

## Der SREW-Hybrid-Schraubenlader

Laststeuerungskonzepte für Ottomotoren, Entwicklungsstand, Simulation des Systemverhaltens

### The SREW-hybride twin-screw supercharger

Load control concepts for Otto-cycle engines, state of development, simulation

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder**, Dipl.-Ing. **M. Romba**, Dortmund

(Diese Arbeit wurde durch die Deutsche Forschungsgemeinschaft gefördert)

#### Zusammenfassung

In letzter Zeit hat die mechanische Aufladung von Verbrennungsmotoren durch Verdrängerlader wieder verstärkt Interesse gefunden, welches sich auch in einer Anzahl neuer serienmäßig gefertigter Motoren ausdrückt.

Der vorgelegte Bericht stellt mögliche Varianten der Laststeuerung für ein System aus Motor und Schraubenlader vor. Der Schwerpunkt wird hierbei auf Konzepte zur Aufladung von Ottomotoren gelegt, die einen Verzicht auf eine Drosselklappe ermöglichen und stattdessen das Lieferverhalten des Laders durch laderinterne Steuereinrichtungen wie etwa Schieber beeinflussen. Hierdurch kann bei Teillast der Lader Nutzarbeit an den Verbrennungsmotor übertragen.

#### Abstract

In the last years the use of mechanical driven displacement superchargers has met increased interest, resulting in several new mass-produced engines.

This paper sketches possible load-control concepts for an engine-supercharger system, putting emphasis on systems for Otto-cycle engines that allow to avoid throttling by adapting the superchargers delivery using internal means like inlet slides. This allows the supercharger to deliver usable work to the system at part-load conditions.

## 1 Einleitung

Die Aufladung von Verbrennungsmotoren zur Steigerung der Motorleistung ist ein seit der Anfangszeit des Motorenbaus bekanntes Verfahren.

Unter Aufladung versteht man das Vorverdichten der gesamten oder eines Teils der Ladung außerhalb des Arbeitszylinders mit dem Ziel der Ladungserhöhung im Zylinder [1].

Stand bis vor kurzem noch die Leistungssteigerung durch Aufladung im Vordergrund, so gewinnt angesichts der immer dringlicheren Forderungen nach Schonung der Ressourcen und Entlastung der Umwelt die Möglichkeit der Wirkungsgradsteigerung durch Aufladung zunehmend an Bedeutung.

Ein wesentlicher Ansatzpunkt zur Darstellung verbrauchsoptimierter Fahrzeugkonzepte liegt in den sehr geringen Vollastanteilen im praktischen Fahrzeugbetrieb. Die Motoren werden meist im unteren Teillastbereich betrieben, nur für sehr kurze Zeiten wird für Beschleunigungsvorgänge die Vollast abgerufen.

Die Verwendung von Motoren mit deutlich kleineren Hubvolumina, als heute noch üblich, die durch Aufladung die für akzeptables Beschleunigungsverhalten nötige Vollast erzielen, verspricht ein deutliches Verbrauchssenkungspotential.

Als Konsequenz an all dem steigt wieder deutlich das Interesse an mechanisch angetriebenen Ladern, insbesondere an solchen der Verdrängerbauart, was sich auch in der steigenden Anzahl von neu auf den Markt gekommenen Motoren mit mechanischer Aufladung widerspiegelt. Als Beispiele seien hier der Kompressor-Motor von Mercedes genannt, sowie der Motor im Mazda Xedos 9.

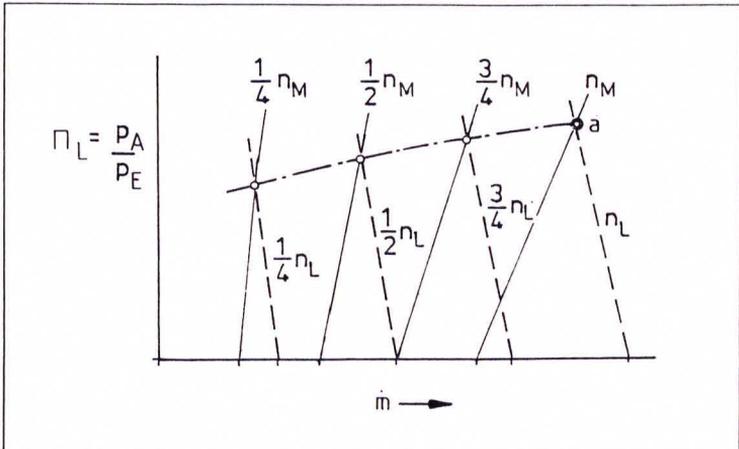
Neben Untersuchungen zur Geometrieoptimierung von Schraubenladern [2,3] findet die Laststeuerung des Lader-Motor Systems verstärkt Beachtung [4].

