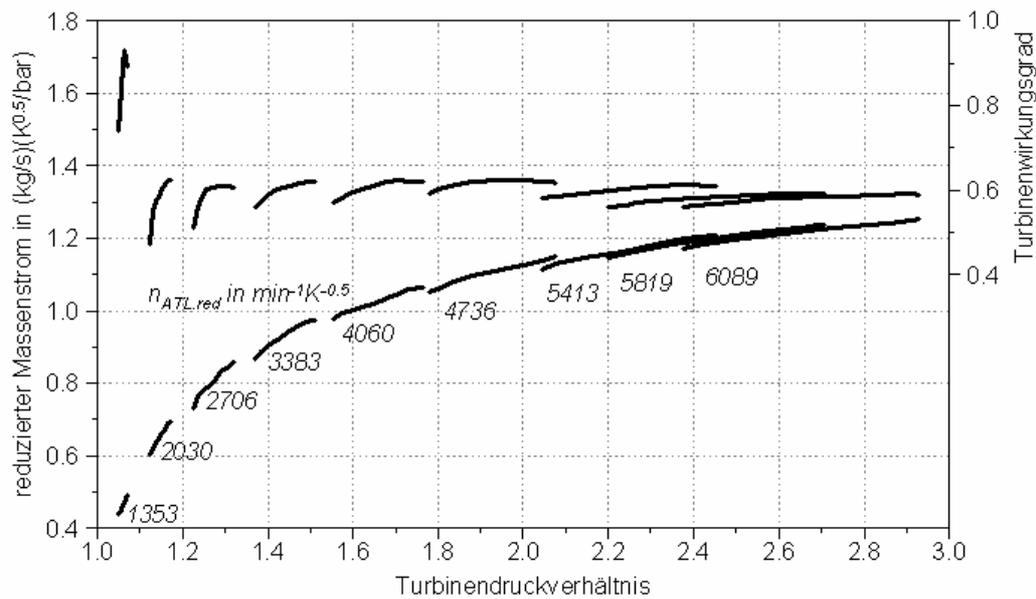


Bild 3: Turbinenkennfeld des modellierten Abgasturboladers mit Isolinien zur reduzierten Turbolader-Drehzahl $n_{ATL,red}$ (unten) und zum Turbinenwirkungsgrad (oben)

