

Kennfeldanalyse einer Schraubenvakuumpumpe

Operating Performance of Screw Vacuum Pumps

Dirk Stratmann, Knut Kauder, Andreas Brümmer

Zusammenfassung

Eine detaillierte Analyse des Betriebsverhaltens trockenlaufender Schraubenvakuumpumpen fehlt bisher. Die integralen prozessbeschreibenden charakteristischen Pumpenkenngößen Saugvermögen und erreichbarer Enddruck, die in erster Linie die Leistungsfähigkeit und den Einsatzbereich von Schraubenvakuumpumpen bestimmen, werden sowohl in experimentellen als auch theoretischen Untersuchungen beschrieben.

Simulation und Versuch erlauben Aussagen über den Zusammenhang und die Wechselwirkungen der vorherrschenden und bestimmenden physikalisch-technischen Wirkmechanismen untereinander sowie mit dem integralen charakteristischen Maschinenkennfeld von Schraubenvakuumpumpen. Das Verständnis der speziellen Maschinenphysik von Rotationsverdränger-Vakuumpumpen, insbesondere Schraubenvakuumpumpen, ist für den Anwender und Entwickler wertvoll im Hinblick auf den Auslegungs- und Optimierungsprozess.

In experimentellen Untersuchungen wird das charakteristische thermodynamische Betriebsverhaltens hinsichtlich der prozessbeschreibenden Kenngrößen Enddruck und Saugvermögen für eine isochore Schraubenvakuumpumpe bestimmt, die gegen den Atmosphärendruck fördert. Variationen der Betriebsparameter Einlassdruck (1000mbar bis 10^3 mbar) und Maschinendrehzahl werden in einem weiten Umfang angestrengt, um die Abhängigkeit der Maschinencharakteristik und

der Wirkmechanismen beschreiben zu können.

Theoretische Analysen beinhalten einen vereinfachenden Modellansatz zur allgemeinen Beschreibung des Einflusses äußerer Leckagen auf den erreichbaren Enddruck in Abhängigkeit des theoretischen Saugvermögens. Mit Hilfe der thermodynamischen Simulation werden darüber hinaus die Einflüsse und die Korrelation von Leckagen und Spaltströmungen auf das charakteristische Maschinenkennfeld detailliert beschrieben.

Abstract

This paper presents detailed analyses of the operating performance of a dry-running screw vacuum pump. The characteristic parameters, suction speed and final attainable pressure - which primarily define the operating performance of screw vacuum pumps - are explored in experimental and theoretical investigations.

Experiment and simulation in combination are used to show the correlation between the main physical and technical characteristics and the operating performance of screw vacuum pumps. This basic knowledge is essential for understanding the specific machine physics of positive displacement vacuum pumps, especially for screw vacuum pumps, and is useful in view of further design and optimization processes.

The experiment covers measurements of the operating performance of the investigated isochoric screw vacuum pump working against ambient pressure. As

operating parameters intake pressure (1000mbar to 10^3 mbar) and rotor speed are varied over a wide range.

The theoretical analysis of the operating performance contains simplifying models as well as simulations of the thermodynamic processing. The impact of external leakages, clearance vacuum flows and further losses on operating performance are described in detail.

1 Einleitung

Das Einsatz- und Anwendungsgebiet von Vakuumpumpen wird durch das Saugvermögen und den erreichbaren Enddruck festgelegt. Unterschiedliche Pumpentypen und -prinzipien stehen zur Auswahl, wobei sich im Allgemeinen die Gattung der Verdränger-Vakuumpumpen als die am weitesten verbreitete und effektivste in moderaten Druckbereichen darstellt. Applikationen für diesen Pumpentyp beschränken sich dabei zumeist auf den Bereich des Grob- ($1 < p$ [mbar] < 1000) und Feinvakuums ($10^3 < p$ [mbar] < 1).

Höhere Anforderungen an die Reinheit des Vakuums haben zu einem Verzicht von Hilfsfluiden zu Kühlungs- und Dichtungszwecken im Arbeitsraum und damit zu einer steigenden Nachfrage und verstärkten Entwicklungsarbeit von trockenlaufenden Vakuumpumpen geführt [1-3]. Der Verzicht von Hilfsfluiden im Arbeitsraum geht einher mit zunächst nachteiligen Betriebseigenschaften hinsichtlich der Leistungsfähigkeit der trockene Betriebsweise, gekennzeichnet durch eine signifikante Reduzierung des Saugvermögens und des

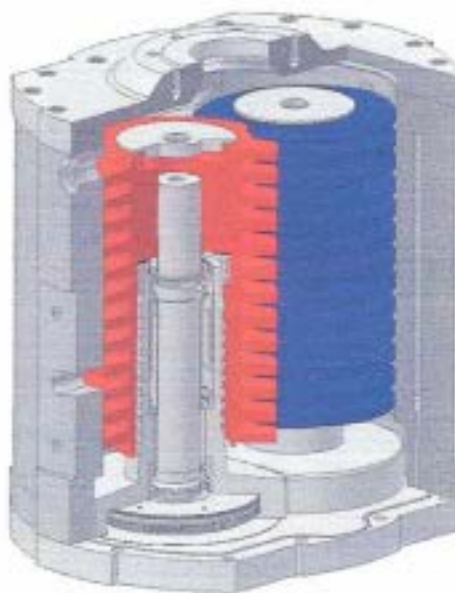


Abb. 1: Versuchsmaschine vom Typ Schraubenvakuumpumpe (Modellmaschine)

erreichbaren Enddrucks sowie einer erhöhten thermischen Belastung der Maschine [3, 4].

Trotz dieser zunächst nachteiligen Betriebseigenschaften werden aufgrund des vorteilhaften Funktionsprinzips seit über 25 Jahren Schraubenvakuumpumpen produziert, Abb. 1. Sie haben seitdem eine hohe Marktakzeptanz bei erhöhter Nachfrage und steigenden Absatzzahlen erzielt. Folglich haben viele Hersteller eine Schraubenvakuumpumpe in ihrem Produktportfolio [5].

