

Erfahrungen mit der Schraubenmaschine als Aufladeaggregat für Fahrzeugmotoren

Prof. Dr.-Ing. H. Pucher, Dipl.-Ing. K. von Räden, Berlin

Zusammenfassung

Im Rahmen einer mehrjährigen Forschungskoooperation mit der Universität Dortmund wurde an der Technischen Universität Berlin die Verwendung der Schraubenmaschine als Aufladeaggregat für Fahrzeugdiesel- und -otomotoren untersucht. Dabei kamen neben Prüfstandsläufen die Methoden der Motorgesamtprozess-Simulation zum stationären wie zum dynamischen Motorprozess zum Einsatz. Es wird über Probleme und Chancen dieses Aufladeverfahrens berichtet.

Abstract

In close research cooperation with Dortmund University at the Technical University Berlin various concepts of supercharging SI and diesel vehicle engines with screw-type superchargers have been investigated. Engine testing as well as the methods of overall engine process simulation have been used for investigating the stationary and the dynamic engine operating performance. The paper reports on problems and chances with these particular supercharging techniques.

1. Einleitung

Unter der Aufladung eines Verbrennungsmotors versteht man, dass diesem Luft mit einer höheren Dichte als der der Umgebungsluft zugeführt wird, was ihm bei einem gegebenen Verbrennungsverfahren ermöglicht, eine der höheren Luftdichte entsprechend vergrößerte Kraftstoffmenge umzusetzen. Demzufolge stellt die Aufladung primär ein Verfahren zur Erhöhung der Leistungsdichte eines Motors dar. Sie trägt zudem in den meisten Fällen auch zu einer Erhöhung des Motorwirkungsgrads bei, nicht zuletzt dadurch, dass das Reibleistungsniveau eines bestimmten Motors sich immer weniger Wirkungsgrad mindernd auswirkt, je höher der Motor ausgelastet wird, also bei immer höherer Aufladung im Vergleich zum Saugbetrieb. Wird der zur Erhöhung der Luftdichte, was primär über den Ladedruck erfolgt, eingesetzte Lader über eine Abgasturbine angetrieben, liegt die seit inzwischen 77 Jahren bekannte Abgasturboaufladung vor [1]. Wird der Lader hingegen von der Kurbelwelle des Motors angetrieben, spricht man von Mechanischer Aufladung. Gegenüber der Anwendung des Radialverdichters als Lader bei der Abgasturboaufladung kommen bei Mechanischer Aufladung bevorzugt Lader zum Einsatz, die nach dem Verdrängerprinzip arbeiten. Dieses ermöglicht, in einfacherer Weise als der Strömungslader, dass auch schon im unteren Drehzahlbereich des Motors relativ hohe Ladedrücke verfügbar sind, die wesentliche Voraussetzung für ein gutes Beschleunigungsverhalten eines aufgeladenen Fahrzeugmotors.

So wurden schon 1921 die ersten Rennwagenmotoren mit „Kompressor“, also mit einer mechanischen Aufladung, in Autorennen eingesetzt.

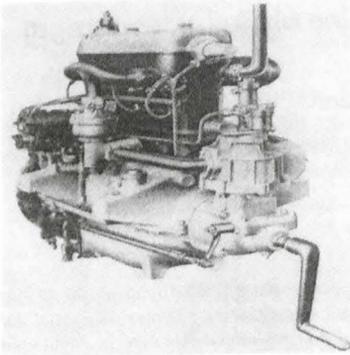


Bild 1: Mercedes-Vierzylinder-Ottomotor mit Kompressor von 1921/22, nach /2/

Fig 1: Mercedes-four cylinder-SI engine with supercharger of 1921/22

Bild 1 zeigt einen Mercedes-Tourenwagenmotor mit einem Kompressor in Roots-Bauart, der über Schaltkupplung und Getriebe von der Kurbelwelle aus angetrieben wurde. Dieser Lader wurde allerdings nur zugeschaltet, wenn die Spitzenleistung gefragt war /2/.

Auch wenn sich für die bei Fahrzeugmotoren zunehmend zur Anwendung gelangende Aufladung überwiegend die Abgasturboaufladung etabliert hat, so erfreut sich zur Zeit auch die Mechanische Aufladung, repräsentiert durch Fahrzeuge mit so genannten Kompressor-Ottomotoren, verstärkter Nachfrage /3, 4/. Die zunehmende Einführung der Aufladung bei Fahrzeug-Ottomotoren generell wird befördert durch ihr unbedingtes Erfordernis bei der Umsetzung von so genannten Downsizing-Konzepten, das heißt, zur Darstellung einer bestimmten Nennleistung über einen Motor mit möglichst kleinem Hubvolumen und damit kleiner Reibleistung. Für eine bevorzugte Anwendung der Mechanischen Aufladung anstelle der Abgasturboaufladung sprechen das mit ihr prinzipbedingt günstigere Motorbeschleunigungsverhalten und das schnellere Anspringen (Aufheizen auf die erforderliche Arbeitstemperatur) des Abgaskatalysators, weil diesem keine die Abgastemperatur absenkende Abgasturbine vorgeschaltet ist.

2. Schraubenmaschine als Aufladeaggregat

2.1 Allgemeines

Da auch die Schraubenmaschine nach dem Verdrängerprinzip arbeitet, ist es nahe liegend, einen Schraubenverdichter als Lader zur Mechanischen Aufladung heranzuziehen. Da zur Aufladung von Fahrzeugmotoren, gemessen an den mit Schraubenverdichtern möglichen (hohen) Druckverhältnissen, vergleichsweise nur kleine Druckverhältnisse benötigt werden, liefert eine dem gemäßige Optimierung der geometrischen Kenngrößen eines Schraubenladers eine wichtige Grundvoraussetzung für einen günstigen Wirkungsgrad des Gesamtsystems aus Verbrennungsmotor und Schraubenlader / 5 /.

