

## Steuerungskonzepte für Schraubenlader

Prof. Dr.-Ing. **K. Kauder** VDI, und Dipl.-Ing. **R. Piatkowski**, Dortmund

### Abstract

Supercharging a high-speed combustion engine with a screw-type-supercharger is a significant alternative to turbo-supercharging.

The supercharger been driven directly from the engine might lower the supercharger-engine-system efficiency in case of particle load.

Possibilities are shown to keep supercharger performance low in case of particle load, in order to diminish loss of efficiency.

This report belong to a research work promoted by 'Deutsche Forschungsgemeinschaft'.

### Zusammenfassung

Die Aufladung von schnelllaufenden Verbrennungsmotoren durch Schraubenlader stellt eine sinnvolle Alternative zur Abgasturboaufladung dar. Durch den direkten mechanischen Antrieb des Laders vom Motor können Wirkungsgradeinbußen im Teillastbetriebsfall des Lader-Motor-Systems auftreten. Es werden Maßnahmen aufgezeigt, mit denen die Leistungsaufnahme des Laders bei Teillast des Motors gesenkt und Wirkungsgradeinbußen vermindert werden können.

Dieser Statusbericht gehört zu einem von der 'Deutsche Forschungsgemeinschaft' geförderten Forschungsvorhaben.

### Verzeichnis der verwendeten Symbole

| <u>Symbol</u>  | <u>Bedeutung</u>     |                       |
|----------------|----------------------|-----------------------|
| K              | Kammer (Arbeitsraum) | chamber               |
| n <sub>K</sub> | nachlaufende Kammer  | downstream chamber    |
| v <sub>K</sub> | vorlaufende Kammer   | upstream chamber      |
| n              | Drehzahl             | speed                 |
| n <sub>L</sub> | Laderdrehzahl        | speed of supercharger |
| n <sub>M</sub> | Motordrehzahl        | speed of engine       |

|                 |  |   |
|-----------------|--|---|
| $\dot{m}$       | Massenstrom (Haupt-<br>und Spaltmassenstrom  | massflow  |
| $\dot{m}_A$     | austretender ~   | transported ~   |
| $\dot{m}_{AB}$  | durch Bypass austretender ~  | ~ through Bypass  |
| $\dot{m}_{AV}$  | durch Vorauslaß<br>austretender ~  | ~ through additional port                                   |
| $\dot{m}_E$     | eintretender ~   | inlet ~   |
| $\dot{m}_G$     | Gehäusespalt ~   | housing ~   |
| $\dot{m}_{iV}$  | interner ~ durch Vorauslaß   | internal ~  |
| $\dot{m}_K$     | Kopfrundungsspalt ~  | top hole ~  |
| $\dot{m}_{PK}$  | Profileingriffsspalt ~<br>zwischen Kammer<br>und Saugseite   | profile meshing gap ~<br>between chamber<br>and inlet side  |
| $\dot{m}_{PII}$ | Profileingriffsspalt ~<br>zwischen Druckseite<br>und Saugseite                                     | profile meshing gap ~<br>between delivery and<br>inlet side |
| $\dot{m}_{SK}$  | Stirrspalt ~<br>zwischen zwei Kammern  | front gap ~ between<br>two chambers                         |
| $\dot{m}_{SII}$ | Stirrspalt ~<br>zwischen Druck-<br>und Saugseite   | front gap ~ between<br>delivery and inlet side              |
| p               | Druck  | pressure  |
| P               | Leistung   | performance   |
| $P_t$           | Leistung bei Teillast  | performance at particle load                                |
| $P_V$           | Leistung bei Vollast   | performance at full load                                    |
| $\dot{Q}$       | Wärmestrom   | heat flow   |
| V               | Volumen, Arbeitsraum,<br>Profillückenraum  | volume  |
| $\varphi$       | Rotordrehwinkel  | angle of rotor rotation                                     |
| $\lambda$       | Verbrennungsluftverhältnis<br>(Luftangebot bezogen auf Luftbedarf<br>für vollständige Verbrennung) | ratio of air for combustion                                 |

## 1. Einleitung

In den letzten Jahren wird die mechanische Aufladung der Verbrennungsmotoren von der Automobilindustrie mit wachsendem Interesse verfolgt. Nicht nur die Erkenntnis, daß Verdrängerlader aufgrund ihrer Liefercharakteristik einen deutlichen Vorteil gegenüber Strömungsladern aufweisen, hat zur Renaissance der schon in der ersten Hälfte des Jahrhunderts häufig praktizierten mechanischen Aufladung geführt, sondern auch die ständig sinkenden Grenzwerte vor allen für die Partikelemission von Dieselmotoren machen die Suche nach Alternativen zum Turbolader verständlich, (vergl. /1/).

Die Schraubenmaschine, als Kompressor seit langem bewährt, hat gegenüber anderen Kompressorbauarten jene Vorteile, die für den Einsatz im Kraftfahrzeug entscheidend sein können. Hier sind vor allem die kompakte und robuste Bauform sowie ihre hohe Energiewandlungsgüte bei keineswegs ausgeschöpftem Entwicklungspotential zu nennen. Um diesem Umstand Rechnung zu tragen, wurde von der Universität Dortmund, gemeinsam mit der Technischen Universität Berlin, ein von der Deutschen Forschungsgemeinschaft gefördertes Forschungsvorhaben begonnen, in dem die Realisierbarkeit und das Potential eines Schraubenlader-Motor-Systems untersucht wird. Besondere Aufmerksamkeit wird hierbei auf das Teillastverhalten des Systems gelegt.

Aufgrund der starren Kopplung zwischen Verdrängerlader und Motor, die bei der mechanischen Aufladung in der Regel durch einen Riementrieb bewirkt wird, sowie der vergleichsweise geringen Abhängigkeit vom Ladedruck<sup>1)</sup> des geförderten Ladermassenstroms auf der einen und des Schluckmassenstroms des Motors auf der anderen Seite, stellt sich falls keine Steuereingriffe vorgenommen werden, ein Ladedruck ein, der in erster Näherung nur wenig von der Drehzahl und von der Motorlast abhängig ist, Bild 1.

Der Sauerstoff in der vom Lader geförderten Luft steht für die Verbrennung des Kraftstoffes im Motor zur Verfügung.