Die charakteristischen Hauptmerkmale und Vorteile des Schraubenprinzips im Vergleich zu konkurrierenden Funktionsprinzipien sind:

- kompakte Bauweise mit minimierter Teilezahl,
- trockenlaufend, spaltgedichteter Betrieb für ölfreie Anwendungen,
- hohe Drehzahlpotential - aufgrund reiner Rotationsbewegungen,
- hohes Saugvermögen - aufgrund hoher Maschinendrehzahlen,
- geringe erreichbare Enddrücke im Bereich des Fein- und z. T. Hochvakuums sowie
- Möglichkeit der Realisierung einer inneren Verdichtung zur Reduzierung der Leistungsaufnahme.

Das Kennfeldverhalten von trockenlaufenden Verdrängervakuumpumpen wird von den dominierenden physikalisch-technischen Wirkmechanismen bestimmt. Physikalisch-technisch kennzeichnet hier die

direkte Wechselbeziehung konstruktiver Maschinenmerkmale und -eigenschaften mit physikalischen Wirkungen. Verschiedene, maschinenspezifische Einflüsse treten in Erscheinung und bestimmen die thermodynamische Prozessführung innerhalb der Pumpe.

Im Hinblick auf die komplexen Zusammenhänge von Maschinengeometrie und thermodynamischem Betriebsverhalten stellen die Maschinen- und Betriebsparameter die Eingangsgrößen dar und legen die Randbedingungen für die Betriebsbedingungen fest, Abb. 2. Die Maschinen- und -geometrieparameter beinhalten hier vorwiegend das Rotordesign - mit oder ohne innere Verdichtung, die Gestaltung axialer und radialer Ein- und Auslasskonturen, das Vorhandensein, die Form und Lage möglicher Voreinlässe zum Gasballastbetrieb und insbesondere die Spaltgeometrien. Betriebsparameter sind hauptsächlich die Maschinendrehzahl, Eintrittsdruck und -temperatur, der Auslassdruck sowie das Fördermedium.

Die Kompression, gegebenenfalls auch Expansion, wird primär durch den Arbeitskammervolumenverlauf vorgegeben, der aus der Rotorgeometrie in Kombination mit der weiteren Maschinengeometrie resultiert. Spaltströmungen - insbesondere

für Schraubenvakuumpumpen im Grob- und Feinvakuum der bestimmende Wirkmechanismus, beeinflussen signifikant das thermodynamische Betriebsverhalten und die charakteristischen Maschinenkenngrößen.

Darüber hinaus können äußere Leckagen innerhalb der Maschine störend auf die Maschinencharakteristik wirken. Mit sinkenden Gasdichten und höheren Maschinendrehzahlen erweisen sich zudem Sorptions- und Desorptionserscheinungen ebenso wie Drosselverluste beim Kammerfüllungsprozess gegebenenfalls als nicht mehr vernachlässigbar. Auch das Wärmeübergangverhalten zwischen Gas und Bauteil beeinflusst die thermodynamische Prozessführung, besonders bei zunehmender thermischer Belastung trockenlaufender Vakuumpumpen, die gegen Atmosphärendruck fördern.

Aus den komplexen Wechselbeziehungen physikalisch-technischer Einflussfaktoren resultiert schließlich die thermodynamische Prozessführung, die sich in Form von Druck- und Temperaturverläufen über dem Arbeitsspiel auswirkt. Das integrale charakteristische thermodynamische Maschinenverhalten folgt aus dem Zusammenspiel aller Rand- und Betriebsparameter und wird durch die prozessbeschrei-

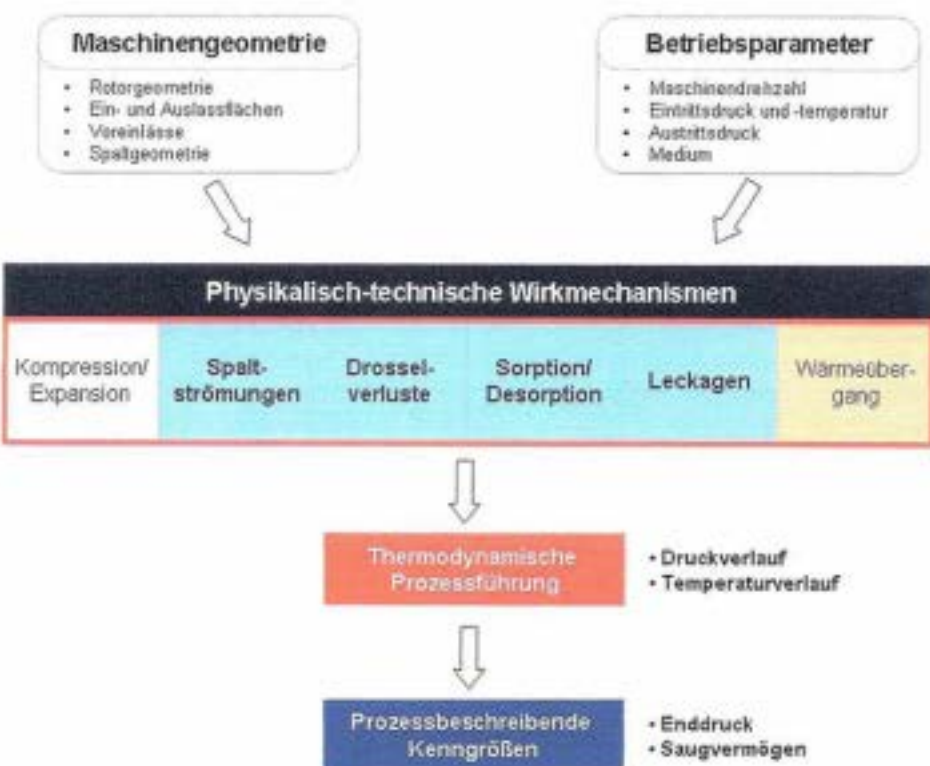


Abb. 2: Wesentliche physikalisch-technische Wirkmechanismen von VerdrängerVakuumpumpen, deren Abhängigkeiten und Einfluss auf die thermodynamische Prozessführung und die integralen charakteristischen Maschinenkenngrößen

benden Kenngrößen Saugvermögen und Enddruck gegeben.