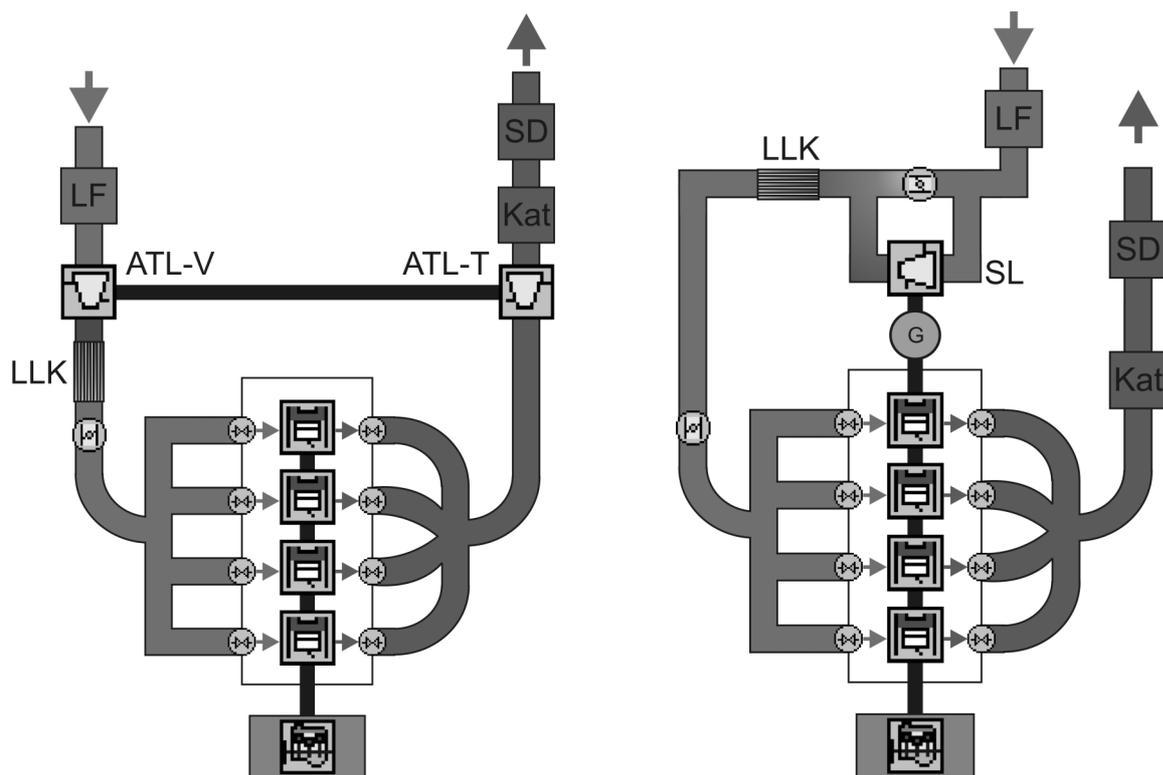


Bild 4: Gasflussschema des modellierten Motors bei Abgasturboaufladung (links) und bei mechanischer Aufladung mit einem Schraubenlader (rechts),
Abkürzungen: Luftfilter (LF), Ladeluftkühler (LLK), Katalysator (Kat), Schalldämpfer (SD), Abgasturbolader-Verdichter (ATL-V), Abgasturbolader-Turbine (ATL-T), Schraubenlader (SL)

4.2 Schraubenlader

Als Schraubenlader wurde in der Simulation ein skaliertes Modell eines am Fachgebiet Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund entwickelten Schraubenladens verwendet. Der auf ein Hubvolumen von 330 cm^3 pro Umdrehung skalierte Lader wird über einen dreizahnigen Hauptrotor angetrieben. Der Antrieb des fünfzahnigen Nebenrotors erfolgt ohne Synchronisationsgetriebe direkt über den Hauptrotor. Dadurch werden die Spaltgrößen verringert und der Wirkungsgrad des Laders erhöht. Der Hauptrotor weist eine Länge von 106 mm bei einem Durchmesser von 75,75 mm auf. Der Achsabstand zum Nebenrotor beträgt 54 mm. Dieser Lader kann eine maximal Drehzahl von 30.000 min^{-1} und ein maximales Druckverhältnis von 2,6 erreichen. Das Maximum des isentropen Wirkungsgrades liegt bei 0,795 und somit höher als beim Verdichter des Abgasturboladers. Für den Antrieb des Schraubenladens ist zusätzlich zur Verdichtungsleistung noch die laderdrehzahlabhängige mechanische Reibleistung aufzubringen. Diese steigt mit der Drehzahl des Laders quadratisch an und beträgt bei dessen Maximaldrehzahl 765 W.