Der Ottomotor wird in einem schmalen Bereich des Luftverhältnis betrieben, im Betrieb mit geregelter Katalysator erfolgt dieses bei stöchiometrischem Kraftstoff- Luftgemisch. Daraus ergibt sich, daß zur Lastregelung nicht nur der zugeführte Kraftstoffmassenstrom sondern auch der Luftmassenstrom anzupassen ist.

Bei Saugmotoren wird hierzu üblicherweise eine Drosselklappe eingesetzt, das aber führt mit abnehmender Last infolge des niedrigeren Eintrittsdrucks zu einer immer größeren Ladungswechselverlustarbeit.

Gelingt es, die Laststeuerung statt durch eine Drosselklappe durch ein weniger dissipatives Steuerorgan zu realisieren, können sich deutliche Verbrauchssenkungspotentiale ergeben [5].

## 2 Ungesteuerte Zusammenarbeit von Motor und Lader



**Bild 1:** Zusammenarbeit des ungedrosselten Viertaktmotors mit dem unregulierten Schraubenlader im Laderkennfeld,  $\Pi_L = \frac{P_A}{P_E} = f(\dot{m})$

**Fig. 1:** Four stroke engine without throttling working with a twin-screw supercharger,  $\Pi_L = \frac{P_A}{P_E} = f(\dot{m})$

Wird ein Viertakt-Ottomotor mit einem unregulierten Schraubenlader mechanisch aufgeladen, ergibt sich bei ungedrosseltem Motor und konstantem Übersetzungsverhältnis zwischen Lader und Motor ein für Verdrängerlader typischer Ladedruckverlauf (strichpunktierte Linie) über dem an den Motor gelieferten Massenstrom, wie er in **Bild 1** dargestellt ist.

Der Punkt a entspricht dabei dem Betriebspunkt bei Nennleistung. Soll ein anderer Zusammenarbeitspunkt erreicht werden, erfordert dies eine Änderung der Motorschlucklinie ( $n_M = \text{const.}$ ) oder der Laderkennlinie ( $n_L = \text{const.}$ ) oder eine Kombination beider Eingriffe.

## 3 Steuerungskonzepte

Bei *Dieselmotoren* erfolgt die Laststeuerung über eine *Qualitätssteuerung* durch Variation der eingespritzten Kraftstoffmasse, die Masse der geförderten Luft wird nicht beeinflusst. Ziel der Steuerung eines Schraubenladers zur Aufladung eines Dieselmotors ist es, die Leistungsaufnahme des Aufladegerätes, soweit für den angestrebten Betriebspunkt möglich,

zu minimieren, um möglichst hohe Wirkungsgrade des Lader-Motor-Systems zu gewährleisten.

Der *Ottomotor* arbeitet in der Regel mit einer *Quantitätssteuerung* ( $\lambda = \text{const.}$ ), d.h. die Ladungsmasse im Zylinder und damit auch die Motorlast wird vom Zylindervolumen und der Gasdichte im Zylinder zum Zeitpunkt des Einlaß-Schließens (ES) bestimmt. Hier übernimmt die Steuerung des Laders zusätzlich die Aufgabe der Variation der geförderten Ladungsmasse, also die Laststeuerung des Lader-Motor-Systems.

Die hier vorgestellten Steuerungsarten werden am Beispiel der Aufladung von Ottomotoren diskutiert, die Beschreibungen gelten im wesentlichen jedoch auch für die Aufladung von Dieselmotoren.

Steuerungen des Massenstromes können abhängig von ihrem Wirkort in *externe* und *interne* Einrichtungen unterteilt werden. Externe Steuerungseinrichtungen wirken auf die Luftströmung und -verteilung sowie auf den Schraubenladerantrieb. Interne Steuereinrichtungen wirken in den verschiedenen Arbeitsspielphasen innerhalb des Schraubenladers und verändern die Geometrie des Arbeitsraumes.