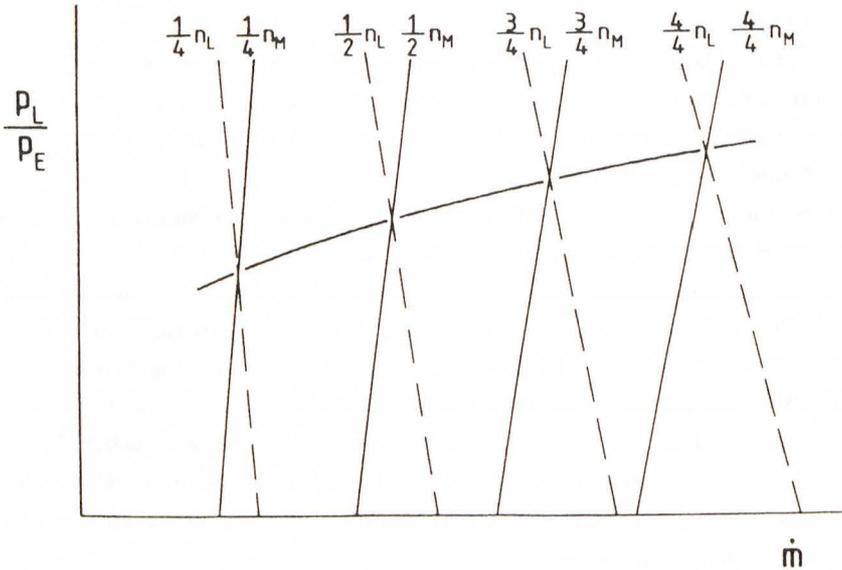
Beim Dieserverfahren wird die im Motor gewandelte Energie durch die eingespritzte Kraftstoffmasse bestimmt. Die maximal wandelbare Energie ist durch Erreichen der Rußgrenze gekennzeichnet, die je nach Bauform des Motors, bei einem Verbrennungsluftverhältnis  $\lambda$  zwischen etwa 1,05 und 1,3 erreicht wird. Im normalen Betrieb eines Kraftfahrzeuges wird nur selten (z.B. beim Beschleunigen oder bei

---

1)

beim idealen Schraubenlader ist der Ladedruck keine Funktion der Drehzahl

Höchstgeschwindigkeit) dem Motor die Höchstleistung abverlangt. So benötigt man z.B. für den Antrieb eines PKW's auf ebener Strecke bei einer Geschwindigkeit von 50 km/h eine Leistung von meist weniger als 5 kW, also nur einen Bruchteil der bei der entsprechenden Betriebsdrehzahl möglichen Leistung.



**Bild 1: Vollastbetriebskennlinie eines mechanisch aufgeladenen Verbrennungsmotors (qualitativ)**

**Fig. 1: Characteristic on full load of a mechanical supercharged engine (in quality)**

Der Ladeluftmassenstrom wird also nur für eine kurze Betriebszeit benötigt. Untersuchungen haben gezeigt, daß bei sportlicher Fahrweise eines PKW's der Lader während 8% der Betriebsdauer benötigt wurde, bei einem leichten Nutzfahrzeug dagegen 35% der Betriebsdauer.

Im laufenden Forschungsvorhaben sollen daher Steuerungskonzepte für einen Schraubenlader erarbeitet und deren Wirkung auf das Lader-Motor-System bestimmt werden.

Ziel ist es, ein möglichst optimales Verhalten im stationären wie instationären Betrieb des Systems bei hoher Energiewandlungsgüte zu erzielen.

Die Wirkung der den Massenstrom beeinflussenden Steuerung auf den Lader wird mit Hilfe des an der Universität Dortmund vorhandenen, zum Teil zu modifizieren-

den Schraubenmaschinen–Simulationsprogramm bestimmt und zunächst in Form von Kennfeldern in das an der Technischen Universität Berlin bestehende und ebenfalls zu modifizierende Motorsimulationsprogramm implantiert, so daß daraus das Verhalten des Lader–Motor–Gesamtsystems iterativ berechnet werden kann.

In der ersten Phase dieser Simulationen bleiben instationäre Änderungen der Zustandsgrößen beim Ladungswechsel (Pulsationen) unberücksichtigt. Das Programmsystem, das als Werkzeug für die Simulation verschiedener Steuerungen dient, ist in den Teilpaketen B und C /1/ beschrieben.

In der zweiten Phase der Programmentwicklung werden sowohl die Programmpaketteile zur Ladersimulation miteinander, als auch dieses Programmpaket mit dem Motorsimulationsprogramm der Technischen Universität Berlin gekoppelt, so daß dann eine vollständige Simulation zur Optimierung des Motor–Lader–Systems für stationäre und instationäre Betriebsweisen zur Verfügung steht.

## 2. Voruntersuchungen zur Auswahl geeigneter Steuerungskonzepte

Maßnahmen zur Massenstrombeeinflussung können nach dem Ort ihrer Wirksamkeit, wie die folgende Einteilung zeigt, eingeteilt werden.

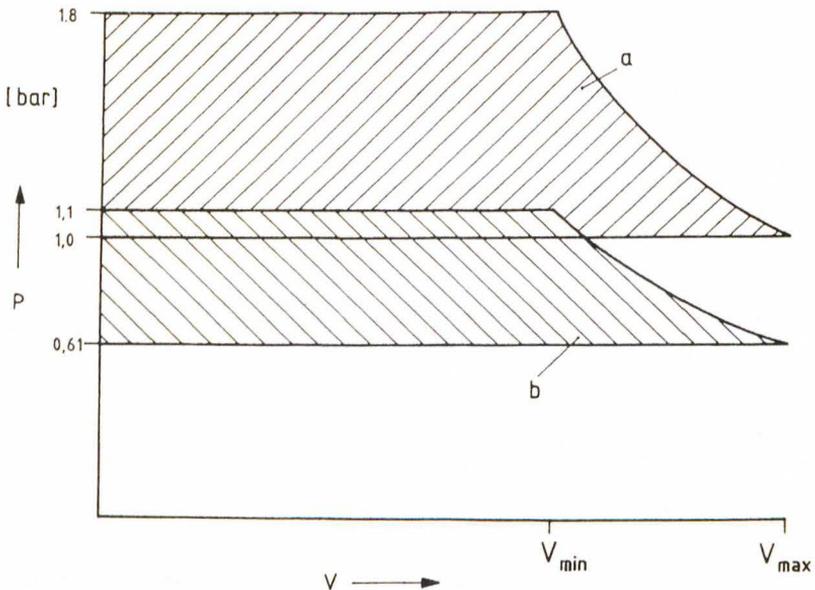
Maßnahmen:

- vor dem Lader  
(z.B. Drosselung)
- hinter dem Lader  
(z.B. Bypass)
- im Lader  
(z.B. Beeinflussung der Rückströmungen,  
Verstellung der Steuerkanten)
- am Antrieb  
(z.B. Zu– und Abschalten des Laders,  
verstellbare Übersetzung).

Für eine erste Abschätzung der Wirkung der einzelnen Maßnahmen auf die Energiewandlung im Lader reicht eine idealisierte Prozeßführung aus. Auch werden Rückströmungen durch arbeitsraumbegrenzende Spalte im Lader sowie der Druckausgleich beim Öffnen der arbeitsraumbildenden Kammer und die daraus folgende Temperaturänderung vernachlässigt. Stellt man sich einen Schraubenlader vor, dessen eingebautes Volumenverhältnis so gewählt ist, daß der vorgegebene Ladedruck am Ende der Verdichtungsphase gerade erreicht wird, dann ergibt sich unter

Berücksichtigung dieser Voraussetzungen das mit a gekennzeichnete  $p$ - $V$  Diagramm in Bild 2, in dem beispielhaft ein Ladedruck von 1,8 bar angenommen wurde. Wird auf der Saugseite des Laders gedrosselt, um den geförderten Massenstrom zu senken, so stellt sich zwischen dem Motor und dem mit einem festen Übersetzungsverhältnis angetriebenen Lader ein niedrigerer Ladedruck ein. Wenn der für den Teillastbetrieb des Motors geforderte Massenstrom gerade bei einem Ladedruck von hier z.B. 1,1 bar erreicht ist, dann ändert sich das  $p$ - $V$  Diagramm des idealisierten Laders nach b.