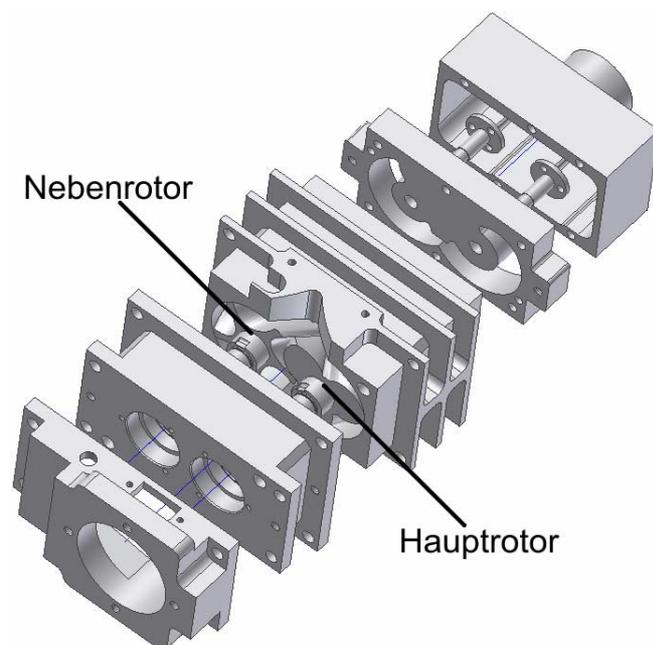


Bild 5: Explosionsbild des modellierten Schraubenladens

Der Antrieb des Schraubenladens erfolgt über eine schaltbare Kupplung sowie über ein Getriebe mit fester Übersetzung ($i = 2,5$) und ein weiteres in Serie angeordnetes Satellitenge triebe mit stufenlos schaltbarer Übersetzung, wie es vom Lehrstuhl für Maschinenelemente der TU Chemnitz und der VTAT GmbH in St. Egidien vorgestellt wurde [4]. Das simulierte Getriebemodell weist bei einer Übersetzung von $i = 1$ einen Wirkungsgrad von 93% und bei