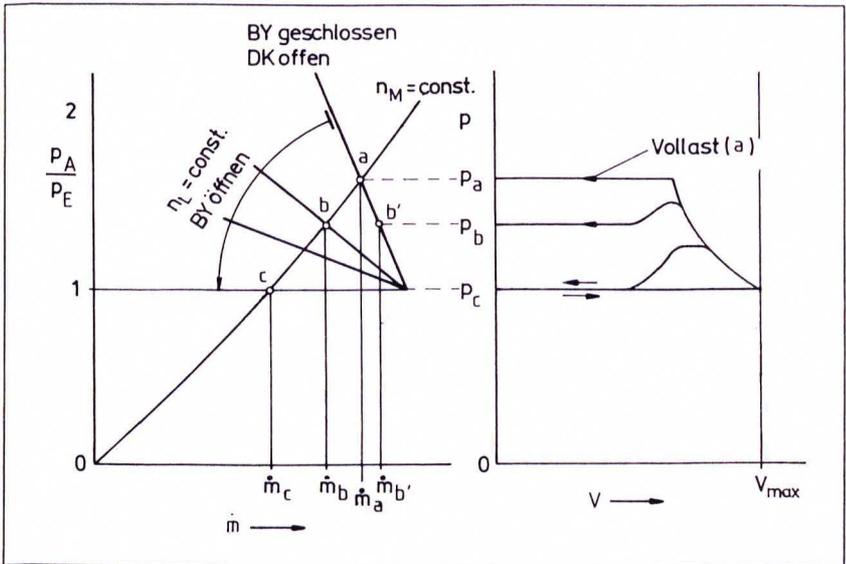
### 3.1 Externe Steuerungsarten

#### 3.1.1 Bypass

Als erstes Steuerorgan sei ein externer Bypass betrachtet, durch den verdichtete Luft von der Druckseite des Laders auf die Saugseite zurückströmen kann.

Mit Öffnung der Bypassklappe (BY) verschiebt sich die *Ladercharakteristik*, **Bild 2**, so daß sich im Zusammenwirken mit der Motorschlucklinie ( $n_M = \text{const}$ ) der Betriebspunkt vom Vollastpunkt a beispielsweise nach b verlagert. Der dem Motor angebotene Massenstrom verringert sich dabei von  $\dot{m}_a$  auf  $\dot{m}_b$ . Gleichzeitig sinkt die aufzubringende Laderarbeit, wie dies aus den zugehörigen Arbeitsflächen im p,V-Diagramm dem Bild 2 zu entnehmen ist.

Die Differenz  $\dot{m}_a - \dot{m}_b$  entspricht dem durch den Bypass geführten Massenstrom. Wird ein Bypass als einziges Stueurelement verwendet, so kann der Durchsatz nicht weiter als bis  $\dot{m}_c$  verringert werden, das entspricht dem Durchsatz des ungedrosselten Saugmotors. Ist eine weitere Senkung des Massenstroms erforderlich, so muß ein weiteres Lastregelorgan zum Einsatz kommen.

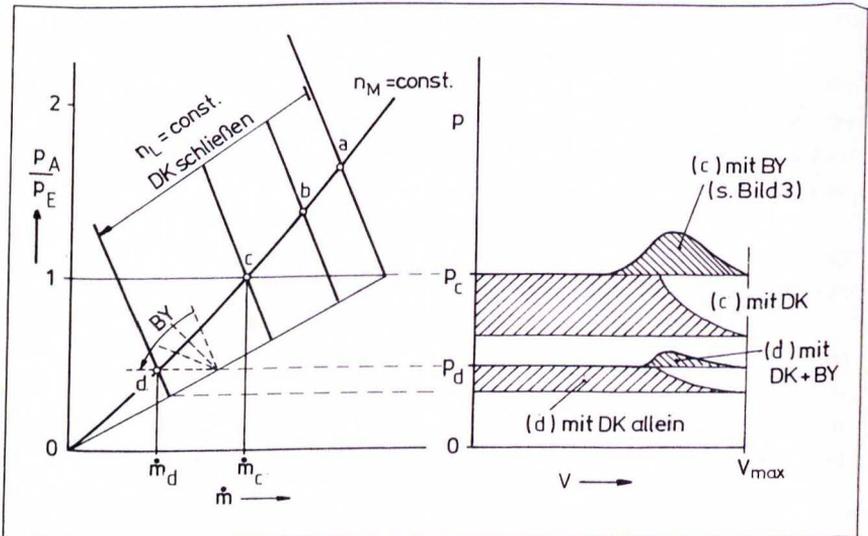


**Bild 2: Steuerung des Schraubenlader-Motorsystems durch einen externen Bypass (BY)**

**Fig. 2: Controlling the supercharger-engine system using an external bypass (BY)**

### 3.1.2 Drosselklappe

**Bild 3** stellt für die Arbeitspunkte a - c die sich ergebende Verlagerung der Laderkennlinie bei alleiniger Verstellung der Drosselklappe dar. Zusätzlich ist für den Betriebspunkt d eine Kombination aus engergestellter Drosselklappe und variablem Bypass (Stellung geöffnet in d) wiedergegeben. Im  $p, V$ -Diagramm in Bild 3 werden die resultierenden Arbeitsflächen für die Betriebspunkte c und d beim Einregulieren durch Drosselklappe und Bypass (Punkt c) bzw. Bypass kombiniert mit Drosselklappe (Punkt d) gegenübergestellt. Es ist deutlich zu erkennen, daß es vorteilhaft ist, erst die Einflußmöglichkeit auf den Massenstrom durch Verstellung des Bypasses vollständig auszuschöpfen, und erst wenn diese Eingriffsmöglichkeit nicht mehr ausreichend ist, die Drosselklappe enger zu stellen.