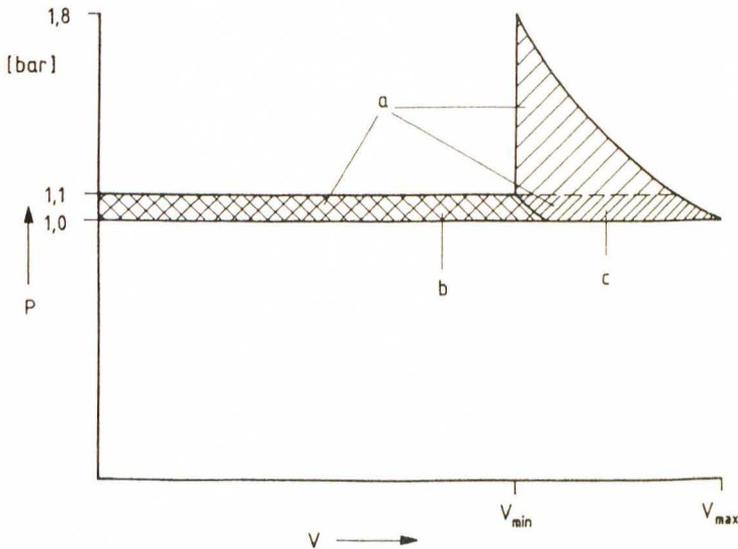
Wird dagegen ein Teil des Massenstroms hinter dem Lader durch einen Bypaß abgeblasen, um den geforderten Massenstrom zu erreichen, so erhält man die mit a gekennzeichnete Gesamtfläche in Bild 3. Ändert man das Übersetzungsverhältnis zwischen Motor und Lader, so stellt sich ein anderer Ladedruck ein. Wird die Änderung des Übersetzungsverhältnisses zur Massenstromanpassung genutzt, so erhält man als  $p$ - $V$  Diagramm ebenfalls die in Bild 3 mit a bezeichnete Gesamtfläche.



**Bild 2:** Idealisierte  $p$ - $V$  Diagramme  
 a: ohne Massenstrombeeinflussung  
 b: mit Drosselung auf der Saugseite

**Fig. 2:** Ideal indicator diagrams  
 a: unaffected massflow  
 b: throttling at the inlet

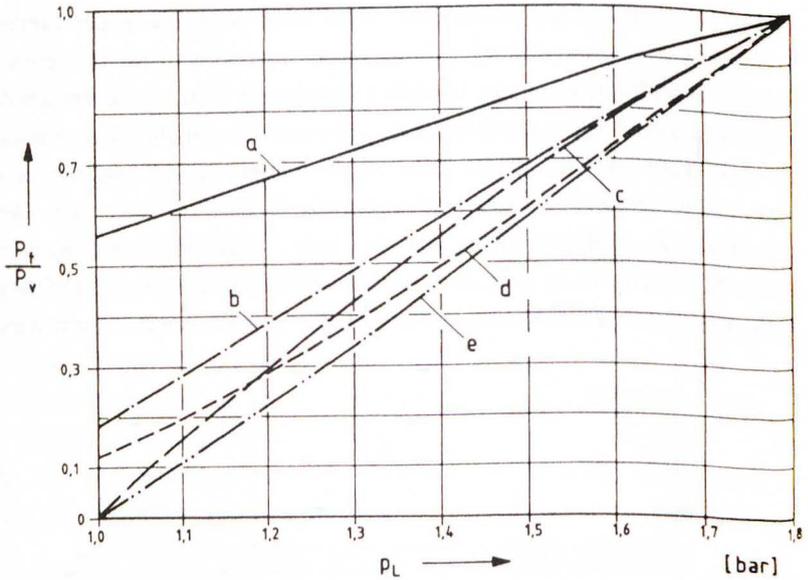
Eine Anpassung des Massenstroms mit Hilfe einer Verstellung der Steuerkanten würde das mit b gekennzeichnete  $p$ - $V$  Diagramm bewirken, das sich etwa um die Teilfläche c vergrößert, wenn der Massenrückstrom im Lader gesteuert würde. Derartige Beeinflussungen des Massenrückstromes können durch eine zusätzliche, jedoch verschließbare Öffnung im Gehäuse des Laders erreicht werden, wie sie in seltenen Fällen schon in Kältemittelkompressoren eingesetzt wurden. Der durch diese zusätzliche Gehäuseöffnung aus der sonst abgeschlossenen Kammer entweichende Massenstrom ist vom mittleren Druckverhältnis über der Öffnungsfläche abhängig, das durch die Anordnung dieser Fläche im Gehäuse bestimmt wird.



**Bild 3:**      **Idealisierte  $p$ - $V$  Diagramme bei**  
a: Abblasen hinter dem Lader oder Drehzahlanpassung  
b: saugseitige Steuerkantenverstellung  
b+c: Abblasen durch eine Gehäuseöffnung im Lader

**Fig. 3:**      **Ideal indicator diagrams**  
a: blowing off behind the supercharger or conforming speed  
b: variable inlet port  
b+c: blowing off through an additional port

Aus dem  $p$ - $V$  Diagramm läßt sich die Innenarbeit ermitteln, die multipliziert mit der Anzahl der Arbeitsspiele die Innenleistung ergibt. Ausgehend von den idealisierten  $p$ - $V$  Diagrammen kann die Änderung der Innenleistung des Laders in Abhängigkeit von der Massenstromänderung bestimmt werden. In Bild 4 ist das



**Bild 4:** Teillast–Vollast Leistungsverhältnis als Funktion des Ladedruckes bei verschiedenen Steuerungsmaßnahmen

- a: Drosselung
- b: Abblasen hinter dem Lader
- c: Abblasen durch eine Gehäuseöffnung
- d: Drehzahlanpassung
- e: Verstellung der Steuerkanten ( $v_i$ -Verstellung)

**Fig. 4:** Ratio of performance for partial load and full load

- a: throttling
- b: blowing off behind the supercharger
- c: blowing off through an additional port
- d: conforming speed
- e: conforming inlet port

Verhältnis der Innenleistung im Teillastbetrieb  $P_t$  zu der im Vollastbetriebsfall  $P_v$  für die angegebenen Varianten dargestellt. Dissipative Anteile der Antriebsleistung werden voraussetzungsgemäß hier nicht betrachtet. Die Verhältnisse unterhalb des Atmosphärendruckes in der Leitung zwischen Lader und Motor wurden nicht untersucht, (weil in der ersten Phase des Forschungsprojektes der Dieselmotor als aufzuladender Motor wegen der geringeren Zahl an Restriktionen gewählt und eine weitere Drucksenkung in diesem Fall als nicht sinnvoll angesehen wurde).

Das kleine einzubauende Volumenverhältnis eines Schraubenladers bedingt, daß die Differenz zwischen dem Druck beim Ausschibvorgang aus der Kammer und dem Druck beim Ansaugvorgang den entscheidenden Einfluß auf das jeweilige Leistungsverhältnis nimmt, d.h., die Zustandsänderung zwischen diesen Drücken spielt eine untergeordnete Rolle.