der maximalen Übersetzung von $i = 2,3$ einen Wirkungsgrad von 78% auf. Die damit mögli-

che Gesamtübersetzung beträgt $i = 5,75$. Die Regelung des Schraubenladers erfolgt über die schaltbare Kupplung, die Getriebeübersetzung, den externen Bypass sowie über die Drosselklappe.

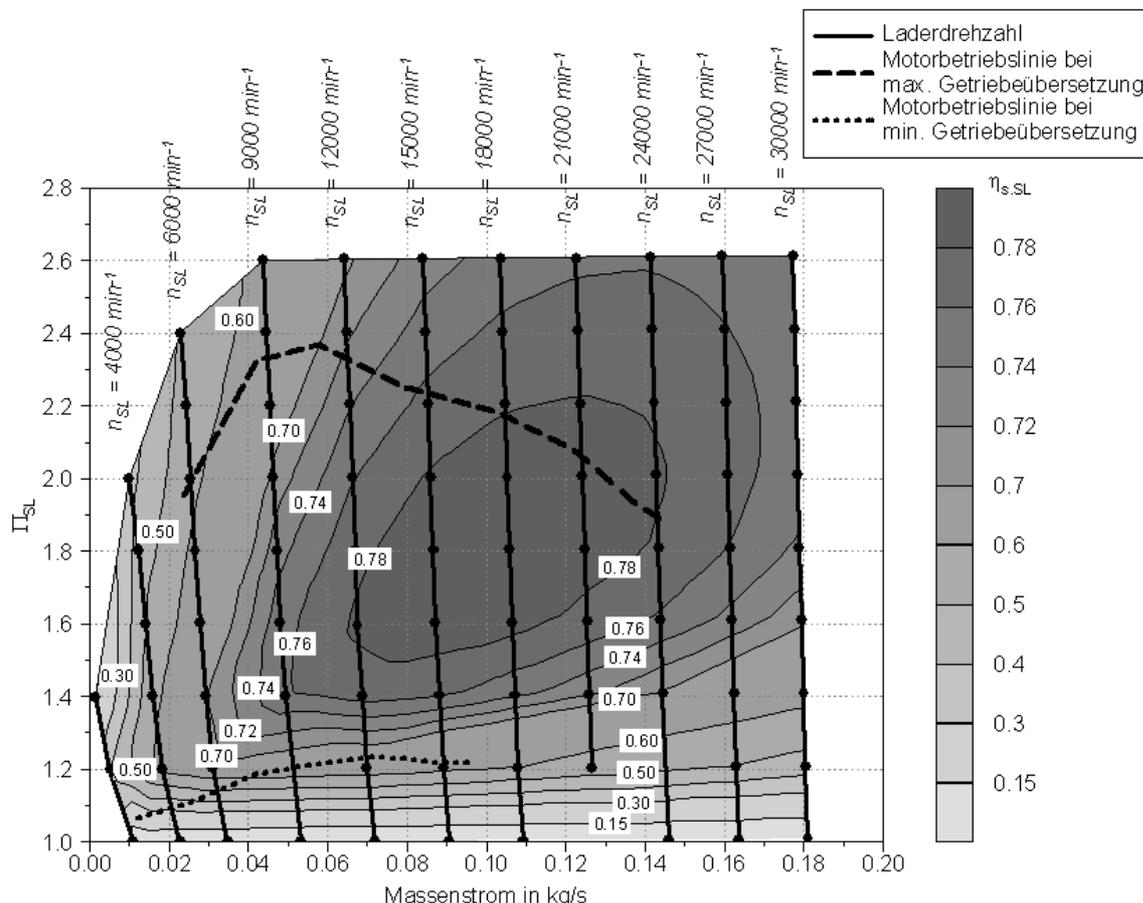


Bild 6: Kennfeld des modellierten Schraubenladers mit Isolinien zur Laderdrehzahl n_{SL} und zum isentropen Verdichterwirkungsgrad $\eta_{s,SL}$ sowie den Motorbetriebslinien bei maximaler und bei minimaler Getriebeübersetzung