Für eine bevorzugte Anwendung der Schraubenmaschine als Laderaggregat gegenüber anderen Verdrängerladern könnten ihr günstiger Wirkungsgrad und ihre bauprinzipbedingten internen Möglichkeiten zur Ladedrucksteuerung sprechen.

Im Rahmen einer mehrjährigen, von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Zusammenarbeit des Fachgebiets Fluidenergiemaschinen der Universität Dortmund und des Fachgebiets Verbrennungskraftmaschinen der Technischen Universität Berlin zum Einsatz von Schraubenladern sind die Erkenntnisse gewonnen worden, über die nachfolgend berichtet wird.

2.2 Schraubenlader am Fahrzeugdieselmotor

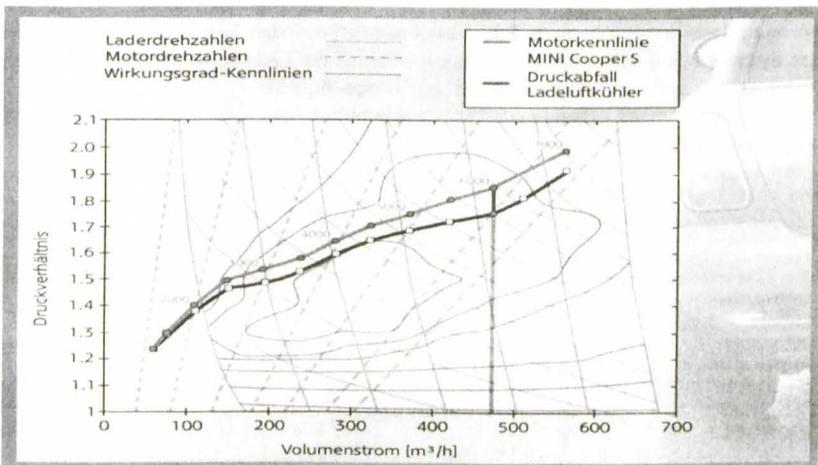


Bild 2: Motorbetriebslinie eines mechanisch aufgeladenen Ottomotors bei Volllast im Laderkennfeld, aus /4/

Fig 2: Full load operating characteristic of a supercharged SI engine

Bild 2 zeigt die Motorbetriebslinie bei Volllast im Laderkennfeld eines mit einem Verdrängerlader mechanisch aufgeladenen Ottomotors / 4 /. Diese bestätigt die bereits erwähnte Tatsache, dass die Mechanische Aufladung auch schon im unteren Drehzahlbereich des Motors einen relativ hohen Ladedruck zu liefern in der Lage ist, im vorliegenden Fall ein Lader-Druckverhältnis von 1.4 bei der Motordrehzahl von 2000 min^{-1} , das bis auf 1.9 bei 7000 min^{-1} ansteigt. Prinzipiell ähnlich würde die Volllast-Motorbetriebslinie bei einem Dieselmotor verlaufen.

Soll bei einer bestimmten Motordrehzahl nicht die zugehörige Volllast, sondern eine Teillast gefahren werden, muss im Falle des Ottomotors, weil dieser näherungsweise lastunabhängig mit gleichem Luftverhältnis betrieben wird, auf alle Fälle eine entsprechende

Ladedruckabsenkung vorgenommen werden. Im Falle des Dieselmotors könnte bei Lastabsenkung an sich der Vollast-Ladedruck beibehalten werden, was einem Anstieg des Verbrennungsluftverhältnisses gleichkommen würde, was aus der Sicht der dieselmotorischen Verbrennung sogar als vorteilhaft einzustufen ist. Dieser für niedrige Teillast dann aber doch unnötig hohe Ladedruck erfordert jedoch eine entsprechend hohe Laderantriebsleistung, die vom Motor mit entsprechend höherem Kraftstoffverbrauch aufzubringen ist. Es ist deshalb für den Ottomotor zwingend und für den Dieselmotor zweckmäßig, eine möglichst wirkungsgradgünstige Ladedrucksteuerung vorzusehen.

Im Rahmen der ersten Kooperationsphase von Uni Dortmund und TU Berlin wurden zu einem Vorkammer-Dieselmotor, der im Serienzustand mit Abgasturboaufladung ausgerüstet war, verschiedene Laststerverfahren bei Mechanischer Aufladung mit einem Schraubenlader untersucht /6, 7/. **Bild 3** zeigt dazu im obersten Teilbild das Schaltschema des Systems aus Dieselmotor und Schraubenlader mit der Ladedrucksteuerung über einen „Externen Bypass“ am Lader sowie die zugehörige Auswirkung auf das p,V-Diagramm (schematisiert). Dieses externe Ladedrucksteuerungsverfahren lässt sich grundsätzlich bei jedem (Verdränger-)Lader anwenden.

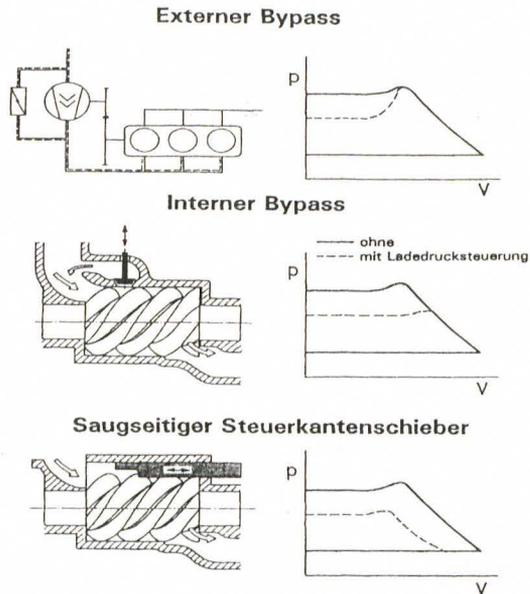


Bild 3: Ladedrucksteuerkonzepte für einen Dieselmotor mit Schraubenlader, aus /7/