**Bild 3: Steuerung des Schraubenlader-Motorsystems durch Drosselklappe (DK) und externen Bypass (BY)**

**Fig. 3: Controlling the supercharger-engine system using throttle (DK) and external bypass (BY)**

	: Arbeitsfläche mit BY	Work using BY
	: Arbeitsfläche mit DK	Work using DK

### 3.1.3 Beeinflussung des Laderantriebes

Eine weitere denkbare Möglichkeit zur Laststeuerung ist die Variation des Übersetzungsverhältnisses des Laderantriebes. Wenngleich diese Variante unter energetischen Aspekten vorteilhaft ist [4], stehen einer technischen Realisierung erhebliche Probleme entgegen, da bisher keine praktisch realisierbare Lösung gefunden werden konnte, die bei wirklich geringem Aufwand hohe Antriebswirkungsgrade und Betriebsdauer bietet.

Eine einfachere, gelegentlich auch in der Praxis realisierte Lösung ist der Einbau einer schaltbaren Kupplung im Laderantrieb. Hierdurch wird der Lader nur dann zugeschaltet, wenn er wirklich benötigt wird. Probleme bereiten bei diesem Konzept noch die drehzahlabhängigen Einschalttrücke beim Zuschalten des Laders, die den Fahrkomfort beeinträchtigen, und die Frage der Standzeit einer solchen Kupplung, insbesondere angesichts der zu erwartenden hohen Schalthäufigkeit.



Die Laderkennlinie im  $p_A/p_E, \dot{m}$ -Diagramm in Bild 4 verändert sich wie diejenige bei Betätigung der Drosselklappe DK (in Bild 3). Deutliche Unterschiede zeigen sich jedoch im dazugehörigen  $p, V$ -Diagramm. Bei der Lastregelung mittels Einlaßschieber existiert hier eine negative Arbeitsfläche, das heißt der Lader liefert eine Nutzarbeit. Zum Vergleich dient das  $p, V$ -Diagramm für den Betriebspunkt d, diesmal erreicht über einen Schließvorgang der Drosselklappe (man beachte die Vorzeichen!).

Soll der über ES gesteuerte Lader nun in klassischer Weise als Lader wirken, also einen Ladedruck  $p_A$  liefern, der größer als der Umgebungsdruck  $p_E$  ist, so sind die Schieber so zu verstellen, daß die Einlaßsteuerkanten, wie bei Kompressoren üblich, die Zahnlücken etwa bei maximalem Kammervolumen abschließen. Bei weiterer Drehung der Rotoren nimmt das Zahnlückenvolumen ab, die Füllung wird verdichtet, bis bei Erreichen des gewünschten Enddrucks die druckseitigen Steuerkanten überfahren werden.

Die hier vorgeschlagene Betriebsweise des Schraubenladers, im unteren Lastbereich als Expansionsmaschine, also quasi als Lader-Motor, und im oberen Lastbereich als Kompressor erfordert gegenüber gängigen Schraubenladern konstruktive Änderungen.

Demzufolge ist auch eine besondere Bezeichnung der Maschine sinnvoll, um sie von einem Nur-Lader zu unterscheiden.

Dieses neuartige Aufladegerät sei daher im folgenden als Schraubenmaschine mit Compressorischer Respektive Expansiver Wirkung, kurz SCREW, bezeichnet.

### 3.2.2 Interner Bypass durch zusätzliche Gehäuseöffnungen

Dieses Verfahren, verwendet als *Vorauslaß*, wurde erstmals 1993 zur Steuerung eines Schraubenladers für Dieselmotoren vorgeschlagen [4]. Durch ein Ventil wird eine Verbindung zwischen der bereits geschlossenen Zahnücke und der Druckseite des Laders hergestellt. Hierdurch kann noch vor Erreichen der druckseitigen Steuerkanten (und damit des Enddrucks der Verdichtung) Masse aus dem Arbeitsraum strömen, der Ladedruck und die Leistungsaufnahme des Laders sinken.

Verwendet man einen internen Bypass als *Nacheinlaß*, also als Verbindung zwischen Arbeitsraum und Saugseite, kann auch ein interner Bypass zur Realisierung des SCREW-Konzeptes führen.