Die Zusammenhänge der vorherrschenden Wirkmechanismen und dem charakteristischen Maschinenverhalten von Schraubenvakuumpumpen werden im Folgenden anhand einer detaillierte Kennfeldanalyse bei Kombination experimenteller und theoretischer Untersuchungen beschrieben.

2 Experiment

Die experimentellen Untersuchungen werden an einer trockenlaufenden, isochor arbeitenden zweigängigen Schraubenspindel-Vakuumpumpe mit zwei symmetrisch profilierten Rotoren durchgeführt. Die Rotoren weisen eine konstante und vergleichsweise geringe Rotorsteigung auf, woraus sich ein hoher Umschlingungswinkel bei hoher Stufigkeit ergibt, Abb. 1. Im Gegensatz zu heutigen Serienmaschinen wird durch die Rotorgeometrie keine innere Verdichtung realisiert. Hierdurch lassen sich physikalisch-technische Wirkungen der Ladungswechsel und Transportphase weitestgehend getrennt voneinander ohne den Einfluss einer inneren Verdichtung untersuchen. Das Antriebskonzept ermöglicht die Variation der Maschinendrehzahl in einem weiten Bereich.

Die Messung des Betriebsverhaltens und der integralen thermodynamischen Maschinencharakteristik umfasst die Parameter: Eintrittsdruck (Enddruck), Volumenstrom und Maschinendrehzahl [Abb. 3].

Im Rahmen der Untersuchungen ist eine ausgeprägte Temperaturabhängigkeit des Betriebsverhaltens der Versuchsmaschine infolge ihrer thermischen Belastung festzustellen. Das sich bereits nach kurzer Betriebsdauer mit zunehmender Erwärmung einstellende instationäre Maschinenverhalten wird vorwiegend durch sich verändernde Spaltgeometrien und -massenströme infolge der thermischen Bauteilverformungen hervorgerufen. Um direkt miteinander vergleichbare Messergebnisse bei bekannten und möglichst unveränderten Randbedingungen hinsichtlich der Spaltgeometrien zu erzielen, sind die Messungen an möglichst "kalter" Maschine erfolgt. Dies wird einerseits durch ein kurzzeitiges Erreichen des anzufahrenden Betriebspunktes (Drehzahl n , Ansaugdruck p_E), andererseits durch ausreichend große Zeitintervalle zwischen zwei Messungen (Abkühlzeiten) erreicht. Die externe Leckrate für das Maschinengehäuse mit allen installierten Messpositionen beträgt $L = 10^{-4} \text{ mbar}^1/\text{s}$.

3 Simulation

Mit der übergeordneten Zielsetzung die komplexen Zusammenhänge physikalisch-technischer Wirkungen auf das charakteristische thermodynamische Maschinenverhalten zu beschreiben, werden innerhalb der theoretischen Analyse sowohl einfache Ansätze als auch entwickelte Berechnungsmodelle vorgestellt. Dabei lässt sich der Einfluss äußerer Leckagen auf den

erreichbaren Enddruck von Verdränger-Vakuumpumpen vereinfachend und maschinentypunabhängig als Funktion des theoretischen Saugvermögens über die Massenkontinuität bestimmen, Gl. (1). Hierbei kann vereinfachend eine Abschätzung der ungünstigsten Situation erfolgen, in der die vollständige Leckrate saugseitig angenommen wird. Darunter ist zu verstehen, dass der Gesamtleckmassenstrom angesetzt wird, der sich real auf mehrere Undichtigkeiten im Gehäuse verteilt. Nicht niederdruckseitige Leckagen innerhalb der Transportphase stören und beeinträchtigen das Saugvermögen und den erreichbaren Enddruck nur im geringen Maße, ähnlich dem Gasballastbetrieb.

$$\dot{m}_{\text{ab}} = V_{\text{AK,max}} \cdot z \cdot l \cdot n = \dot{m}_{\text{Leckage}} \rightarrow$$

$$p_{E,\text{min}} = \frac{(p - V)_{\text{Leckage}}}{S_{\text{ab}}} \quad \text{Gl. (1)}$$

Simulation Software *KaSim*

Die Zielsetzung der Software *KaSim* ist die Simulation der thermodynamischen Prozessführung und des charakteristischen Maschinenverhaltens von Verdrängermaschinen zur Anwendung als Auslegungswerkzeug [6, 7]. Das Simulationsprogramm berechnet das thermodynamische Betriebsverhalten allgemein von Verdrängermaschinen, d. h. nicht nur eines speziellen Maschinentyps, basierend auf dem Kammermodell der untersuchten Maschine. Die Einbindung eines erweiterten Berechnungsmoduls zur Quantifizierung und Be-