Senkt man den Massenstrom durch eine Drosselung auf der Saugseite des Laders so weit, daß der Motor den gleichen Massenstrom zugeführt bekommt, den er auch direkt aus der Umgebung ansaugen würde ( $p_L \approx 1 \text{ bar}$ ), dann nimmt der Lader noch ca. 56% der Vollastleistung auf.

Wird ein zuviel geförderter Massenstrom hinter dem Lader durch einen Bypaß abgeblasen, kann die erforderliche Innenleistung des Laders bis auf ca. 18% gesenkt werden.

Durch Verstellen der Steuerkanten ( $v_i$ -Verstellung; Kurve e, Bild 4) kann die Energiewandlung in den Arbeitsräumen des idealen Schraubenladers gänzlich vermieden werden, so daß nur der hier nicht betrachtete Reibleistungsanteil als benötigte Antriebsleistung verbliebe. Diese Art der Massenstrombeeinflussung stellt die energetisch günstigste Variante dar, wenn der Lader nicht vom Motor abgekoppelt werden soll. Das Abblasen durch eine Gehäuseöffnung und die Anpassung der Laderdrehzahl durch die Veränderung des Übersetzungsverhältnisses, Bild 4 (Kurve c und d), ergeben die nach der  $v_i$ -Verstellung günstigsten Teillastantriebsleistungen für den Schraubenlader.

Für das reale Schraubenlader-Motor-Gesamtsystem wäre es bei Betrachtung der Leistungsaufnahme am günstigsten, den Lader während der Betriebszeit, in der er nicht benötigt wird (bis zu über 92% der Betriebsdauer), abzukoppeln. Dem Vorteil des hohen Gesamtwirkungsgrades stehen als Nachteile hohe Systemkosten sowie das verspätete und möglicherweise nicht ruckfreie Ansprechverhalten<sup>1)</sup> beim wieder Zuschalten des Laders entgegen. Bei den folgenden Untersuchungen wird diese Variante daher mit geringerer Priorität weiterverfolgt. Aufgrund der ebenfalls zu erwartenden hohen Kosten, die mit einer Realisierung der Steuerkantenverstellung oder eines variablen Getriebes zwischen Lader und Motor verbunden sind, sollen auch diese Varianten im Rahmen des Forschungsvorhabens erst zu einem späteren Zeitpunkt näher untersucht werden.

1) drehzahlabhängig

### 3. Programmsystem zur Simulation

Die wesentlichen Komponenten des bestehenden Simulationsprogrammsystems für Schraubenmaschinen werden in verschiedenen Arbeiten näher erläutert. Grundlage des Rechenmodells ist das 'Kammermodell', in dem die einzelnen Zahnlückenräume (Arbeitsräume) der Schraubenmaschine als Kammern betrachtet werden /2/. Das Kammervolumen und die kammerverbindenden Spalte sowie Spaltformen werden in Abhängigkeit von der Profilform und anderer Kenngrößen wie Längen-Durchmesserverhältnis, Umschlingungswinkel u.a.m. bestimmt /3/. Das Strömungsverhalten in den Spalten wurde in umfangreichen experimentellen Untersuchungen sowohl an Spalten mit ruhenden Begrenzungswänden /4/ als auch an solchen mit bewegten Wänden /5/ ermittelt, und es findet in Form von kennzeichnenden Beiwerten Berücksichtigung in der Simulationsrechnung. In dieser wird die Zustandsänderung in der Schraubenmaschine nach der Füll- und Entleermethode in Abhängigkeit von der Volumenänderung und den Spaltströmungen bestimmt.

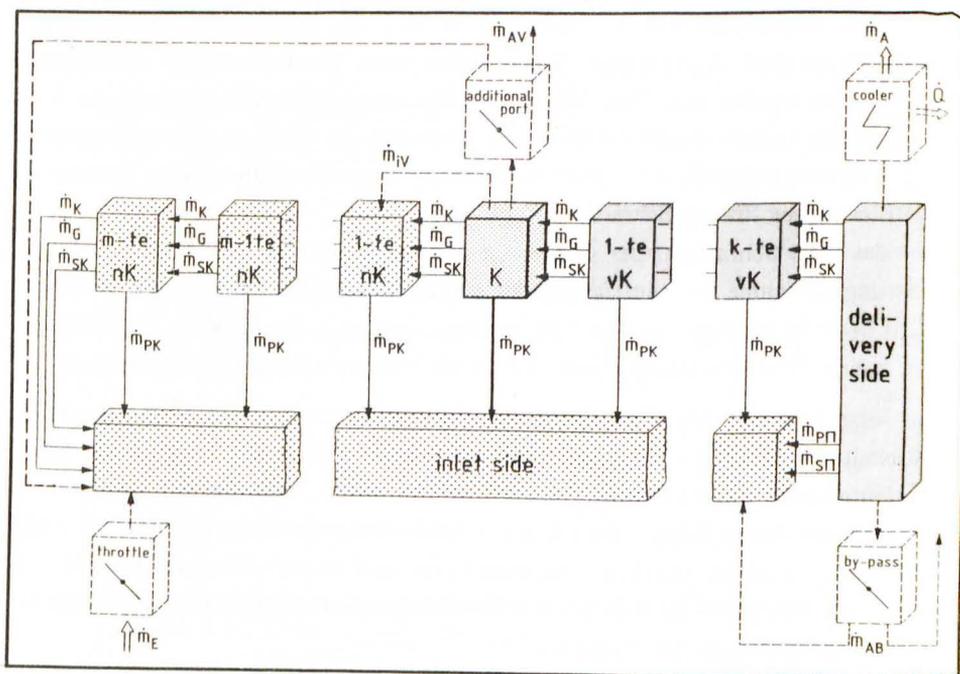


Bild 5: **Kammermodell zur Simulation des Schraubenladlers**  
(Bezeichnung siehe Formelzeichen)

Fig. 5: **Chambermodel to simulate a screw-type supercharger**  
(Notation look formula symbols)

Dieses Programmsystem stellt den Ausgangspunkt für jenes System dar, mit dem auf die Schraubenmaschine einwirkende Steuerungsmaßnahmen und schließlich die Schraubenmaschine als Lader simuliert werden kann. Es umfaßt den in Bild 5 mit ausgezogenen Linien markierten Kern des Kammermodells. Ergänzt werden im Rahmen des Forschungsprojektes Programmteile, mit denen die Steuerungsmaßnahmen simuliert werden können. Es ist möglich, einzelne Maßnahmen oder auch Kombinationen mehrerer zu untersuchen.

Gleichzeitig finden Erkenntnisse Eingang in die Rechnung, die mit Hilfe umfangreicher Messungen gewonnen wurden. Hier ist die Berücksichtigung der Reibleistung zu nennen, die bei den geringen Unterschieden der Betriebsdruckverhältnisse des Laders im wesentlichen eine Funktion der Maschinengröße, Dichtungsart und vor allem der Drehzahl darstellt. Ebenfalls können die drosselnden Einflüsse der dem Lader vorgeschalteten Anlagenteile (Luftfilter, Ansaugleitung) berücksichtigt werden.