Hier werden die saugseitigen Steuerkanten so angeordnet, daß die Zahnlücken bereits bei geringem Volumen abgeschlossen werden, so daß dadurch bedingt auch nur eine geringe Masse darin enthalten ist. Bei, durch fortschreitende Drehung der Rotoren, größer werdendem Zahnlückenvolumen erfolgt ebenfalls eine Expansion der Ladeluft.

Die eigentliche Laststeuerung geschieht über das *Nacheinlaßventil*, mit dem eine Verbindung zwischen der bereits geschlossenen Zahnücke und der Saugseite hergestellt wird. Soll ein größerer Massenstrom gefördert werden, so wird dieses Ventil geöffnet und zusätzliche Masse kann über diesen Nacheinlaß in die Zahnücke einströmen. Der weitere Druckverlauf gleicht dem eines üblichen Schraubenladers.

Evtl. kann es bei dieser Lösung nötig sein, zusätzlich eine Drosselklappe auf der Saugseite vorzusehen, um Betriebspunkte mit sehr geringer Last erreichen zu können.

## 4 Die SCREW

### 4.1 Umsetzung

Im Rahmen eines von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Vorhabens beschäftigen sich Forschungsstellen an der Technischen Universität Berlin und der Universität Dortmund mit der wissenschaftlichen Durchdringung und Verwirklichung eines *Ottomotor – SCREW Systems*.

Für die Konstruktion eines SCREW-Laders war es nur bedingt möglich, auf Erfahrungen aus dem Bereich der Schraubenkompressoren und -motoren aufzubauen. Viele Ansätze mußten durch Simulationsrechnungen auf ihre Tauglichkeit für diesen speziellen Anwendungsfall überprüft werden.

Ziel ist dabei die Realisierung möglichst hoher SCREW-Wirkungsgrade im am häufigsten genutzten Teillastbereich. Der dafür eventuell zu zahlende Preis verminderter Wirkungsgrade bei Vollast scheint akzeptabel, da solche Betriebszustände im praktischen Fahrzeugbetrieb nur selten und wenn, dann kurzzeitig, auftreten.

Eine weitere Randbedingung ist, nur solche Lösungen zu verfolgen, die sich mit vertretbarem Aufwand realisieren lassen, um eine eventuelle serienmäßige Anwendung der gefundenen Lösungen nicht von vornherein auszuschließen.

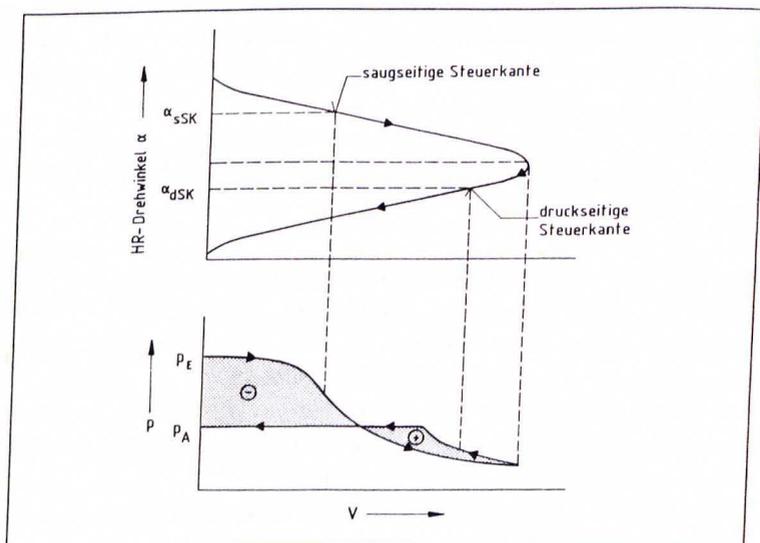
Um den Aufwand für die Fertigung eines Prototyps im einem überschaubaren Rahmen zu halten, sollte der Weg der Modifikation eines serienmäßig gefertigten Schraubenladers beschritten werden. Als Basislader dient der Typ OA 2089 des schwedischen Herstellers *Opcon-Autorotor*.

Eine Untersuchung des Konzeptes der Steuerung durch einen *Nacheinlaß* mittels Simulationsrechnungen ließ seine grundsätzliche Tauglichkeit erkennen, zeigte jedoch auch deutlich die bei einer Realisierung auftretenden Probleme. Aufgrund der einfachen Durchflußcharakteristik eines hinreichend großen Ventiles, das bei Vollast eine hohe Kammerfüllung ermöglicht, muß bei niedriger Last, wenn nur ein sehr geringer Massenstrom durch den Ventilquerschnitt strömt, extrem fein verstellt werden. Hier scheint es nur schwer

möglich, eine dauerhaft hinreichend präzise und zugleich wirtschaftliche Lösung zu realisieren.