Wie in Bild 6 zu sehen ist, wird nicht das gesamte Kennfeld des Schraubenladers genutzt. Die gestrichelte Linie zeigt die Vollastbetriebslinie des Motors. Sie wird durch den bei den dargestellten Betriebspunkten jeweils maximalen Ladedruck und das dazu eingeregelt Getriebeübersetzungsverhältnis gebildet. Die untere, gepunktete Motorbetriebslinie steht für die aus den bei der minimalen Getriebeübersetzung (1:1) gebildeten Betriebspunkten. Zwischen den genannten Motorbetriebslinien befindet sich demnach der mögliche Betriebsbereich des Schraubenladers. Wird ein noch geringerer Ladedruck benötigt, wird der Schraubenladerbypass geöffnet und der Schraubenlader entkuppelt.

5. Simulationsergebnisse

Als Basis für die Simulation des instationären Betriebsverhaltens des aufgeladenen Motors wurde ein Modellfahrzeug der unteren Mittelklasse mit einer Masse von 1800 kg inklusive Fahrer, Gepäck sowie Kraftstoff, einer Frontalfläche von 2 m^2 und einem Luftwiderstandsbeiwert von 0,33 ausgewählt. Das Fahrzeug ist mit einem 6-Gang-Schaltgetriebe ausgestattet. Für den Vergleich des Beschleunigungsverhaltens des alternativ mit dem Schraubenlader bzw. mit dem Abgasturbolader ausgestatteten Fahrzeugmotors sei exemplarisch der Betrieb im zweiten Gang, bei einer Ausgangsgeschwindigkeit von 15 km/h, betrachtet. Diese entspricht einer Motordrehzahl von 1070 min^{-1} . Bei dieser niedrigen Ausgangsdrehzahl wird der Unterschied im instationären Verhalten des Schraubenladers und des Abgasturboladers besonders deutlich, da der Abgasturbolader dabei nur mit einer Drehzahl von rund 18.000 min^{-1} läuft und deshalb kaum Ladedruck aufbaut und zudem durch die alleinige thermodynamische Kopplung mit dem Motor nur relativ langsam beschleunigt.

Der Schraubenlader hingegen wird direkt nach dem Sprung der Fahrpedalstellung auf 100 % eingekuppelt und beschleunigt innerhalb weniger Zehntelsekunden auf seine bei dieser Motordrehzahl mögliche Maximaldrehzahl. Da diese Beschleunigungsleistung von der Kurbelwelle des Motors abgezogen wird, kann das Fahrzeug in diesem kurzen Zeitraum seine Geschwindigkeit kaum erhöhen. Der Ladedruckaufbau vollzieht sich bis zum Zeitpunkt 0,1 s beim ATL-aufgeladenen sowie beim SL-aufgeladenen Motor allein durch das Öffnen der Drosselklappe. Während dann aber durch den Schraubenlader nach 1 s der Ladedruck von 2 bar und nach 1,3 s der Ladedruck von 2,2 bar erreicht wird, benötigt der Abgasturbolader 3,4 s, um auf einen Ladedruck von 2 bar zu kommen und somit das Niveau des Schraubenladers zu erreichen. Dieser Unterschied im Ladedruckaufbau resultiert in einem deutlichen Unterschied im Beschleunigungsverhalten des Modellfahrzeugs. Ausgestattet mit einem Schraubenlader erreicht das Fahrzeug, ausgehend von 15 km/h, bereits nach 3,05 s eine Geschwindigkeit von 40 km/h, wohingegen das mit einem Abgasturbolader ausgestattete Fahrzeug für die Beschleunigung von 15 km/h auf 40 km/h 20 % mehr Zeit benötigt (3,65 s). Hat der Abgasturbolader einmal das Druckniveau des Schraubenladers erreicht, kann das mit ihm ausgestattete Fahrzeug den Geschwindigkeitsunterschied zum mit dem Schraubenlader ausgerüsteten Fahrzeug kontinuierlich verringern, da die zum Antrieb des Schraubenladers benötigte Leistung mit steigender Drehzahl weiter zunimmt. Allerdings bleibt das mit dem Schraubenlader ausgerüstete Fahrzeug bis zum Erreichen der Maximaldrehzahl des Motors schneller.