Mit Hilfe des Simulationsprogrammes läßt sich das Verhalten der realen Schraubenmaschine mit hinreichender Genauigkeit abbilden.

#### 4. Bestimmung von Eingangsgrößen für die Simulationsrechnung

Für die Simulation der massenstrombeeinflussenden Maßnahmen muß das Durchflußverhalten an den vorgesehenen Einbauten, wie z.B. an den Drosselklappen oder an der zusätzlichen Gehäuseöffnung (Vorauslaßventil) bekannt sein.

Die Wirkung von Drosselklappen wird an mehreren Stellen in der Literatur beschrieben. In der Simulationsrechnung findet der Kennlinienverlauf nach VDI/VDE 2176 Berücksichtigung. Der nach außen abströmende Massenstrom durch die ähnlich einem Ventil ausgebildete zusätzliche Öffnung im Gehäuse, ist experimentell zu bestimmen. Mit Hilfe der aus den Messungen gewonnenen, die Strömung kennzeichnenden Beiwerte kann dann das Verhalten des Schraubenladers simuliert werden.

#### 4.1. Massenstromverteilung bei variablem Ventilhub

Die durch die Öffnung strömenden Massen sind im wesentlichen abhängig von

- der Form der Öffnung,
- der Größe der Öffnung,
- dem vorhandenen Druckverhältnis und
- der jeweiligen zeitabhängigen Zahnkopfstellung unter der Öffnung (die Profilform spielt hierbei eine eher untergeordnete Rolle).

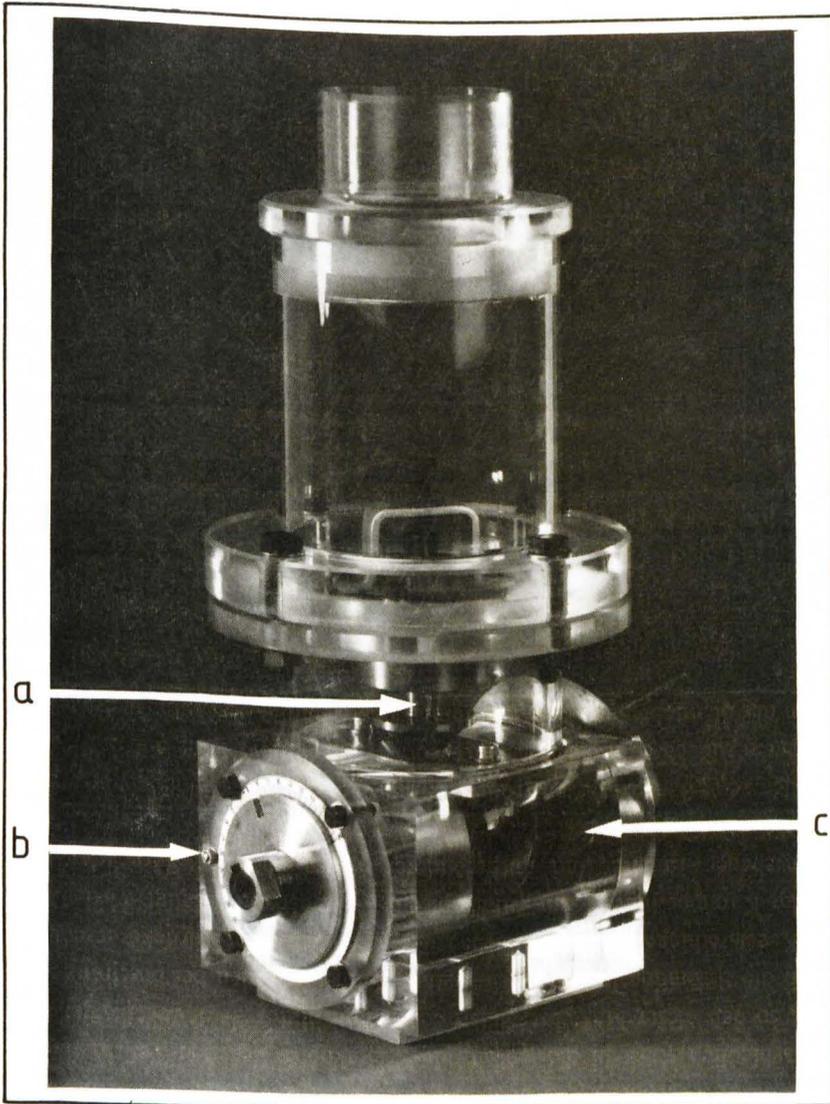
Zur Bestimmung der Massenstromverteilungen wurde ein Modellversuchsstand benutzt. Die wesentliche Baugruppe bildete das Modell-Ladergehäuse mit dem dicht eingepaßten, drehbar und fixierbar gelagerten Rotor, Bild 6.

Der Ventilkegel des Abblasventils, siehe auch Bild 7, kann stufenlos einstellbar abgehoben werden. Der stirnseitig einer Kammer zugeführte Massenstrom teilt sich in Abhängigkeit von der Zahnkopfstellung unter der Öffnung in einen Teilmassenstrom (Abblasmassenstrom  $\dot{m}_{AV}$  in Bild 5) durch die Ringfläche des Ventils in den

Raum hinter den Ventilkegel und in einen zweiten internen Teilmassenstrom ( $\dot{m}_{iV}$  in Bild 5), der über den Zahnkopf in die nachlaufende Kammer strömt, Bild 8.

Bild 9 zeigt den gemessenen Massenstrom durch das Abblasventil in Abhängigkeit von der Hubhöhe und der Rotorstellung beispielhaft für ein Druckverhältnis von 1,2. Als Rotorstellung 0 Grad wurde die Stellung definiert, in der der Zahnkopf mittig unter der Öffnung steht. Im Raum hinter dem Ringspalt und in der in Strömungsrichtung hinter dem Zahnkopf liegenden Kammer wurde der Druck, wegen des meist kleinen Volumenverhältnisses<sup>1)</sup>, gleich hoch gehalten. Mit steigender Hubhöhe des Ventilkegels nimmt der Massenstrom zunächst kontinuierlich zu,