Fig 3: Supercharging pressure control concepts for screw-type superchargers on diesel engines

Bild 3 zeigt auch noch zwei interne, speziell an Schraubenladern einsetzbare Ladedrucksteuerverfahren, den „Internen Bypass“ und den „Saugseitigen Steuerkantenschieber“. Die Zusammenarbeit von Lader und Verbrennungsmotor wurde zum einen experimentell, das heißt, auf Lader- und Motorversuchsständen, zum anderen mit einem Programmsystem zur Simulation des Motorgesamtprozesses untersucht. Die Simulation ermöglicht, vielfach besser als der Versuch, das Studium der Einzelwirkung verschiedener Einflussparameter, vorausgesetzt natürlich, dass das Simulationsprogramm grundsätzlich eine ausreichend realitätsnahe Abbildung des Gesamtprozesses zu liefern im Stande ist. **Bild 4** zeigt dazu einen Rechnungs/Messungs-Vergleich mit dem hier eingesetzten Simulationsprogramm, das den doch beachtlichen Übereinstimmungsgrad bestätigt.

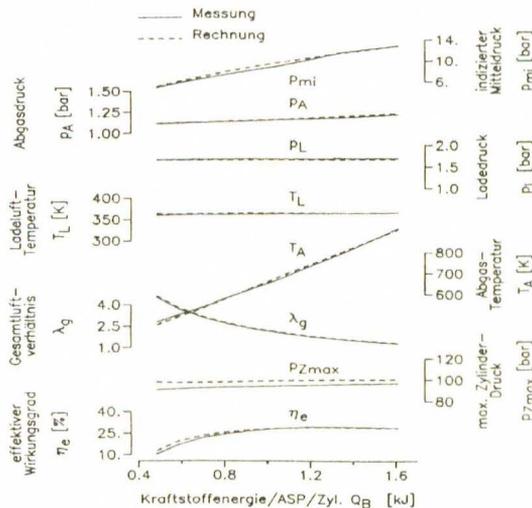


Bild 4: Stationäre Motorbetriebswerte bei $n_M = 3000 \text{ min}^{-1}$, IDI-Dieselmotor bei mechanischer Aufladung mit einem Schraubenlader, aus /7/

Fig 4: Stationary engine operating data of a supercharged IDI diesel engine at 3000 min^{-1} (screw type supercharger)

Bild 5 vergleicht die Auswirkung der in Bild 3 gezeigten Ladedrucksteuerverfahren auf den spezifischen Kraftstoffverbrauch. Demnach gelingt es mit dem „Internen Bypass“ am besten, bei Teillast den spezifischen Kraftstoffverbrauch des mechanisch aufgeladenen (Diesel-) Motors an den des abgasturboaufgeladenen Ausgangsmotors anzunähern. **Bild 6** bestätigt die Erwartung, dass bei Mechanischer Aufladung, hier mit einem Schraubenlader unter zwei unterschiedlichen Übersetzungsverhältnissen, für ein Fahrzeug kürzere Beschleunigungszeiten zu erzielen sind als bei Abgasturboaufladung.

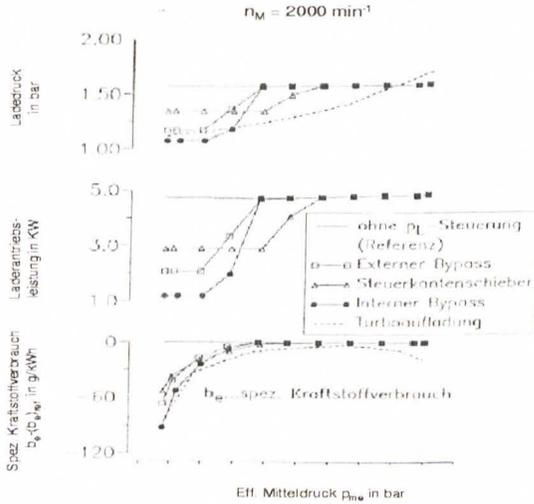


Bild 5: IDI Dieselmotor: Schraubenlader-Steuerkonzepte und Turboaufladung im Vergleich, nach /7/

Fig 5: IDI diesel engine; screw type supercharger control concepts compared to turbocharging

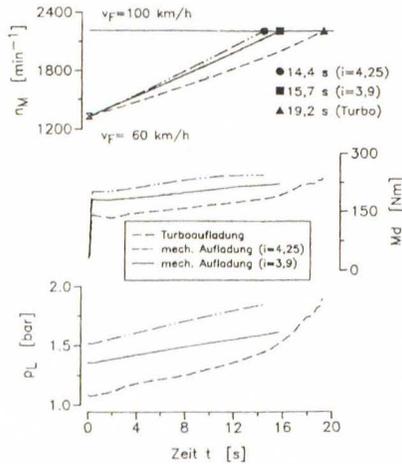


Bild 6: Fahrzeug-Vollastbeschleunigung im 4. Gang von 60 auf 100 km/h, Mechanische Aufladung mit Schraubenlader im Vergleich zur Turboaufladung, nach /7/

Fig 6: Vehicle full load acceleration (direct gear) from 60 to 100 km/h, screw type supercharging in comparison to turbocharging

2.3 Schraubelader am Ottomotor

2.3.1 Allgemeines

Wie bereits ausgeführt, ist die Laststeuerung des Ottomotors auf eine entsprechende Steuerung der Zylinderfüllung angewiesen, die beim konventionellen Saugmotor über die Drosselklappe, neuerdings auch schon über eine variable Einlassventilsteuerung erreicht wird. Im Falle des aufgeladenen Ottomotors ist zudem eine Ladedruckregelung vorzusehen, weil die zwar grundsätzlich mögliche, alleinige Mengensteuerung über die Drosselklappe zu hohe (Drossel-)Verluste bewirken würde.