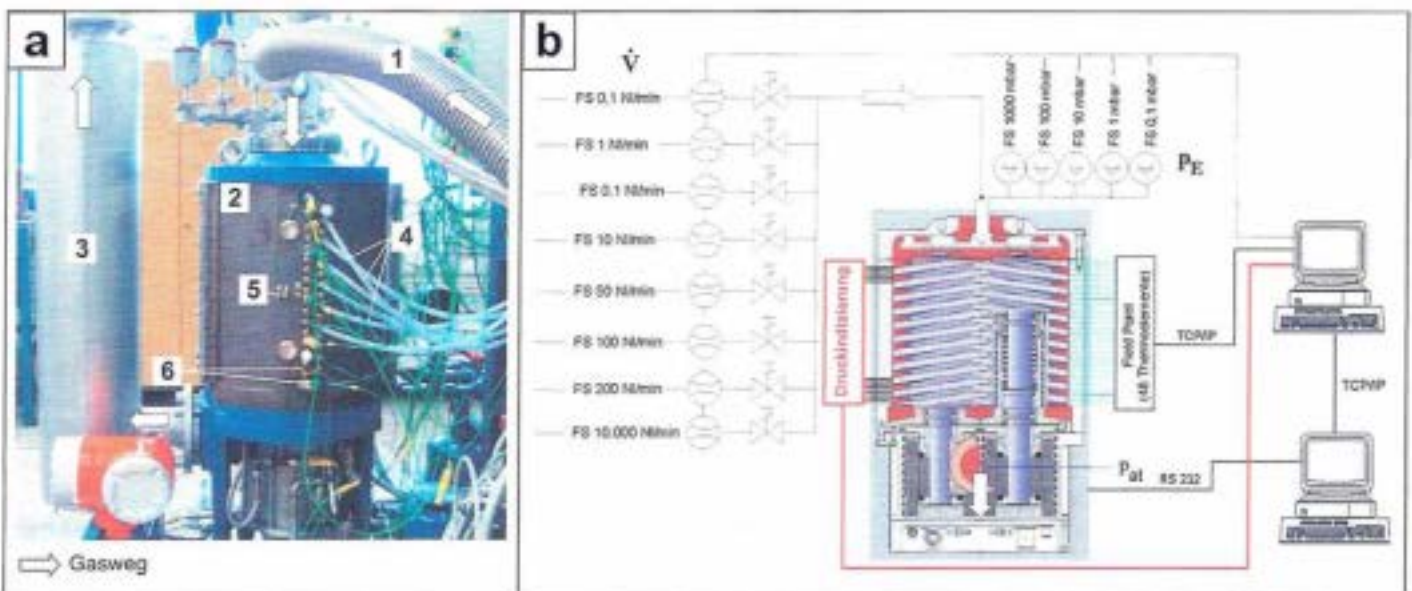


Abb. 3: Versuchsstand der untersuchten Schraubenvakuumpumpe (a) und schematischer Aufbau (b)
1 Ansaugleitung, 2 Gehäuse, 3 Schalldämpfer, 4 Voreinlass, 5 Druckindizierung, \dot{v} Volumenstrom, p_E Eintrittsdruck

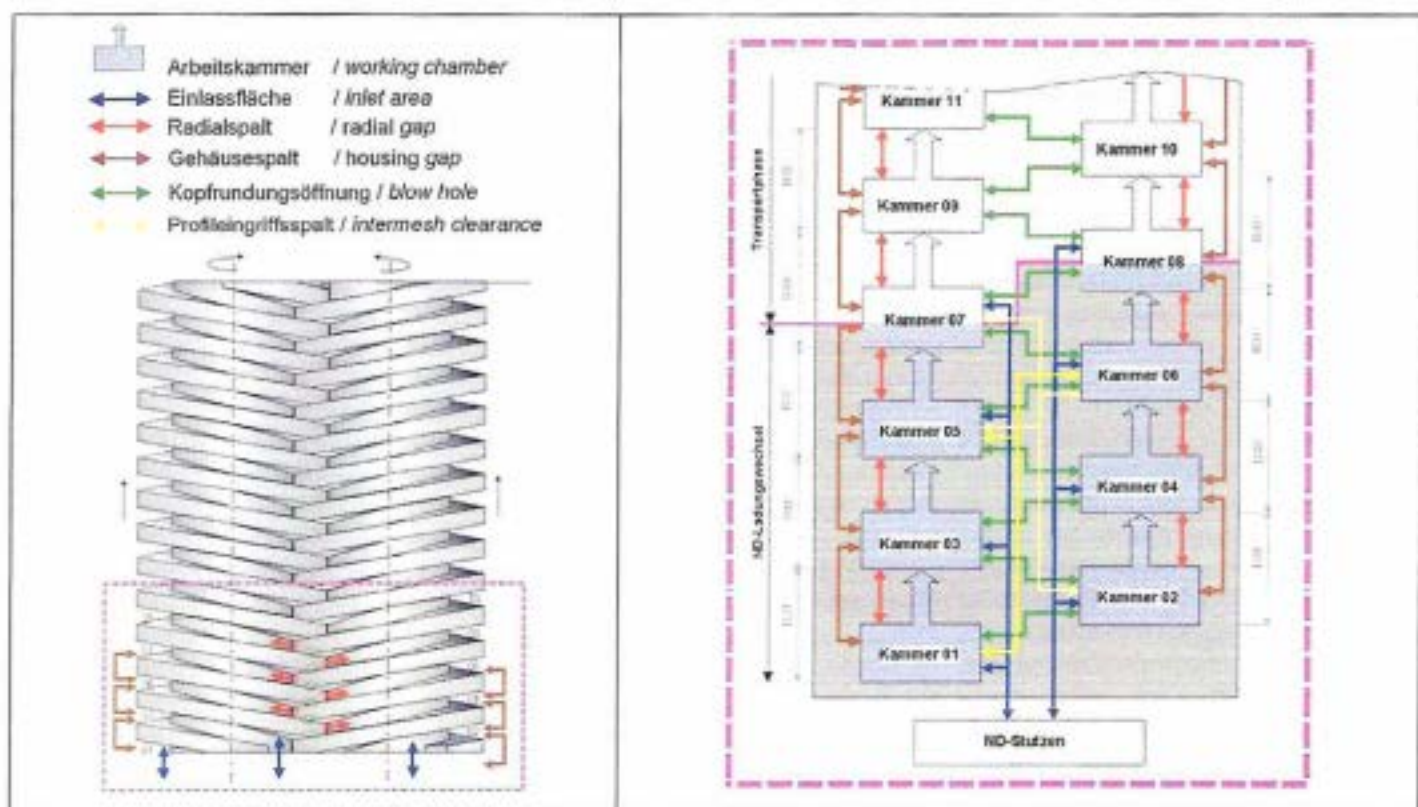


Abb. 4: Kammermodell der simulierten Schraubenvakuumpumpe (abstrahierte Darstellung, Ausschnitt)

schreibung von Vakuumspaltströmungen basiert auf experimentell gewonnenen Daten [8] und mit der Monte-Carlo Methode bestimmte Durchlaufwahrscheinlichkeiten für molekulare Strömungen. Einflüsse bewegter Spaltberandungen auf die Durchflusscharakteristik werden hierbei für die Übergangs- (Knudsenströmung) und Molekularströmung modelliert [9]. Der erweiterte Berechnungsalgorithmus zur Beschreibung von Vakuumspaltströmungen sowie die Abbildung externer Leckagen ermöglicht die Simulation der thermodynamischen Prozessführung von Verdänger-Vakuumpumpen. Die Software ist für den Bereich des Grob- und Feinvakuums bereits verifiziert [9-12].