1) nachlaufende Kammer steht mit der Saugseite in Verbindung

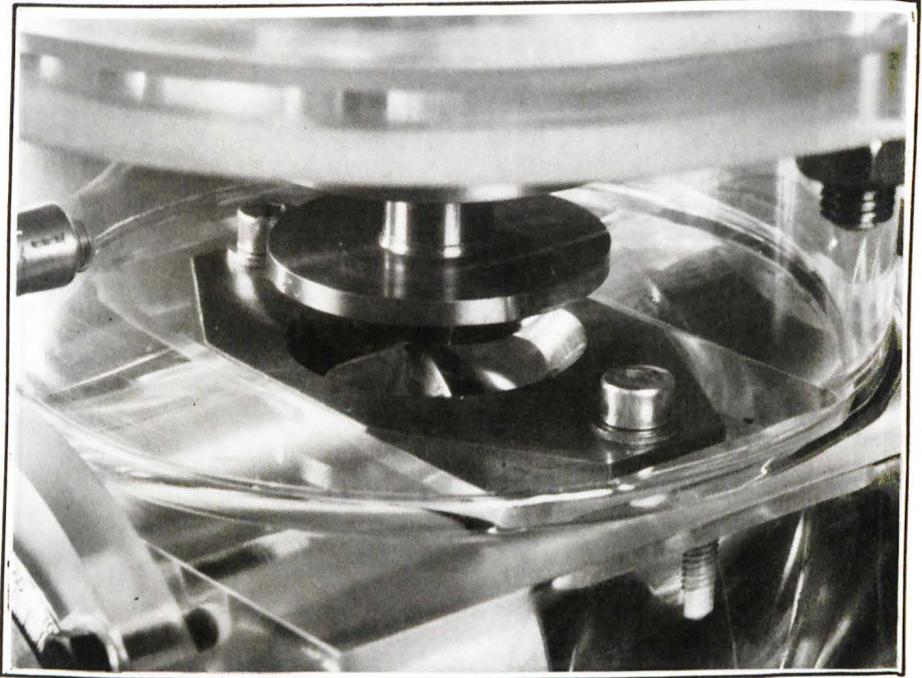


**Bild 6:** Modell-Ladergehäuse zur Bestimmung der Massenstromverteilung an einer Gehäuseöffnung mit Abblasventil

- a) Abblasventil
- b) Skala für Zahnkopfstellung
- c) Rotor

**Fig. 6:** Housing model for measurement of discharges at an additional port

- a) valve
- b) scale for position of rotor edge
- c) rotor



**Bild 7:** Abblasventil geöffnet bei einer mittigen Zahnkopfstellung unter der Gehäuseöffnung

**Fig. 7:** Valve at open additional port with rotor edge at the middle of the port

bis der Ringspalt etwa die Größe der von der Öffnungsumrandung und der Zahnkopflinie gebildeten Teilellipsenfläche annimmt. Danach bildet diese Fläche den kleinsten Strömungsquerschnitt und bestimmt den Massenstrom. Bei Drehung des Rotors in die negative Richtung nimmt diese Teilellipsenfläche zu, dadurch ist das Ansteigen des Massenstroms zu negativen Winkeln begründet.

Im Ringspalt des Ventils und im Spalt über dem Zahnkopf liegen komplexe Strömungsverhältnisse vor, die mit einfachen Mitteln einer quantitativen Betrachtung nicht zugänglich sind; erkennbar an [Bild 10](#), in dem der interne Teilmassenstrom in die stromabwärts gelegene (nachlaufende) Kammer dargestellt ist. Bei

Drehung der Rotoren werden alle Zahnkopfstellungen zwischen  $\pm 60^\circ$  durchfahren. Auffallend ist, daß etwa bei Mittelstellung des Zahnkopfes unter der Öffnung, als auch bei mittlerer Hubhöhe des Ventilkegels, sich der größte interne Teilmassenstrom einstellt. Der Abfall des Massenstroms aufgrund der Rotordrehung aus seiner Mittellage kommt durch die kürzer werdende Zahnkopflänge unter der Öffnung

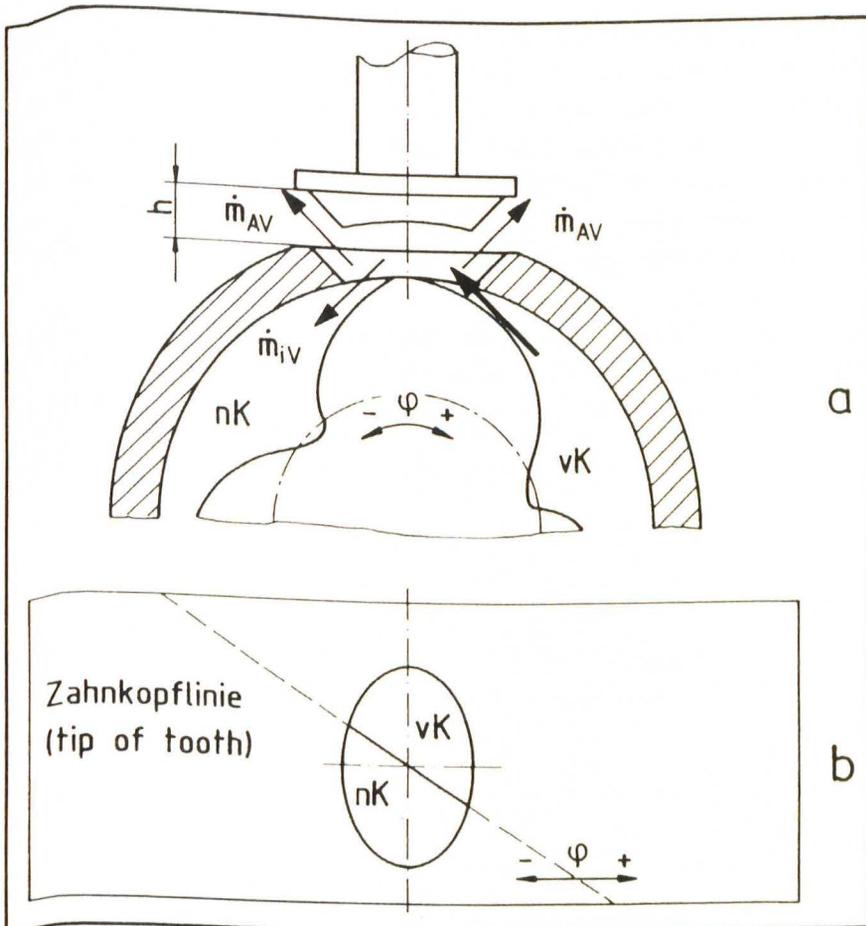


Bild 8: Strömungen durch die verschiedenen Teilflächen an der zusätzlichen Gehäuseöffnung

- a) Stirnschnitt im Bereich der Öffnung
- b) Gehäuseabwicklung und Zahnkopflinie

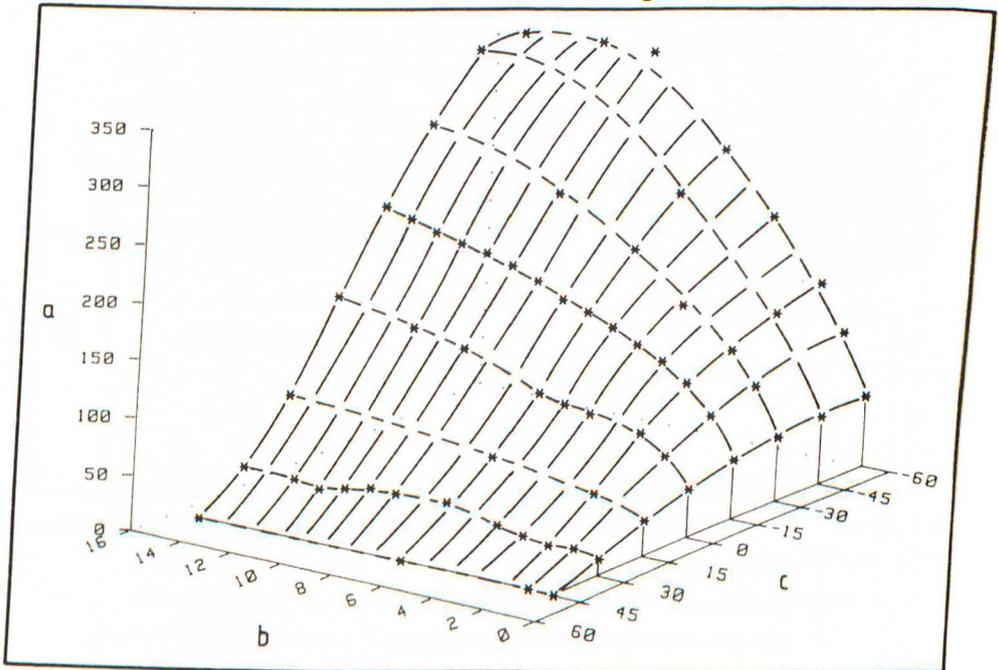
Fig. 8: Discharge through different particle area at an additional port