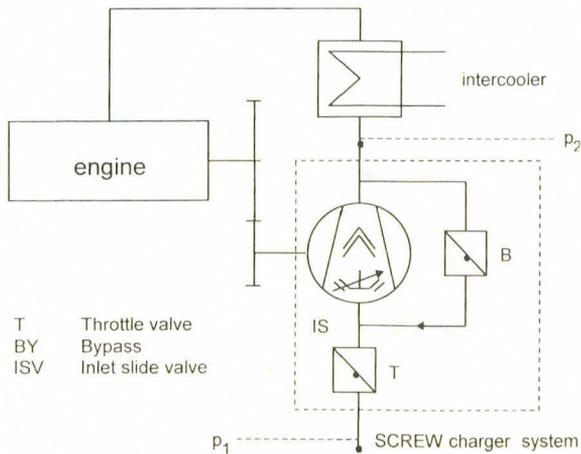


Bild 7: Mechanisch aufgeladener Ottomotor mit Schraubelader; Ladedruck-Steuerverfahren
Fig 7: SI-engine supercharged with a screw-type supercharger; supercharging pressure control methods

Bild 7 zeigt das Schaltschema des mit einem Schraubelader mechanisch aufgeladenen Ottomotors, wie er im Rahmen der Forschungskoooperation von Uni Dortmund und TU Berlin untersucht wurde. Als Versuchsmotor diente ein im Serienzustand mit Abgasturboaufladung ausgerüsteter 1.8 Liter-Motor von AUDI, der auf Mechanische Aufladung mit einem OPCON-Schraubelader (OPCON – Autorotor OA 2089) umgerüstet wurde. Der Lader wurde mit einem festen Übersetzungsverhältnis über einen Riemen angetrieben. Dieser Lader konnte alternativ und kombiniert mit einem (externen) Bypass und, nach entsprechender Nachrüstung (siehe 2.3.2), mit einem Einlass-Steuerschieber gesteuert werden. Die Drosselklappe war vor dem Lader angeordnet. Vor dem Eintritt in den Motor wurde die Luft in einem Ladeluftkühler rückgekühlt.

2.3.2 SCREW-Lader

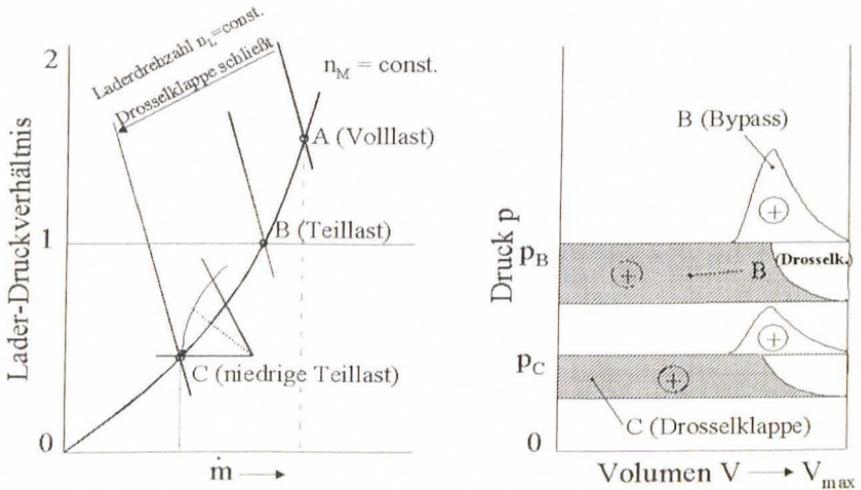


Bild 8: Ladedrucksteuerung durch Drosselklappe und externen Bypass

Fig 8: Supercharging pressure control by throttle valve and external bypass

Die Laststeuerung des Schraubenlader-Ottomotor-Systems ohne laderinterne Ladedrucksteuerung soll Bild 8 verdeutlichen. Als Steuerorgane dienen dabei die Drosselklappe sowie der (externe) Laderbypass. Bild 8 zeigt im Laderkennfeld (Druckverhältnis über Massenstrom) eine Motorschlucklinie (Isolinie der Motordrehzahl) und darauf drei Motorbetriebspunkte. Der Punkt A steht für Volllast, der Punkt B für eine Teillast entsprechend der Volllast des Saugmotors und der Punkt C für eine niedrige Teillast. Die rechte Bildhälfte von Bild 8 zeigt die bei unterschiedlichen Laststeuerverfahren auftretenden Laderzustandsverläufe im p,V-Diagramm und damit die jeweils aufzubringende Laderarbeit. Für die gesamte Darstellung gilt, dass Motor- und Laderdrehzahl jeweils konstant sind. Bei Volllast (Betriebspunkt A) ist die Drosselklappe voll geöffnet, und es stellt sich die im rechten Bildteil als schraffierte Fläche erscheinende Laderarbeit ein.

Zur Darstellung des Ladedrucks im Betriebspunkt B bestehen zwei Möglichkeiten.

1. Möglichkeit: Bypassventil geschlossen. Der Druck vor Lader wird über eine engere Drosselklappenstellung genau so weit abgesenkt, dass der (ungesteuerte) Lader am Austritt genau den Ladedruck p_B erreicht.
2. Möglichkeit: Drosselklappe voll geöffnet. Bypassventil voll geöffnet. Der Lader saugt Luft mit Umgebungsdruck an, die er wegen der inneren Verdichtung aufgrund des

Schraubenmaschinen-Wirkprinzips zunächst auf einen höheren Druck verdichtet, der jedoch am Laderaustritt wieder auf den Ansaugdruck, das ist der gewünschte Druck p_B , abgedrosselt wird.