Modellierung der Versuchsmaschine

Die Versuchsmaschine wird durch ein Kammermodell als Eingangsgröße der Simulation modelliert. Das Kammermodell beinhaltet Informationen über die vorhandenen Arbeitskammern, deren Verbindungen untereinander und zum Ein- und Auslassport, Abb. 4.

4 Kennfeldanalyse

Die maßgeblichen physikalisch-technischen Wirkmechanismen auf das charakteristische Maschinenkennfeldverhalten

der untersuchten Schraubenvakuumpumpe werden im Folgenden durch den Vergleich experimenteller mit simulierten Kenngrößen *Enddruck* und *Saugvermögen* (Liefergrad) drehzahl- und druckabhängig diskutiert.

Erreichbarer Enddruck

Der bei verschlossener Ansaugleitung gemessene, erreichbare Enddruck der Schraubenvakuumpumpe weist eine signifikante Drehzahlabhängigkeit auf, Abb. 5.

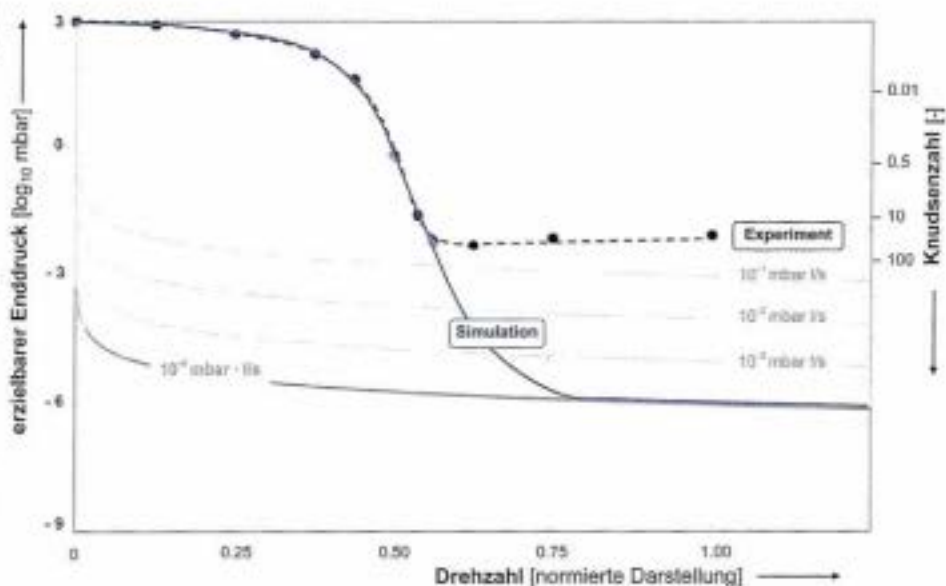


Abb. 5: Gemessene Drehzahlabhängigkeit des erreichbaren Enddrucks im Vergleich zur Simulation und dem Einfluss äußerer Leckagen

Die angegebenen Knudsenzahlen Kn zur Charakterisierung der Strömungsart in den Maschinenspaltungen gelten für eine konstante Spalthöhe $s = 0,30 \text{ mm}$ und einer Gastemperatur von $T_{\text{Gas}} = 293 \text{ K}$ und wird für den erreichbaren Enddruck bestimmt. Die Drehzahlangaben erfolgen relativ zur maximalen Maschinendrehzahl.

Ausgehend von niedrigen Maschinendrehzahlen führt eine Steigerung zu einem zunächst moderaten Absinken des erreichbaren Enddrucks (Drehzahlen $n^* < 0,375$), wobei bei einer normierten Drehzahl von $n^* = 0,375$ ein Enddruck von 160mbar erzielt wird. Eine weitere Drehzahlsteigerung bewirkt dann aber ein stetiges, steileres Absinken des erreichbaren Enddrucks. In einem relativ kleinem, kritischen Drehzahlbereich ($0,375 < n^* < 0,5$) reagiert der erreichbare Enddruck sehr sensibel auf Drehzahländerungen, so dass der Enddruck um mehr als drei Dekaden abgesenkt werden kann. Bei weiterer Drehzahlsteigerung ($n^* > 0,50$) wird kein weiteres Absinken des Enddrucks erzielt. Der Enddruck stellt sich als nahezu drehzahlunabhängig dar. Der minimale erzielbare Enddruck beträgt $4,9 \cdot 10^{-5}$ mbar und wird für eine normierte Drehzahl von $n^* = 0,625$ bestimmt.

Als Funktion der Maschinendrehzahl und damit des theoretischen Saugvermögens liefert Abb. 5 zudem für verschiedene, ausschließlich niederdruckseitig angenommene Leckagen den nach oben beschriebenen Ansatz berechneten Enddruck. Mit einer Drehzahlerhöhung ergibt sich ein stetiges Absinken der so bestimmten Enddruckverläufe, wobei eine Drehzahlverdopplung eine Halbierung des Enddrucks bewirkt. Daraus folgt bei niedrigen Drehzahlen ein vergleichsweise großer Gradient, der im betrachteten Bereich mit zunehmender Drehzahl abnimmt. Eine Reduzierung der Leckrate um eine Zehnerpotenz bewirkt bei konstanter Drehzahl eine relative Verringerung des Enddrucks um 90%. Für die experimentell bestimmte Leckrate von 10^{-4} mbar l/s und Drehzahlen von $n^* > 0,5$ werden Enddrücke im Bereich von 10^{-6} mbar l/s bestimmt. Der tendenzielle Verlauf der Drehzahlabhängigkeit entspricht hier dem experimentell beobachteten. Die großen Abweichungen von über 10^{-5} mbar zeigen hingegen, dass neben der äußeren Leckage zusätzliche physikalisch-technischen Wirkungen das Enddruckverhalten bestimmen. Dies gilt umso mehr für Drehzahlen $n^* < 0,5$.