- a) sectional drawing
- b) development of housing with rotor edge

zustande. Zu kleineren Hubhöhen des Ventilkegels hin wird die Hauptströmungsfläche über dem Zahnkopf aufgrund Verringerung dieser Flächenabmessung kleiner. Vergrößert man den Ventilhub und damit die Ausströmfläche über die Mittelstellung hinaus, so wird der überströmende Massenstrom ebenfalls kleiner. Diese Erscheinung kann durch die Umlenkung der Strömung am (der Gehäusebohrung

angepaßten) Ventilkegel begründet werden. Je nach Hubhöhe wird die Strömung unterschiedlich stark in die jenseits des Zahnkopfes liegende Teilringfläche abgelenkt, so daß dieser Massenstrom in den Raum hinter dem Ventilkegel abströmt. Durch die Strömung in diese Teilringfläche hinein werden bei bestimmten Rotor- und Kegelstellungen in Teilbereichen der Ringfläche Unterdrücke erzeugt, so daß aus der Kammer hinter dem Zahnkopf ein Massenstrom gesaugt wird. Die zuletzt beschriebenen Effekte sind in besonderer Weise von der Form der Öffnungsgeometrie abhängig.

Aus der gemessenen Massenstromverteilung wurden Durchflußbeiwerte bestimmt, mit denen zunächst für eine Öffnungsgeometrie deren Wirkung auf das Betriebsverhalten des Schraubenladers in der Simulationsrechnung bestimmt werden kann.

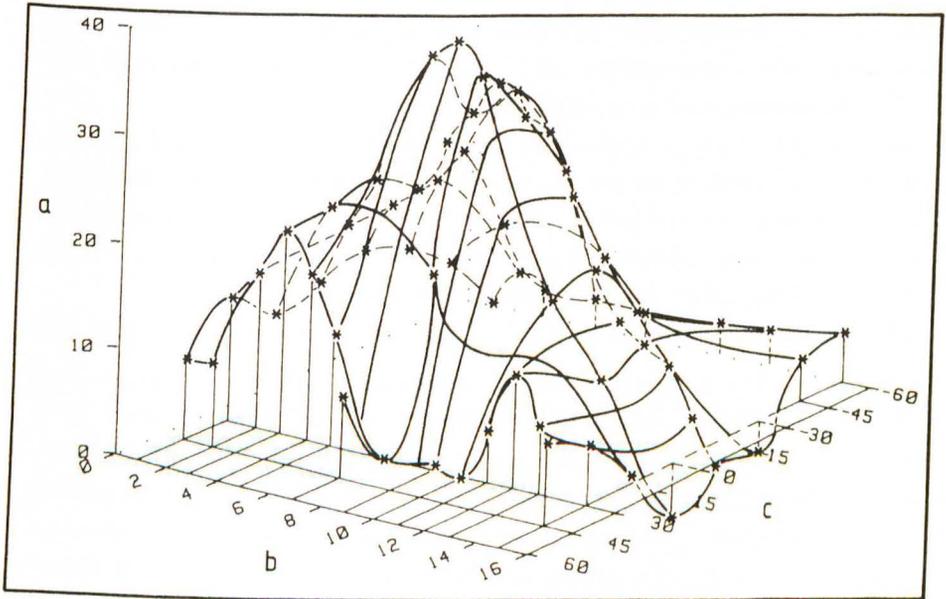


**Bild 9:** Massenstrom durch die Ringfläche des Abblasventils (Druckverhältnis 1.2)

a) Massenstrom [kg/h] b) Ventilhub [mm] c) Rotorstellung [Grad]

**Fig. 9:** Discharge through additional port (pressure rate 1.2)

a) discharge [kg/h] b) valve lift [mm] c) rotor position [degree]



**Bild 10:** Interner Teilmassenstrom in die stromabwärts liegende (nachlaufende) Kammer bei unterschiedlichen Ventilhub- und Zahnkopfstellungen, Druckverhältnis 1.2

a) Massenstrom [kg/h] b) Ventilhub [mm] c) Rotorstellung [Grad]

**Fig. 10:** Internal discharge into the following chamber (pressure rate 1.2)

a) discharge [kg/h] b) valve lift [mm] c) rotor position [degree]

### 5. Erste Ergebnisse der Betriebsweisen Drosseln und Abblasen des Ladermassenstromes

Mit dem Simulationsprogramm, an dem die laderspezifischen Ergänzungen nach Bild 5 noch nicht vollständig abgeschlossen sind, erfolgten erste Rechnungen zur Wirkung unterschiedlicher Maßnahmen zur Massenstrombeeinflussung des Laders. Den Rechnungen liegt ein noch nicht für den Einsatzfall als Lader optimiertes asymmetrisches (3+5)-Profil zugrunde.

Im Gegensatz zu den Voruntersuchungen (Kapitel 2), werden bei den Simulationsrechnungen die Wirkungen der Spaltströmungen, der Ausgleichsvorgänge beim Öffnen der Kammer und der mechanischen Reibung mit berücksichtigt.

Bild 10 zeigt für zwei gewählte Umfangsgeschwindigkeiten des Laders das Verhältnis der Austrittstemperatur und der Antriebsleistung in Abhängigkeit vom Massenstromverhältnis, bezogen auf den Vollastbetriebsfall. Dabei wird berücksichtigt, daß sich der Austrittsdruck des Laders mit sinkendem Massenstrom in Abhängigkeit vom Schluckverhalten eines 6-Zylinder Dieselmotors ändert.