Wenn auch in Bild 8 nur schematisiert dargestellt, so soll gezeigt werden, dass bei alleiniger Steuerung über die Drosselklappe die höhere Laderarbeit erforderlich ist.

Für den Betriebspunkt C besteht die günstigste Kombination von Bypass und Drosselklappe darin, das Bypassventil voll zu öffnen und die Drosselklappe so weit zu schließen, dass sich am Laderaustritt gerade der gewünschte Ladedruck p_C einstellt.

Das Funktionsprinzip des Schraubenladers ermöglicht eine interne Ladedrucksteuerung in der Weise, dass über einen einlassseitigen Steuerschieber am Lader der Ansaugvorgang beendet wird, sobald die erforderliche Teillast-Luftmenge in den Lader eingeströmt ist. Diese Luftmenge wird in der dann noch verbliebenen Phase der Arbeitsraumzunahme (Expansion) zunächst einer laderinternen Expansion unterworfen und in der anschließenden Kompressionsphase schließlich auf denjenigen Ladedruck verdichtet, den der Motor für seinen Teillastbetriebspunkt benötigt. Durch die laderinterne Expansion der Ladeluft wird theoretisch Arbeit an den antreibenden Verbrennungsmotor rückgespeist, was sich positiv auf den Wirkungsgrad des Gesamtsystems auswirken sollte.

Ein dermaßen gesteuerter Lader wurde nachfolgend in diesem Projekt als SCREW-Lader bezeichnet, weil er eine Schraubenmaschine mit compressiver respektive expansiver Wirkung (engl.: Screw engine with compressive respective expansive working principle) darstellt. **Bild 9** zeigt den möglichen Verstellbereich des Einlass-Steuerschiebers innerhalb der Expansionsphase des relativen Kammervolumen.

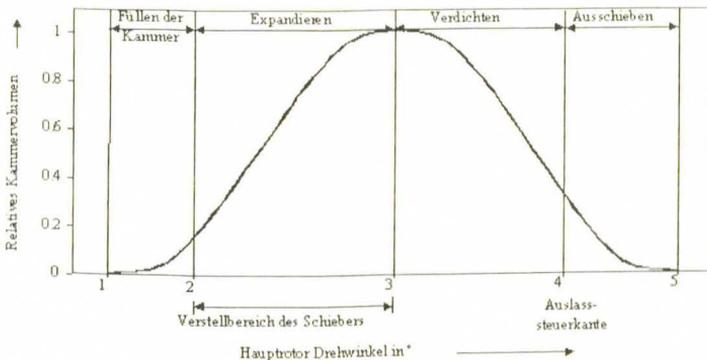


Bild 9: Arbeitsbereich des Einlass-Steuerschiebers im Arbeitsvolumen-Drehwinkel-Diagramm des Schraubenladers

Fig 9: Working phase of the screw-type supercharger's inlet slide valve

Bild 10 soll die Auswirkung dieses Ladedruck-Steuerverfahrens hinsichtlich positiver und negativer Laderantriebsarbeit verdeutlichen. Die rückgewinnbare Lader-Expansionsarbeit erscheint demgemäß als negative Arbeitsfläche. Zum Vergleich ist in Bild 10 auch noch der Zustandsverlauf ins p,V -Diagramm eingetragen, der sich einstellen würde, wenn der Ladedruck p_c allein (d.h. ohne laderinterne Steuerung) über die Drosselklappe eingestellt würde. Die dabei aufzubringende Laderarbeit entspricht der vom Zustandsverlauf 6-3-4-5-6 umschlossenen Fläche.

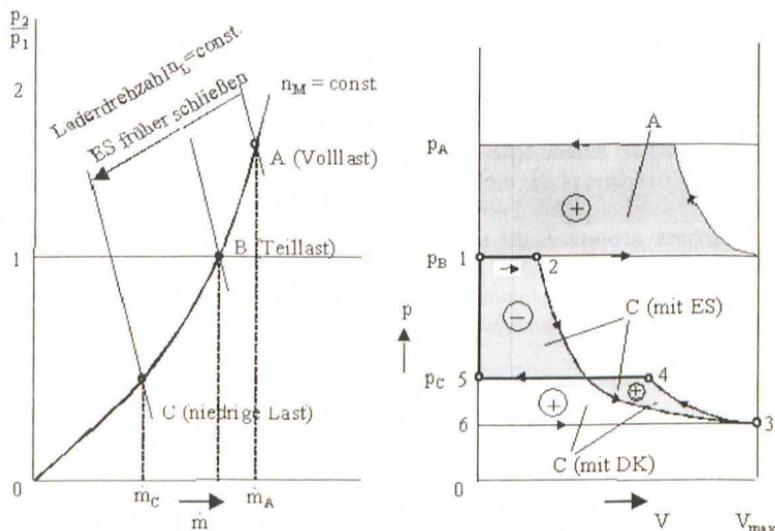


Bild 10: Ladedrucksteuerung des SCREW-Laders durch einen Einlass-Steuerschieber
Fig 10: Supercharging pressure control by inlet slide valve

Zur Darstellung der SCREW-Lader-Hardware wurde der bis dahin verwendete OPCON-Schraubenlader umkonstruiert. Das serienmäßige Einströmgehäuse (**Bild 11**) wird ersetzt durch ein Einströmgehäuse, in dem zwei flache, axiale Drehschieber, die konzentrisch zu den Lagerzapfen von Haupt- und Nebenrotor angeordnet sind, je nach Verdrehwinkel nur einen bestimmten Anteil des insgesamt möglichen Einlassquerschnitts freigeben. **Bild 12** zeigt in einer Explosionsdarstellung die beiden gegenläufigen Drehschieber in der Stellung zu 2/3 geschlossen. Der schraffiert dargestellte Bereich kennzeichnet den verbliebenen offenen Einströmquerschnitt bei dieser Schieberstellung. Das Einströmgehäuse wurde als Aluminiumfrästeil, die eigentlichen Schieber wurden aus Stahl ausgeführt. Zur Reduzierung der Stellkräfte an den Schiebergleitflächen wurde eine Axiallagerung mit einstellbarem Spalt vorgesehen.