In der Simulation wird neben der äußeren Leckage auch der Einfluss vakuumspezifischer Spaltströmungen auf den erreichbaren Enddruck abgebildet. Die gemessene Drehzahlabhängigkeit wird für den Bereich $n^* < 0,6$ sehr gut durch die Simulation wiedergegeben. Daraus resultiert in Kombination mit dem Leckageansatz die

Erkenntnis, dass hier insbesondere für das Grob- aber auch für das Feinvakuum Spaltströmungen signifikant sind und sich als der mit Abstand dominierende physikalisch-technische Wirkmechanismus auf den erreichbaren Enddruck darstellt. Die Quantifizierung der Spaltströmungen in der Simulation wird für die Kontinuums- (Knudsenzahlen $Kn < 0,01$), die Übergangs- und auch für die Molekularströmung ($Kn > 0,5$) bestätigt. Die an den niederdruckseitigen, ansaugenden Arbeitskammern vorwiegend druckabhängigen Strömungsverhältnisse erweisen sich als bestimmend, so dass eine Zuordnung der Strömungsform anhand des erreichten Enddrucks zweckmäßig ist, Abb. 5.

Das im kritischen Drehzahlbereich deutliche Absinken des Enddrucks lässt sich somit auf das gesteigerte Drosselverhalten der Maschinenspalte bei sinkenden Gasdichten zurückführen. Insbesondere in diesen Bereich zeigt sich die Eignung der Simulation zum Einsatz als Auslegungswerkzeug und belegt die Leistungsfähigkeit der entwickelten Software.

Im Drehzahlbereich $0,6 < n^* < 0,8$ wird abweichend zum Experiment eine weitere Reduzierung des erreichbaren Enddrucks simuliert, resultierend aus zunehmend in der Molekularströmung befindlichen Maschinenspalten und dadurch reduziertem Rücktransport von Gasteilchen in den Einlassbereich. Für Drehzahlen $n^* > 0,75$ überwiegt der Einfluss der äußeren Lecka-

gen, so dass Spaltströmungen in der Simulation einen nahezu vernachlässigbar geringe Wirkung einnehmen. Insbesondere die hier konstatierten Abweichungen deuten an, dass eine bisher nicht in der Simulation modellierte Wirkung vorliegt, die zu niedrigen Gasdichten einhergehend mit molekularen Randbedingungen und hohen Maschinendrehzahlen entsprechend der Zunahme des theoretischen Saugvermögens ansteigt.

Saugvermögen (Liefergrad)

Das experimentell ermittelte Liefergradverhalten der untersuchten Schraubenvakuumpumpe bei Variation des Ansaugdrucks für unterschiedliche Maschinendrehzahlen vermittelt Abb. 6. Es ist ein für Schraubenvakuumpumpen allgemein charakteristisches drehzahl- und druckabhängiges Betriebsverhalten zu beobachten.

Ausgehend vom Atmosphärendruck ist mit dem Absinken des Ansaugdrucks erwartungsgemäß ein Absinken des Liefergrads festzustellen ($p_e > 100$ mbar). Der Gradient der Liefergradabnahme ist drehzahlabhängig und nimmt mit steigender Drehzahl ab. Das mit sinkendem Ansaugdruck zunächst degressive Liefergradverhalten geht in einen progressiven Verlauf im und oberhalb des kritischen Drehzahlbereichs über und bewirkt eine deutliche Ausweitung des Betriebsbereichs ($10 < p_e$ [mbar] < 100). Das weitere Absinken des Ansaugdrucks führt zu einem erneuten

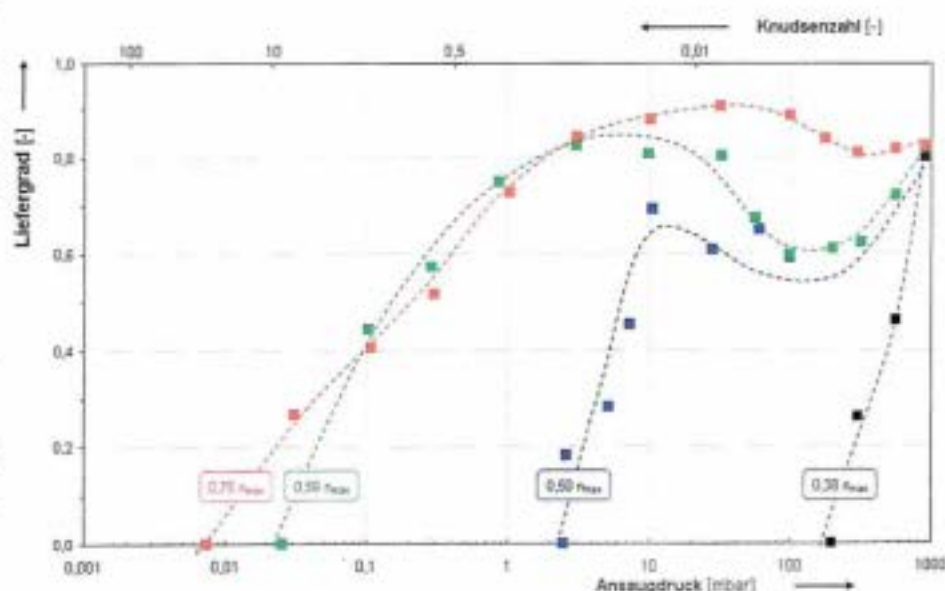


Abb. 6: Gemessenes Liefergradkennfeld als Funktion des Eintrittsdrucks bei Parametervariation der Maschinendrehzahl n^*

Die angegebenen Knudsenzahlen Kn zur Charakterisierung der Strömungsart in den Maschinenspalten gilt für eine konstante Spalthöhe $s = 0,30$ mm und einer Gastemperatur von $T_{\text{Gas}} = 293$ K und wird für den jeweiligen Ansaugdruck bestimmt.