Ein weiteres Realisierungsproblem ergibt sich durch den für eine solche Lösung erforderlichen Bauraum. Das radial im Läufergehäuse eingebaute Ventil vergrößert den Raumbedarf des Laders nicht unwesentlich, was angesichts der Forderung der Automobilindustrie nach möglichst geringen Package-Maßen als erheblicher Nachteil zu werten ist.

Als Alternative wurde die Tauglichkeit einer Schieberverstellung der Steuerkanten untersucht, wie sie besonders aus dem Bereich der Kältemittelkompressoren bekannt ist. Aufgrund der besseren Einbaumöglichkeiten bieten sich hier besonders axial angeordnete Schieber an.



**Bild 5: Nutzung der Expansionsarbeit in einem Schraubenlader mit saugseitigem Schieber**

**Fig. 5: Utilising expansion work in a twin screw supercharger with inlet slide valve**

⊖	: Expansionsarbeit	Expansion work
⊕	: Verdichtungsarbeit	Compression work
$\alpha_{sSK}$	: Saugseitiger Steuerkanten-drehwinkel	Inlet port closure
$\alpha_{dSK}$	: Druckseitiger Steuerkantendrehwinkel	Outlet port opens
$p_E$	: Eintrittsdruck	Inlet pressure
$p_A$	: Austrittsdruck	Outlet Pressure

Aus Gründen des Bauaufwandes bei einer späteren Realisierung wurde zuerst eine Lösung mit einer *Verstellung nur der einlaßseitigen Steuerkanten* und festen Auslaß-Steuerkanten gewählt.

Die resultierende Prozeßführung vermittelt **Bild 5**.

Die Schiebersteuerung sollte so ausgelegt sein, daß bei voll geöffneten Schiebern ein inneres Volumenverhältnis  $v_i$ , definiert als der Quotient des Kammervolumens bei Schließen der Einlaßöffnung und des Kammervolumens bei Erreichen der auslaßseitigen Steuerkanten, das dem zugrundeliegenden Basislader entspricht, erreicht wird. Damit sollte es möglich sein, bei Vollast dem ungesteuerten Lader vergleichbare Betriebsverhältnisse zu erreichen.

Ausgehend von den Gegebenheiten des Basisladers wurde eine Konzeption entwickelt, bei der zwei flache Drehschieber, die konzentrisch auf den Lagerzapfen von Haupt- und Nebenrotor angeordnet sind und je nach Verdrehwinkel nur Teile der Einlaßöffnungen freigeben. Diese Lösung wurde im Simulationssystem modelliert und durch Rechnungen vertieft untersucht.

Durch diese Drehschieberverstellung kann der Hauptrotor-Drehwinkel, bei dem die Einlaßöffnungen vollständig geschlossen sind, von  $-208^\circ$  bis  $36^\circ$  variiert werden, was einem Verstellbereich des  $v_i$  von 0,51 bis 1,58 entspricht.