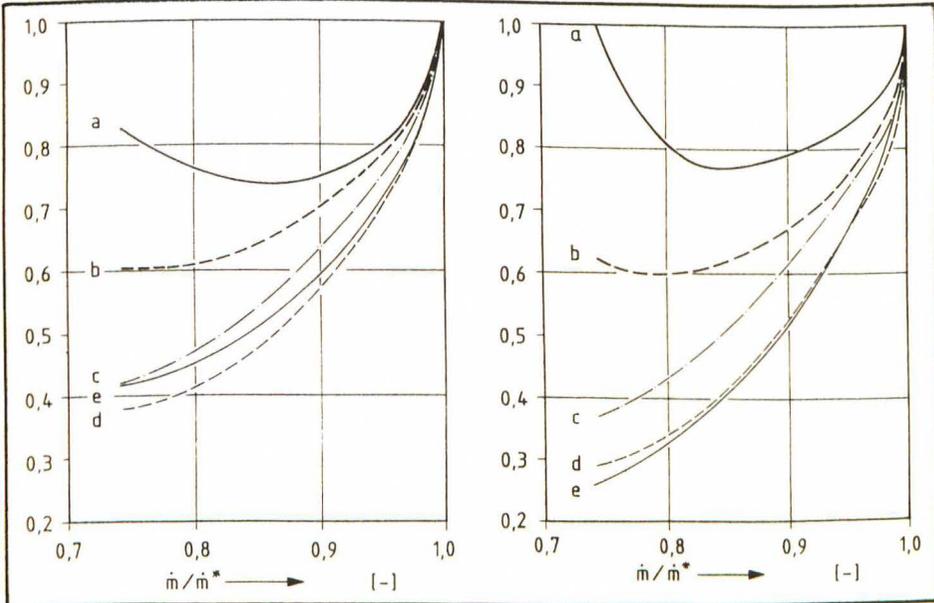
Wie nach den Eingangsbetrachtungen bereits zu erwarten war, besteht bei gleicher Massenstromänderung ( $\dot{m}/\dot{m}^* = \text{const.}$ ) im Fall der Drosselung auf der Saugseite ein deutlich höherer Leistungsbedarf des Laders als im Fall des Abblasens hinter dem Lader. Bild 11 macht deutlich, daß die Rückströmungen und die Ausgleichsvorgänge beim Öffnen der Kammer entscheidenden Einfluß auf den Leistungsbedarf nehmen. Bei einer Drosselung auf der Saugseite bleibt das an den Arbeitsraumspalten wirkende Druckverhältnis zunächst in 1. Näherung konstant, so daß bei unveränderter Umfangsgeschwindigkeit die zurückströmenden Spaltmassen mit hoher spezifischer Enthalpie annähernd gleich bleiben. Steigende Drosselung bewirkt geringere, der über die Ansaugleitung der Saugseite zuströmenden "kalten" Massen, wodurch sich der Lader weiter aufheizt, als bei geringer Drosselung. Soll der Lader gegenüber einem, abgesehen vom Aufheizgrad, gleichen Lader den gleichen Massenstrom fördern, kann das nur bei einem höheren Druck erfolgen. Die Arbeitsfläche im  $p$ - $V$  Diagramm und die Antriebsleistung steigen.

Wird hinter dem Lader ein Teilmassenstrom abgeblasen, so sinkt mit dem Ladedruck auch das Druckverhältnis über den Arbeitsraumspalten, insbesondere an dem Teil des Profileingriffsspalt, der Saug- und Druckseite direkt verbindet.

Die Aufheizung der Saugseite aufgrund rückströmender Spaltmassen sinkt mit zunehmendem abgeblasenen Massenstrom und dadurch sinkendem Austrittsdruck (Ladedruck).

Da mit dem Austrittsdruck auch die im Lader gewandelte Energie abnimmt, besitzt die abgeblasene Luft eine vergleichsweise niedrige Enthalpie, so daß selbst, wenn diese Luft auf die Saugseite des Laders zurückgeführt wird, dieses nur eine geringe Aufheizung zur Folge hat, die sich nur wenig auf die Leistungsaufnahme des Laders auswirkt.

Wird der Lader mit einer niedrigen Umfangsgeschwindigkeit betrieben, findet der Druckausgleich zwischen Kammer und Auslaßstutzen in einem kleineren Drehwinkelbereich statt als bei hoher Umfangsgeschwindigkeit und sonst unveränderten



**Bild 11:** Antriebsleistung und Austrittstemperatur bezogen auf den Vollastbetriebsfall (Ladedruck 1,8 bar) als Funktion vom Massenstromverhältnis eines mechanisch gekoppelten Schraubenladers, links: Hauptläuferumfangsgeschwindigkeit 30 m/s, rechts 120 m/s

- a) Temperaturverhältnis bei Drosselung
- b) Leistungsverhältnis bei Drosselung
- c) Temperaturverhältnis beim Abblasen zur Saugseite
- d) Temperaturverhältnis beim Abblasen in die Atmosphäre
- e) Leistungsverhältnis beim Abblasen

**Fig. 11:** Performance and teperature divided by the values of full load (pressure rate 1,8 bar)

on the left: circumferential speed 30 m/s, on the right: 120 m/s

- a) temperature rate at throttling
- b) performance rate at throttling
- c) temperature rate at blowing off to inlet port
- d) temperature rate at blowing off to atmosphere
- e) performance rate at blowing off

Betriebsparametern. Dieses ist bedingt durch die längere Zeit pro Grad Rotorumdrehung, die bei niedrigen Umfangsgeschwindigkeiten für eine Ausgleichströmung zur Verfügung steht. Dadurch sinkt die Arbeitsfläche im p-V Diagramm und als Folge daraus auch die Leistungsaufnahme sowie, durch die geringere Energiewandlung im Lader begründet, auch die Temperatur am Austritt.

Die Betrachtung verdeutlicht den großen Einfluß, den die Art der Steuerung des Massenstromes auf die Leistungsaufnahme des Laders und damit auf den Wirkungsgrad des Lader-Motor-Systems im Teillastbetrieb aufweist. Die Wirtschaftlichkeit des gesamten Antriebssystems wird seine Akzeptanz bestimmen, so daß der Optimierung der massenstrombeeinflussenden Maßnahmen besonderes Interesse gelten sollte. Aus diesem Grund werden diese Untersuchungen weiter fortgeführt, das Ziel verfolgend, die Leistungsaufnahme des Laders im Teillastbetriebsfall zu minimieren, ohne Nachteile im Betriebsverhalten des Gesamtsystems entstehen zu lassen.

#### Literaturverzeichnis

- |     |                             |   |
|-----|-----------------------------|---|
| /1/ | Kauder, K und<br>Weckes, N. | Schraubenlader-Motor-System. Tagung<br>Schraubenmaschinen 90 des VDI, Universität<br>Dortmund (1990)  |
| /2/ | Naujoks, R.                 | Zustandsänderungen in trockenlaufenden Schrauben-<br>maschinen – ein Vergleich zwischen Rechnung und<br>Experiment. VDI Fortschrittberichte Reihe 7 (1982)<br>VDI-Verlag Düsseldorf |
| /3/ | Schüler, R.                 | Entwicklung von Schraubenmaschinen-Rotoren –<br>Ein Beitrag zur Optimierung von Schrauben-<br>maschinen. Dissertation (1984) Universität<br>Dortmund                                |
| /4/ | Peveling, F.-J.             | Ein Beitrag zur Optimierung adiabater Schrauben-<br>maschinen in Simulationsrechnungen. VDI Fort-<br>schrittberichte Reihe 7 (1987) VDI-Verlag<br>Düsseldorf                        |
| /5/ | Dreißig, B.                 | Beitrag zur Auslegung von trockenlaufenden<br>Schraubenmotoren. Dissertation (1989) Universität<br>Dortmund   |