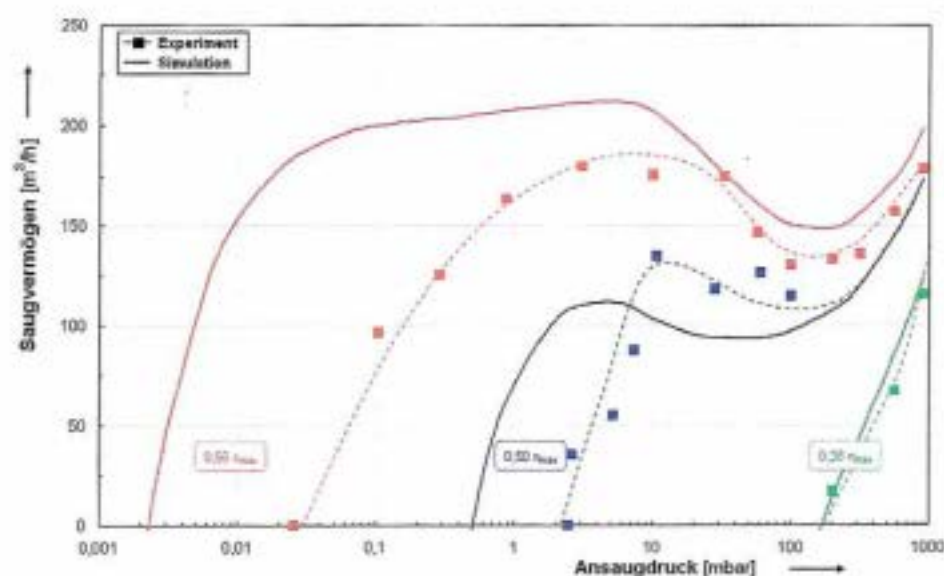


Abb. 7: Saugvermögenskennfeld als Funktion des Eintrittsdrucks bei Variation der Maschinendrehzahl - Vergleich von Simulation und Experiment

Abfall des Liefergrads, bis schließlich der erreichbare Enddruck den möglichen Betriebsbereich begrenzt ($p_E < 10 \text{ mbar}$). Dabei erfolgt der Liefergradabfall für Drehzahlen $n^* > 0,56$ im Bereich des Feinvakuums ($p_E < 1 \text{ mbar}$) und stellt sich als nahezu drehzahlunabhängig dar.

Einen Vergleich des simulierten und experimentellen gemessenen drehzahl- und druckabhängigen Saugvermögenskennfeld der untersuchten Schraubenvakuumpumpe liefert Abb. 7.

Der ausgeprägte Liefergradabfall für kleine Drehzahlen im Bereich des Grobvakuum lässt sich ebenso simulieren wie der für höhere Drehzahlen ($n^* > 0,5$) und weiter sinkendem Ansaugdruck ($p_E < 100 \text{ mbar}$) ermittelte zwischenzeitliche Liefergradanstieg. Ursächlich hierfür ist die veränderte Durchflusscharakteristik der Maschinenpalte bei niedrigeren Betriebsdrücken beim Übergang der Strömungsart von der Kontinuums- zur Knudsenströmung, insbesondere im Bereich der ansaugenden niederdruckseitigen Arbeitskammern. Es ergibt sich ein verändertes Druckprofil entlang des Arbeitsspiels mit einer Reduzierung der Spaltmassenströme im Niederdruckbereich und folglich eine Reduzierung liefergradmindernder Rückströmungen in ansaugende Arbeitskammern sowie in den Einlassbereich.

Die gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment hinsichtlich der drehzahl- und druckabhängigen Saugvermögenscharakteristik unterstreicht den erheblichen Einfluss von Spaltströmungen als der entscheidende physikalisch-techni-

sche Wirkmechanismus im Grob- und angrenzenden Feinvakuuum. Die Größe vakuumtypischer äußerer Leckage ($L < 10^{-4} \text{ mbar l/s}$) ist hier nahezu vernachlässigbar.

Abweichungen zwischen Experiment und Simulation ergeben sich im Bereich niedriger Ansaugdrücke und höherer Drehzahlen ($p_E < 0,1$ und $n^* > 0,56$), in ähnlicher Form wie dies bereits für das Enddruckverhalten festgestellt wurde. Als weiterer Verlustmechanismus ist an dieser Stelle der instationäre, nicht ideale und bisher nicht modellierte Kammerfüllvorgang anzuführen, der vorwiegend zu niedrigen Gasdichten einhergehend mit molekularen Strömungsbedingungen und hohen Maschinendrehzahl zu erwarten ist.

5 Fazit

Das charakteristische Maschinenkennfeldverhalten der untersuchten Schraubenvakuumpumpe wird durch die Kenngrößen Enddruck und Saugvermögen in Abhängigkeit der Maschinendrehzahl und Betriebsdrücke beschrieben und ist allgemein kennzeichnend für diese Gattung von Vakuumpumpen. Die experimentellen und simulativen Analysen zeigen die Bedeutung und den Zusammenhang zu den physikalisch-technischen Wirkmechanismen Spaltströmungen und äußerer Leckagen auf.

Der erreichbare Enddruck und das Saugvermögen der Schraubenvakuumpumpe resultieren aus den physikalischen Mechanismen beim Prozess der Kammerfüllung. Dabei belegen sowohl das Experi-

ment als auch die Simulation die signifikante Bedeutung von sich einstellenden, druck- und drehzahlabhängigen Spaltmassenströme im Grob- und Feinvakuuum. Insbesondere das gesteigerte Drosselverhalten einhergehend mit dem Übergang von viskosen zu molekularen Strömungsbedingungen in den niederdruckseitigen Maschinenpalten hat die Ausbildung eines kritischen Drehzahlbereiches zur Folge, indem sich trotz gesteigertem Druckverhältnis über der gesamten Maschine das Lieferverhalten verbessert und der erreichbare Enddruck deutlich absenken lässt.