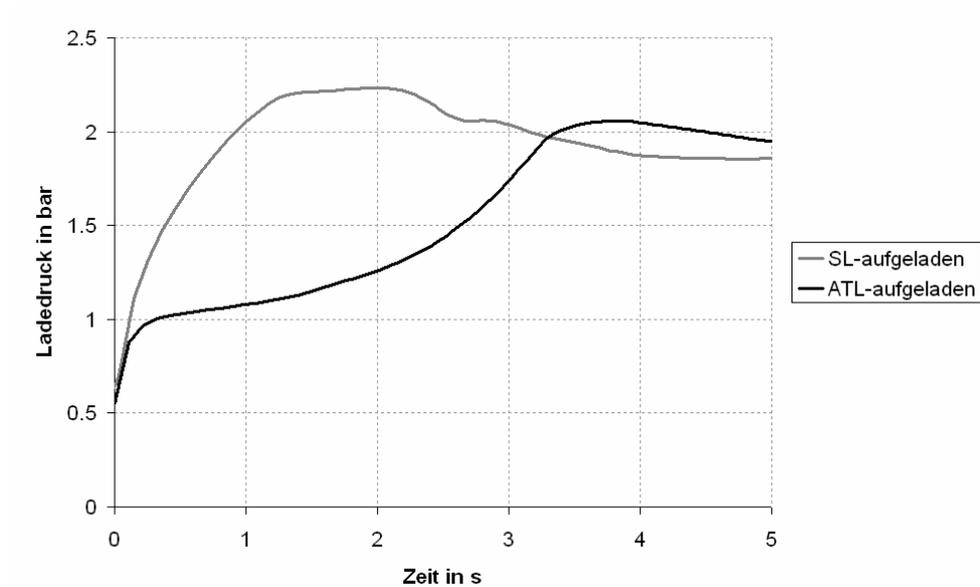


Bild 7: Ladedruckaufbau bei Vollastbeschleunigung

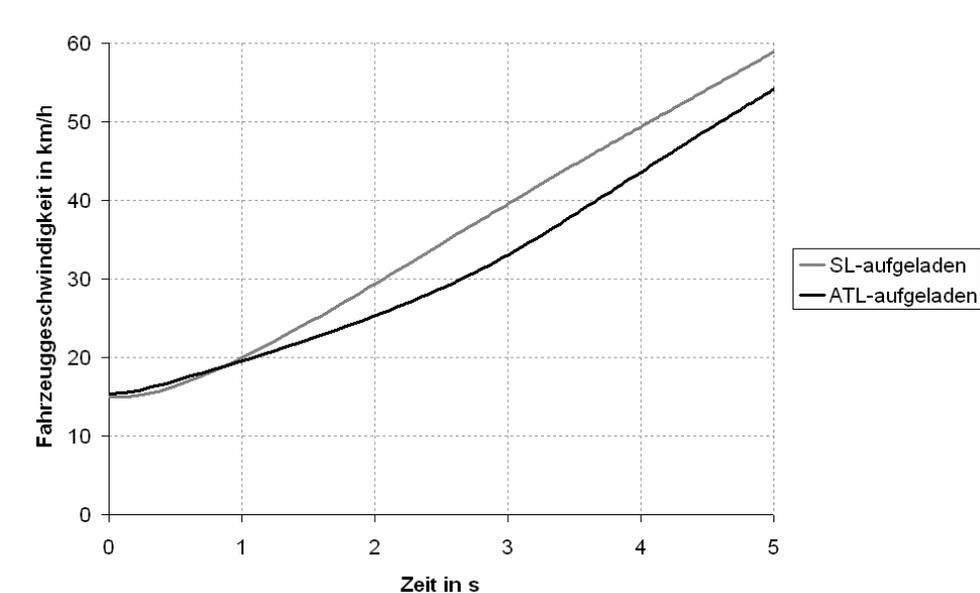


Bild 8: Fahrzeuggeschwindigkeit bei Vollastbeschleunigung

Zum Vergleich der Effizienz des mit den Aufladeaggregaten Abgasturbolader oder Schraubenlader ausgestatteten Fahrzeugs wurde auch ein Geschwindigkeitsprofil mit Beschleunigungsphasen und Konstantgeschwindigkeitsphasen wie folgt simuliert: Nach 1 s mit der Geschwindigkeit 20 km/h wird das Fahrzeug in 6 s auf 50 km/h beschleunigt. Diese Geschwindigkeit wird dann 10 s gehalten und anschließend das Fahrzeug während einer zweiten Beschleunigungsphase in 15 s auf 100 km/h beschleunigt. Danach folgen 7,5 s, während denen die Geschwindigkeit konstant gehalten wird.

Der Modellmotor verfügt auch ohne Aufladung über genügend Leistung, um während der Konstantfahrphasen die Geschwindigkeit zu halten. Der geringfügig höhere Abgasgegendruck, der durch die ATL-Turbine verursacht wird, wirkt sich hier nicht nennenswert auf den effektiven Wirkungsgrad des Modellmotors aus. Während der Beschleunigungsphasen muss der Schraubenlader eingekuppelt bzw. der Abgasturbolader beschleunigt werden. Folglich wirken sich nur diese Phasen auf den Unterschied zwischen beiden Systemen aus. Vor allem während der zweiten Beschleunigungsphase steigt der Frischluftbedarf des Modellmotors so hoch, dass der Schraubenlader zwischen zwei und vier Prozent der Kurbelwellenleistung benötigt. Durch den geringeren Abgasgegendruck und die somit geringeren Ladungswechselerluste weist der mit dem Schraubenlader aufgeladene Motor zwar einen besseren inneren Wirkungsgrad, aber in Folge der von ihm aufzubringenden Schraubenladerantriebsleistung einen geringeren effektiven Wirkungsgrad auf als der mit dem Abgasturbolader aufgeladene Motor. Über den gesamten hier betrachteten Zyklus benötigt der mit dem Schraubenlader ausgestattete Motor 2,3 % mehr Kraftstoff als der mit dem Abgasturbolader ausgerüstete Motor.