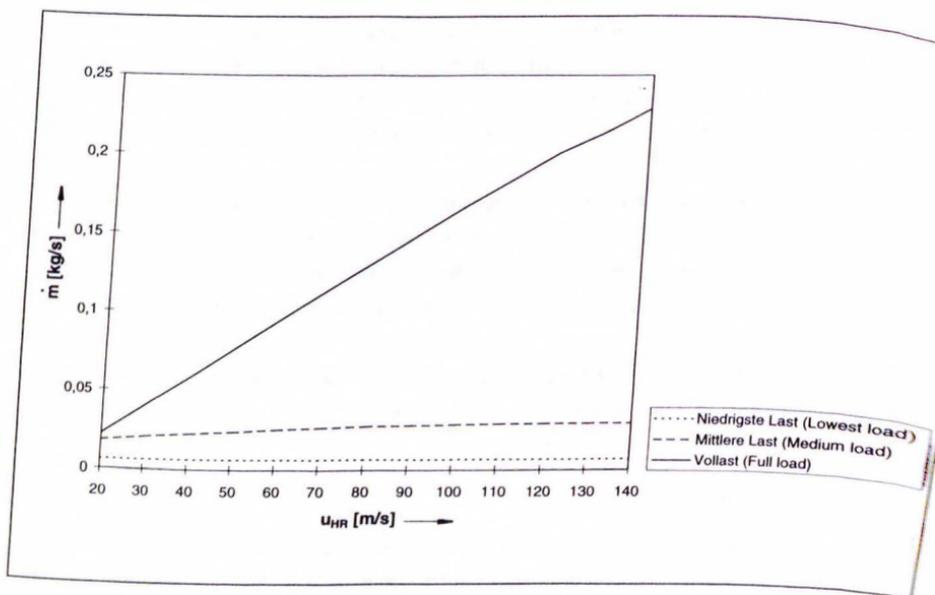
## 4.2 Resultate

Wie für das SCREW-Konzept unabdingbar, kann durch die Verstellung der Schieber der vom Lader geförderte Massenstrom gesteuert werden. **Bild 6** zeigt am Beispiel von drei typischen Lasten für das Antriebssystem das Steuerverhalten der Drehschieber. Bei niedrigster Last, also Leerlauf, werden die Schieber vollständig geschlossen, es wird nur ein Restmassenstrom gefördert. Am Eintritt in den SCREW-Lader tritt hier eine hohe Drosselung auf; dies erklärt auch, warum trotz steigender Umfangsgeschwindigkeit der geförderte Massenstrom nahezu unverändert bleibt. Dieser Umstand könnte dazu verwendet werden, auf eine eventuell zusätzlich vorgesehene konventionelle Drosselklappe zur Erweiterung des Stellbereiches der Laststeuerung ganz zu verzichten, weil ja die Drosselfunktion durch die Drehschieber des SCREW-Laders übernommen wird.

Im niedrigen Teillastbereich steigt der Massenstrom, die Schieber sind etwas weiter geöffnet und schließen die Einlaßöffnung später ab. Auch hier ist, besonders bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten ein Absinken des durchgesetzten Massenstromes als Folge zunehmender Drosselung zu erkennen; es ist jedoch zu bedenken, daß die dazugehörigen

hohen Motordrehzahlen bei eher geringer Last im praktischen Betrieb des SCREW-Konzeptes nicht auftreten sollten.

Die Kurve für den Volllast-Massenstrom entspricht etwa den Verhältnissen beim ungesteuerten Serienlader.



**Bild 6:** Durch den SCREW-Lader geförderter Massenstrom als Funktion der Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Lasten des SCREW-Laders

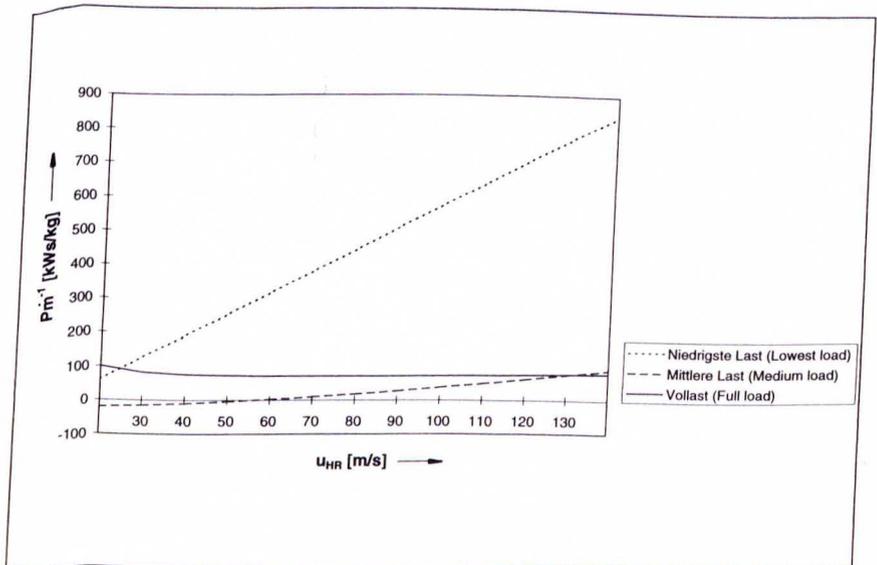
**Fig. 6:** Mass flow through the SCREW-supercharger in relation to male-rotor tip-speed varying the load

Ein besonders wichtiger Faktor bei jeder Form der mechanischen Aufladung ist die Leistungsaufnahme (bzw. beim SCREW-Lader auch Abgabe) des Aufladegerätes. In **Bild 7** ist die effektive Wellenleistung, bezogen auf den durchgesetzten Massenstrom, als Funktion der Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit für die oben dargestellten Lastzustände zu erkennen.

Die Kurve für den Volllastpunkt verläuft annähernd waagrecht mit Ausnahme einer leichten Anhebung bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten, die durch den dann überproportional

großen Einfluß der Reibleistung und zunehmende Spaltmassenströme durch die arbeitsraumbegrenzenden Spalte zustande kommt.

Deutlich abweichend davon ist der Verlauf der Kurve für die niedrigste Last. Hier ist der durchgesetzte Massenstrom sehr gering, so daß auch nur sehr wenig Innenleistung anfällt. Im Vergleich steigen die Verluste deutlich an, was in dem dargestellten ungünstigen Kurvenverlauf seine quantitative Wirkung findet, ein Umstand, der ganz unabhängig von der Konstruktion bei jeglicher Laderausführung zu finden ist.