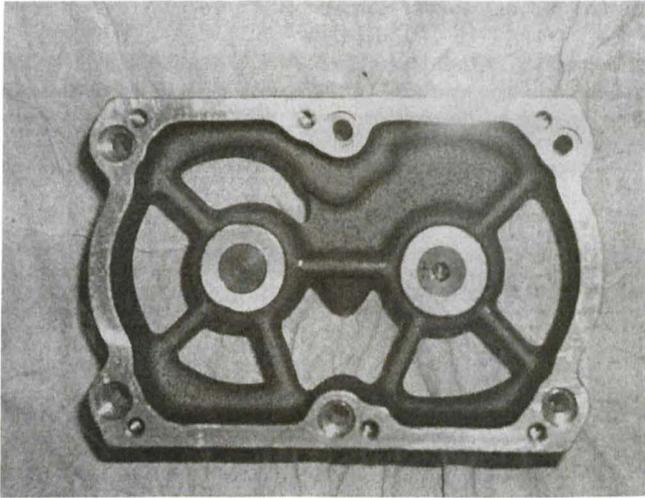


Bild 11: Original-Einströmgehäuse des Versuchs-Schraubenladers
Fig 11: Original version of the screw-type supercharger inlet port

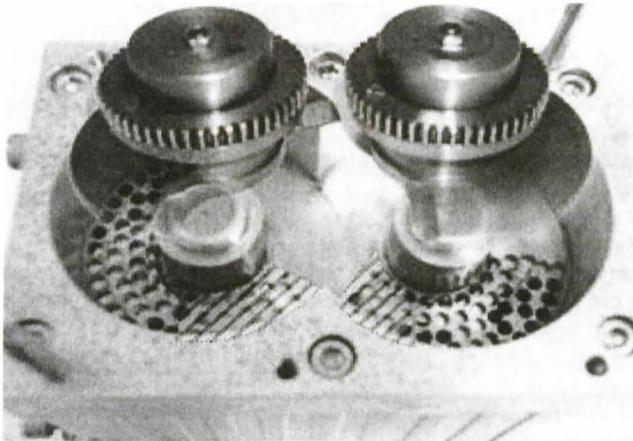


Bild 12: Modifiziertes Einströmgehäuse zur Aufnahme des Drehschiebers
Fig 12: Modified inlet port with inlet slide valves

3. Ergebnisse zum SCREW-Lader-Betrieb

Bild 13 zeigt exemplarisch für die Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors von $u_{HR} = 20$ m/s, jedenfalls damit für eine konstante Laderdrehzahl, wie sich die Schieberstellung und das am Lader anliegende Druckverhältnis auf den durchgesetzten Luftmassenstrom auswirken.

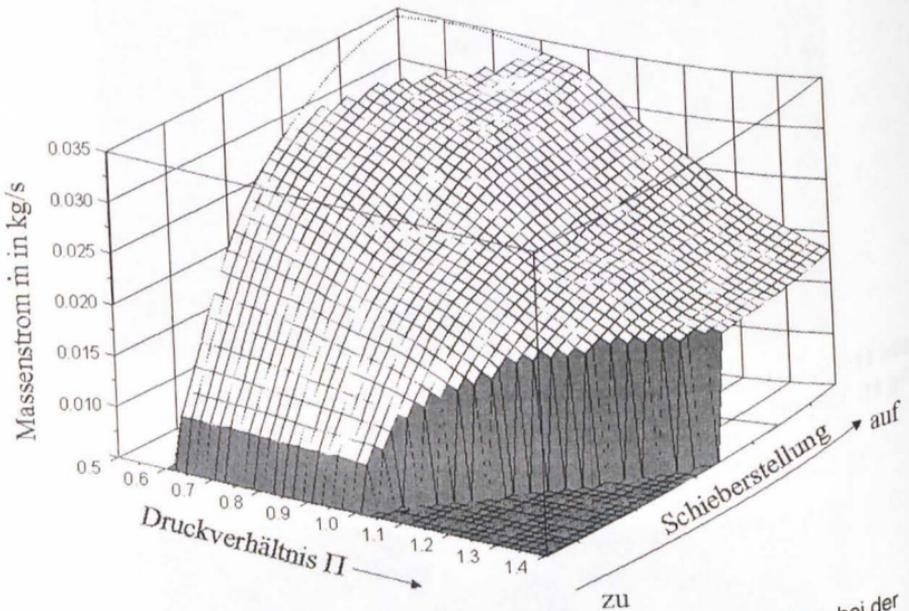


Bild 13: Lader-Massenstrom abhängig von Druckverhältnis und Schieberstellung bei der Motor-drehzahl von 1000 min^{-1}

Fig 13: Supercharger mass flow versus pressure ratio and slide valve position at engine speed 1000 min^{-1}