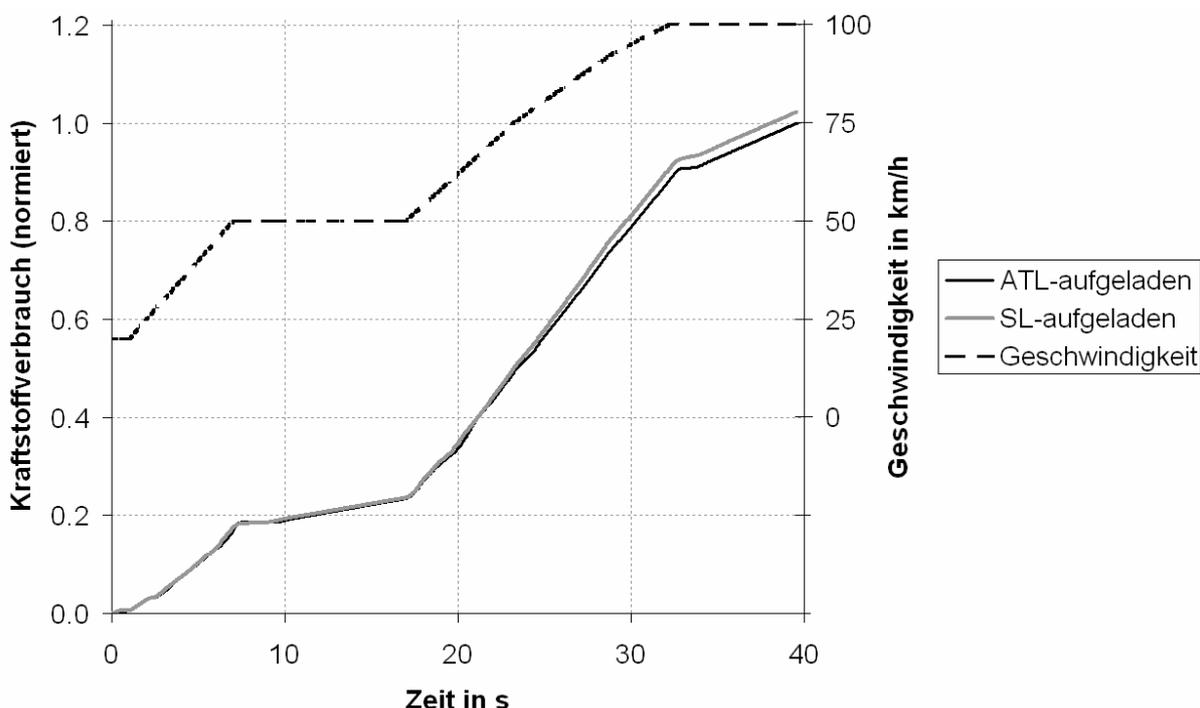


Bild 9: Geschwindigkeitsprofil und zugehöriger aufsummierter Kraftstoffverbrauch (normiert auf den Kraftstoffverbrauch des ATL-aufgeladenen Modellmotors)

Eine Motorversion mit fester Getriebeübersetzung zum Schraubenlader ($i = 5,25$) und einer Ladedruckregelung über die schaltbare Kupplung, die Getriebeübersetzung, den externen

Bypass sowie über die Drosselklappe erreicht über den gesamten Zyklus einen Kraftstoffmehrerverbrauch von 3,0 % gegenüber dem mit einem Abgasturbolader aufgeladenen Motor. In diesem Fall sind die Verluste bei hoher Last geringer als bei der Konfiguration mit schaltbarem Getriebe. Hingegen fallen bei Betrieb des Schraubenladers mit geöffnetem Bypass höhere Verluste an.

6. Zusammenfassung

Das Potenzial des Schraubenladers als Aufladeaggregat für einen modernen Viertakt-Ottomotor konnte im Rahmen dieser Arbeit aufgezeigt werden. Dem gegenüber dem mittels Abgasturbolader aufgeladenen Motor günstigeren Beschleunigungsverhaltens steht ein leicht höherer Kraftstoffverbrauch entgegen. Insbesondere durch den Einsatz eines stufenlos schaltbaren Satellitengetriebes kann dieser Mehrverbrauch sehr niedrig gehalten werden. So kann der Schraubenlader im Teillastbetrieb bei niedriger Drehzahl und folglich niedriger Leistungsaufnahme betrieben oder gar abgeschaltet werden. Der Kraftstoffverbrauch lässt sich noch weiter senken, wenn es gelingt, den Wirkungsgrad des stufenlosen Getriebes noch zu verbessern, was als durchaus machbar erscheint.

Nun müsste das in der Simulation dargestellte Motor-Lader-System sich unter realen Bedingungen bewähren und insbesondere seine Alltagstauglichkeit beweisen.

Literatur

- [1] Westin, F.: Simulation of turbocharged SI-engines - with focus on the turbine, Dissertation, Royal Institute of Technology Stockholm 2005
- [2] Eichlseder, H.; Baumann, E.; Müller, P.; Neugebauer, S.: Chancen und Risiken von Ottomotoren mit Direkteinspritzung, MTZ Motortechnische Zeitschrift 61 (2000) 3, S. 144-152
- [3] Friedrich, I.; Grigoriadis, P.; Pucher, H.: Full-cycle thermodynamic analysis – an efficient tool for engine process development, Performance and Emissions conference, IMechE, London 2004
- [4] Tenberge, P.; Baumgart, R.; Webner, M.: Das Satellitengetriebe – ein stufenloses und formschlüssiges Getriebe für Kfz-Nebenaggregate, Konstruktion S2/2004 Special Antriebstechnik, Springer-VDI-Verlag, Düsseldorf 2004, S. 88-91