**Bild 7:** Spezifische effektive Wellenleistung beim SCREW-Lader als Funktion der Hauptrotor-Umfangsgeschwindigkeit bei verschiedenen Systemlasten

**Fig. 7:** Specific effective shaft power of the SCREW-supercharger related to male-rotor tip speed varying the system-load

Betrachtet man einen etwas höheren Lastzustand, bei dem auch mehr Masse durchgesetzt wird, so liegen die Verhältnisse deutlich günstiger. Aus der Kennlinie für die mittlere Last wird deutlich, daß der SCREW-Lader bis zu einer Umfangsgeschwindigkeit von etwa 60 m/s nutzbare Wellenleistung abgeben kann. Erst bei höheren Umfangsgeschwindigkeiten sorgen Reibung und bedeutsamer werdende Drosselung am Eintritt für eine Leistungsaufnahme des Laders.

Die bei der grundsätzlichen Darstellung des SCREW-Konzeptes geäußerte Hoffnung, daß die SCREW nutzbare Leistung abgeben kann, wird also auch durch die Simulationsrechnungen gestützt. Gelingt eine Senkung der Reibleistung, so wirkt sich dies unmittelbar auf die Möglichkeit der Leistungsabgabe aus.

Letztlich werden erst die Versuchsergebnisse quantitative Aussagen gestatten.

### Literaturverzeichnis

- [1] Zinner, K. Aufladung von Verbrennungsmotoren. 3. Aufl., Springer Verlag, 1985
- [2] Kauder, K. Schraubenmaschinen. Forschungsberichte Fluidenergiemaschinen Nr. 1, Universität Dortmund 1993
- [3] Weckes, N. Ein Beitrag zur Optimierung geometrischer und thermodynamischer Kenngrößen von Schraubenladern. Dissertation, Universität Dortmund, 1994
- [4] Piatkowski, R. Ein Beitrag zur Entwicklung eines Schraubenladers. VDI Fortschrittsberichte, Reihe 12 Nr. 186, VDI Verlag Düsseldorf, 1993
- [5] Glöckler, O.; Benninger, N. Beitrag der Motorsteuerung für Ottomotoren zur Senkung des Kraftstoffverbrauchs. In: Stuttgarter Symposium 1995 Kraftfahrwesen und Verbrennungsmotoren, Band 1: Motoren

## Verzeichnis der Abkürzungen und Indizes

Abkürzg. bzw. Index	Bedeutung	Meaning	Einheit
A	= Austritt	Outlet	
BY	= Bypass	Bypass	
DK	= Drosselklappe	Throttle	
E	= Eintritt	Inlet	
ES	= Einlaßschieber, Einlaß schließt	Inlet-slide, Inlet closes	
H	= Hub (Motor)	Stroke	mm
HR	= Hauptrotor	Male rotor	
I	= innen, indiziert	Inner	
Is	= innen, isentrop	Inner isentropic	
K	= Kammer	Chamber	
L/D	= Längen-Durchmesser Verhältnis	Length-diameter ratio	
$\dot{m}$	= Massenstrom	Mass-flow	kg/s
N	= Drehzahl	Speed	1/s
NR	= Nebenrotor	Female rotor	
P	= Druck	Pressure	bar
P	= Leistung	Power	W
Sp	= Spalt	Clearance	
$u_{HR}$	= Umfangsgeschwindigkeit des Hauptrotors	Male rotor tip speed	m/s
$v_i$	= Inneres Volumenverhältnis	Internal volume ratio	
$\dot{V}$	= Volumenstrom	Volume flow	m <sup>3</sup> /s
$\Phi$	= Umschlingungswinkel des Hauptrotors	Male rotor wrap angle	°
$\lambda$	= Verbrennungsluftverhältnis	Combustion air-ratio	
$\eta$	= Wirkungsgrad	Efficiency	
$\Pi$	= Druckverhältnis	Pressure ratio	
$\varphi$	= Dichte	Density	kg/m <sup>3</sup>

## Verzeichnis dimensionsloser Größen

Formelzeichen und  
Definition

Formelzeichen und Definition	Bedeutung	Meaning
$\lambda_L := \frac{m_k - \sum m_{sp}}{m_{ih}}$	Lader-Liefergrad	Delivery-rate
$\eta_{is} := \lambda_L \frac{W_s}{W_i}$	Indizierter isentroper Gütegrad	Indexed isentropic efficiency

**Definition:** Die vom Lader aufgenommene Wellenarbeit wird *positiv* und die von ihm abgegebene Wellenarbeit wird *negativ* gezählt