In welchen Kennfeldbereichen der untersuchte SCREW-Lader als Verdichter arbeitet, also Leistung aufnimmt, und in welchen er als Schraubenmotor arbeitet, weil er Leistung abgibt, die dann an den Verbrennungsmotor zurückgespeist werden kann, darüber gibt **Bild 14** Auskunft. Die Darstellung gilt für jeweils leistungsoptimale Schieberstellung. Mit abnehmendem Druckverhältnis, ausgehend von 1.0, nimmt zwar die erforderliche Laderantriebsleistung ab, zu einer Drehmomentumkehr kommt es allerdings erst im rechten unteren Quadranten des dargestellten Kennfelds, also bei Ladedruckverhältnissen < 0.7 und einem Massenstrom $> 0.35 \text{ kg/s}$. Bei sehr geringem Massenstrom ist der Betrag der vom Lader rückgespeisten inneren Leistung geringer als die zu überwindende Reibleistung, wozu vor allem die relativ hohen Drosselverluste am konstruktiv noch nicht optimalen Versuchseinströmgehäuse beitragen. Im Bereich von Ladedruckverhältnissen > 1 , in dem naturgemäß der Lader Arbeit aufnimmt, kann diese durch den Einlass-Steuerschieber an

sich minimiert werden, weil nur gerade soviel Ladedruck aufgebaut wird, wie der Motor benötigt. Allerdings kam beim vorliegenden Versuchslader dieser Effekt kaum zur Wirkung, weil die internen Spaltverluste relativ groß waren.

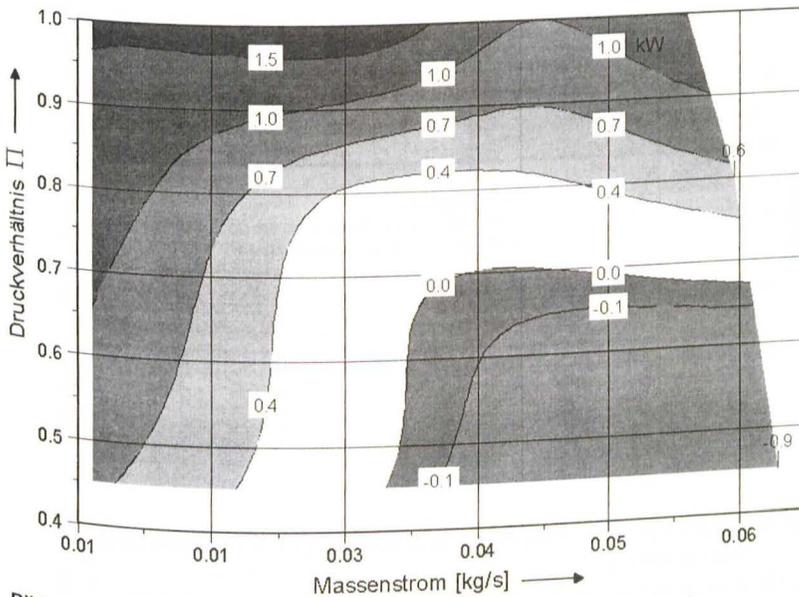


Bild 14: Effektive SCREW-Wellenleistung als Funktion von Massenstrom und Druckverhältnis bei leistungsoptimaler Schieberstellung

Fig 14: Brake SCREW power versus mass flow and pressure ratio

Wie sich der spezifische Kraftstoffverbrauch des Motors lastabhängig verändert, wenn dieser mit dem SCREW-Lader betrieben wird, und dieser einmal mit Bypass und Drosselklappe, das andere Mal mit dem Einlass-Steuerschieber gesteuert wird, wird in **Bild 15** bei der für PKW-Motorenbetrieb wichtigen Drehzahl von $n = 2000 \text{ min}^{-1}$ gezeigt. Als Referenz ist die entsprechende Kurve für den Turboladerbetrieb des Versuchsmotors eingetragen. Dieses den Untersuchungen mit der Motorprozess-Simulation entnommene Diagramm zeigt, dass die Mechanische Aufladung mit dem SCREW-Lader im unteren Lastbereich der Turboaufladung mindestens ebenbürtig ist und dass die Ladedrucksteuerung mit dem Einlass-Steuerschieber der externen Steuerung über Bypass und Drosselklappe überlegen ist.

In jedem Fall ist die Mechanische Aufladung der Turboaufladung prinzipbedingt überlegen, was das Beschleunigungsverhalten anbelangt, weil der Ladedruck unmittelbar mit der Motordrehzahl ansteigt und nicht erst mit der Erhöhung der Abgasleistung und nach

Überwindung der mechanischen Trägheit des Turbolader-Laufzeugs, wie dies bei der Turboaufladung gegeben ist (siehe Bild 16). Allerdings liegt der diesbezügliche Vorteil im Bereich von (nur) bis zu einer Sekunde, wenn man eine Fahrzeugbeschleunigung von 0 auf 100 km/h betrachtet.

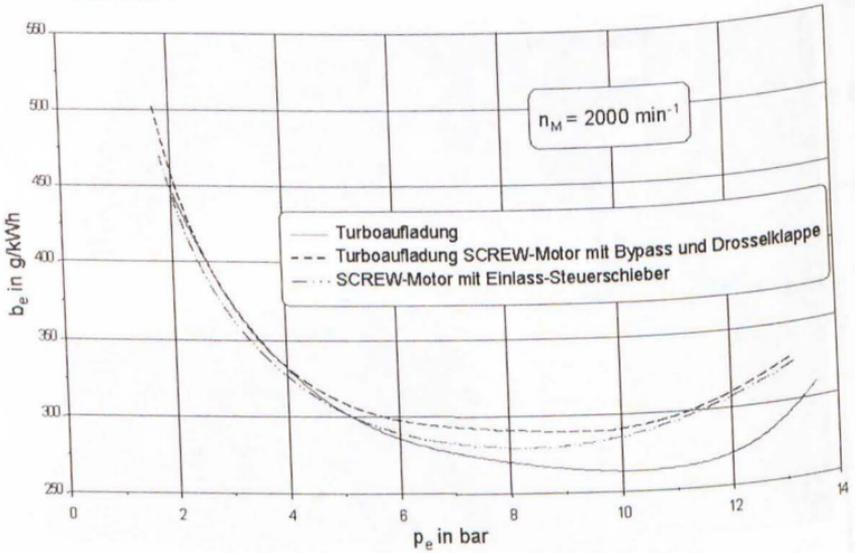


Bild 15: Spezifischer Kraftstoffverbrauch des Motors mit SCREW-Lader und bei Abgas-Turboaufladung

Fig 15: Specific fuel consumption with SCREW-supercharged engine and with turbocharged engine

4. Schlussfolgerungen und Ausblick

Es konnte bestätigt werden, dass das über einen Einlass-Steuerschieber realisierte SCREW-Prinzip geeignet ist, einen damit ausgerüsteten Ottomotor sowohl im stationären als auch im dynamischen Betrieb zu steuern.