Der Wirkung vakuumspezifischer äußerer Leckagen auf den erreichbaren Enddruck und das Saugvermögen erweisen sich als gering bis vernachlässigbar. Bei einer Größenordnung von 10^{-4} mbar l/s wird dieser Einfluss erst im Bereich des Hochvakuum ($p < 10^{-3} \text{ mbar}$) maßgeblich für die thermodynamische Maschinencharakteristik.

Danksagung

Die Autoren bedanken sich bei der *Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen AiF* in Kooperation mit dem Fachverband Kompressoren, Druckluft und Vakuumtechnologie des *Verbands Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer VDMA* für finanzielle und inhaltliche Unterstützung dieser Arbeit. Die AiF-Projektförderungsnummer lautet 14249 N/1, unter der zusätzliche Informationen zu

Symbole, Abkürzungen und Indizes

Symbol	Bedeutung	Einheit
\dot{m}_{th}	theoretischer Massenstrom	kg/s
p_E	Ansaugdruck / Eintrittsdruck	mbar
p_{at}	Atmosphärendruck	mbar
$p_{E,min}$	Enddruck	mbar
L	Leckrate	$\text{mbar} \cdot \text{l/s}$
$V_{AK,max}$	max. Arbeitskammer-volumen	m^3
Kn	Knudsenzahl	-
T_{Gas}	Gastemperatur	K
s	Spalthöhe	mm
S_{th}	theoretisches Saugvermögen	m^3/h
\dot{m}_L	Leckmassenstrom	kg/s
z	Zähnezahl	-
i	Rotoranzahl	-
n	Maschinendrehzahl	1/min
n^*	normierte Maschinendrehzahl	1/min

erhalten sind. Zusätzlich danken die Autoren der Firma Sterling Sili für die Bereitstellung der Modell-Versuchsmaschine.

Literaturverzeichnis

- [1] Dreifert, T. Rofall, K. *Trockenlaufende Schraubenvakuumpumpe für Industrielle Vakuumanwendungen*; In: Schraubenmaschinen 2002, VDI-Bericht Nr. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf 2002
- [2] Kösters, H. *Trockenlaufende Schraubenspindelvakuumpumpen in der Prozessindustrie - Anforderungen an die Thermodynamik und deren Umsetzung*; In: Schraubenmaschinen 2002, VDI-Bericht Nr. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf 2002
- [3] Robe, A. *Wärmeabfuhr von Schraubenspindel-Vakuumpumpen*, Diss., Univ. of Dortmund, 2005
- [4] Kösters, H. Eickhoff, J. *Trockene Schraubenvakuumpumpe mit hoher innerer Verdichtung*; In: Schraubenmaschinen 2006, VDI-Bericht Nr. 1932, VDI-Verlag, Düsseldorf 2006
- [5] Dreifert, T. Rofall, K. *Produktions- und Betriebserfahrungen mit Schraubenvakuumpumpen*; In: Schraubenmaschinen 2006, VDI-Bericht Nr. 1932, VDI-Verlag, Düsseldorf 2006
- [6] Kauder, K. Janicki, M. et. al. *Thermodynamic Simulation of Rotary Displacement Machines*; In: Schraubenmaschinen 2002, VDI-Bericht Nr. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [7] Kauder, K. Robe, A. *Diabate Simulation einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe*; In: Schraubenmaschinen 2006, VDI-Bericht Nr. 1932, VDI-Verlag, Düsseldorf 2006
- [8] Wenderott, D. *Spaltströmungen im Vakuum*, Dissertation, University of Dortmund, 2001
- [9] Kauder, K. Stratmann, D. *Comparison of the simulated and measured machine characteristics of a roots vacuum pump in fine vacuum*; In: Schraubenmaschinen 2006, VDI-Bericht Nr. 1932, VDI-Verlag, Düsseldorf 2006
- [10] Kauder, K. Stratmann, D. *Charge changing in Screw-type Vacuum Pumps - Experimental Investigation and Simulation*; International Conference on Compressors and Their Systems, IMechE, ISBN 047002576X, S. 455 - 465, London, 2005
- [11] Kauder, K. Stratmann, D. *Experimentelle Untersuchung und Simulation der Ladungswechsel einer Schraubenspindel-Vakuumpumpe - Teil 1 und 2*; In: Schraubenmaschinen Nr. 12/13, S. 37 - 50, ISSN 0945-1870, 2004/2005

Autoren:

Dipl.-Ing. Dirk Stratmann, Oerlikon Leybold Vakuum, Köln, vormals Wissenschaftl. Angestellter, FG Fluidtechnik, Technische Universität Dortmund

Prof. Dr.-Ing. Knut Kauder, Leiter FG Fluidenergiermaschinen, Technische Universität Dortmund

Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer, Leiter FG Fluidtechnik, Technische Universität Dortmund

Kontakt:

Prof. Dr.-Ing. Andreas Brümmer
Technische Universität Dortmund
Fachgebiet Fluidtechnik
Leonhard-Euler-Weg 5, 44227 Dortmund
Tel. (0231) 755 - 5720
Andreas.Bruecmm@tu-dortmund.de



KOSTENREDUKTION INKLUSIVE: INNOVATIONEN FÜR MEHR ENERGIEEFFIZIENZ

Nur in Hannover – alle Trendthemen der industriellen Wertschöpfungskette:

- Prozess-, Fertigungs- und Gebäudeautomation
- Antriebs- und Fluidtechnik
- Energietechnologien
- Industrielle IT-Lösungen
- (System-) Zulieferung
- Vakuum- und Drucklufttechnik
- Oberflächentechnik
- Mikro- und Nanotechnologie
- Forschung und Entwicklung

Partnerland '09
KOREA
The Best of Innovation



GET NEW
TECHNOLOGY FIRST
20.-24. APRIL 2009

hannovermesse.de