Die konstruktive Umsetzung des SCREW-Prinzips bedarf allerdings einer Überarbeitung gegenüber dieser ersten, prototypischen Versuchsausführung. Wesentliches Ziel müsste dabei sein, höchstmögliche Dichtheit der Maschine zu erreichen /8/. Zur Steigerung des Wirkungsgradniveaus im Expansionsbetrieb sollte die Festlagerung der Rotoren auf die Saugseite der Maschine gelegt werden, um den saugseitigen Stirnspalt minimieren zu können. Die vorgestellte laderinterne Laststeuerung über einen Einlass-Steuerschieber ließe sich in einer vereinfachten Form auch bei Schraubenladern zur Aufladung von Dieselmotoren verwenden, hier mit dem Ziel der reduzierten Leistungsaufnahme des Laders bei Teillast.

Die Realisierung einer konsequent für den SCREW-Betrieb ausgelegten und konstruierten Maschine mit präziser Anpassung an den Verbrennungsmotor dürfte noch ein deutliches Potenzial zur weiteren Wirkungsgraderhöhung des Gesamtsystems aus Verbrennungsmotor und Schraubenlader eröffnen. Das günstige Beschleunigungsverhalten eines Fahrzeugs mit SCREW-Lader ist in jedem Fall gegeben.

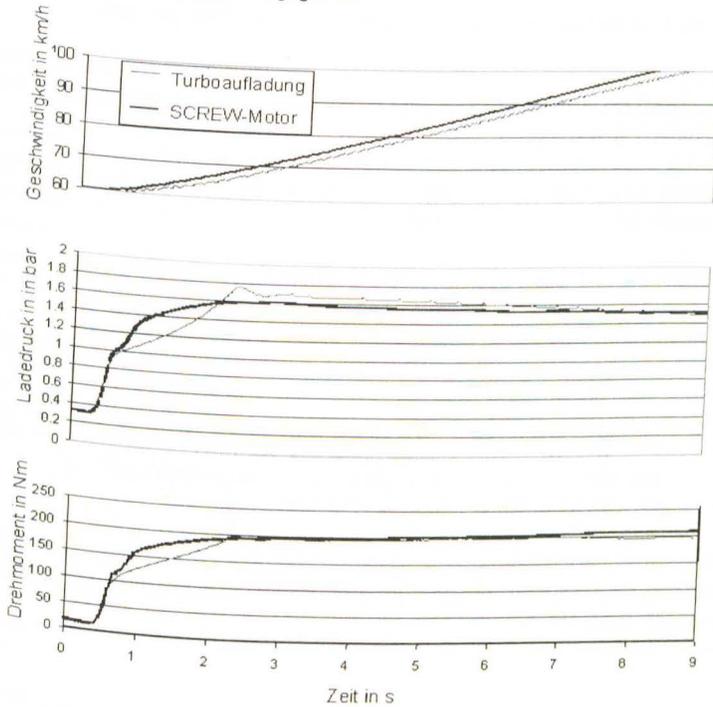


Bild 16: Fahrzeug-Vollastbeschleunigung im direkten Gang von 60 auf 100 km/h
Fig 16: Full load acceleration of the turbocharged and the supercharged (SCREW) engine in direct gear from 60 to 100 km/h

Danksagung

Die Autoren danken der Deutschen Forschungsgemeinschaft für die finanzielle Förderung der diesem Beitrag zugrunde liegenden Forschungsarbeiten.

Literatur

- / 1 / Büchi, A.: Druckwellen-Verfahren. Schweizer Patentschrift Nr. 122664 vom 30. 11. 1925 (DRP Nr. 568855)
- / 2 / Zinner, K.: Aufladung von Verbrennungsmotoren. 2. Aufl., Springer, 1980
- / 3 / Mikulic, L.; Heil, B.; Mürwald, M.; Bruchner, K.; Pietsch, A.; Klein, R.: Neue Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz mit Kompressoraufladung. Teil 1, MTZ 63 (2002) 6, S. 436 – 447
- / 4 / Bruener, T.; Griebel, C.-O.; Hoyer, U.; Mueller, A.; Pour, R.: Der Antrieb des Mini Cooper S. MTZ 63 (2002) 7/8, S. 558 – 566
- / 5 / Weckes, N.: Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern. Dissertation Universität Dortmund, 1994
- / 6 / Vlaskos, I.: Der Schraubenlader als Alternative zum Turbolader bei der Aufladung von PKW-Dieselmotoren. Dissertation Technische Universität Berlin, 1995
- / 7 / Pucher, H.; Vlaskos, I.: Mechanische Aufladung des PKW-Dieselmotors mit einem Schraubenlader – eine Alternative zur Abgasturboaufladung ? In: Schraubenmaschinen '94, VDI Berichte 1135, VDI-Verlag, 1994
- / 8 / Stubbemann, K.; Lehmann, K.; Räse, U.; v. Eisebeck, G.: Mechanischer Lader im Expansionsbetrieb – lohnt sich der Aufwand? 7. Aufladetechnische Konferenz, Dresden, 2000