

Verdichtungsverläufe in Schraubenvakuumpumpen

Analyse der Prozessführung

Dipl.-Ing. **D. Stratmann**, Oerlikon Leybold Vacuum, Köln

Kurzfassung

Schraubenvakuumpumpen saugen verdünnte Gase im Grob-, Fein- und z.T. angrenzenden Hochvakuum an und fördern diese gegen den Atmosphärendruck. Dies bedingt stets eine Verdichtung des Gases im Rahmen des Förderprozesses.

Der vorliegende Beitrag umfasst eine detaillierte Analyse der Prozessführung hinsichtlich der sich in Abhängigkeit der Betriebsverhältnisse einstellenden Verdichtungsverläufe innerhalb von Schraubenvakuumpumpen. Am Beispiel einer isochoren Schraubenspindelvakuum-pumpe werden Verdichtungsverläufe in Abhängigkeit der wesentlichen Betriebsparameter Ansaugdruck und Drehzahl experimentell sowie simulativ untersucht. Hierbei werden grundlegende, charakteristische, bestimmende physikalisch-technische Wirkmechanismen wie Spaltströmungen, Ansaugdrosselung und die Gasdynamik der Ladungswechsel diskutiert. Zur Klärung der Strömungsverhältnisse während des Ladungswechsels erfolgen Untersuchungen zur inhomogenen, instationären Druckentwicklung im Arbeitsraum innerhalb der Ansaug- und Ausschleppphase.

Abstract

Screw vacuum pumps operating with rarefied gases under rough, medium and high vacuum conditions are compressing the medium to be pumped generally against the ambient pressure. Therefore the gases have to be compressed always within the process.

This report presents a detailed analysis of the thermodynamic processing inside screw vacuum pump with focus on the compression progression determined and affected by the overall operation conditions. Using an isochoric screw spindle vacuum pump pressure curves are analysed as a function of the main operating parameters rotor speed and inlet pressure in experiment and simulation. The main, fundamental and characteristic physical technical effects as clearance flows, throttle influences and gas dynamics within the load changed are discussed. To inspect the flow conditions within the load changes at the inlet and outlet pressure indications show the dynamic and inhomogeneous pressure progression inside the charging and discharging working chamber.

1. Einleitung

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], [2], [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 erreichbaren Enddrucks sowie einer erhöhten thermischen Belastung des Maschine [3].

Trotz dieser zunächst nachteiligen Betriebseigenschaften werden aufgrund des vorteilhaften Funktionsprinzips seit über 25 Jahren Schraubenvakuumpumpen produziert, **Bild 1**. Sie haben seitdem eine hohe Marktakzeptanz mit steigenden Absatzzahlen erzielt. Folglich weisen viele Pumpenhersteller eine Schraubenvakuumpumpe in ihrem Produktportfolio auf [1], [2].

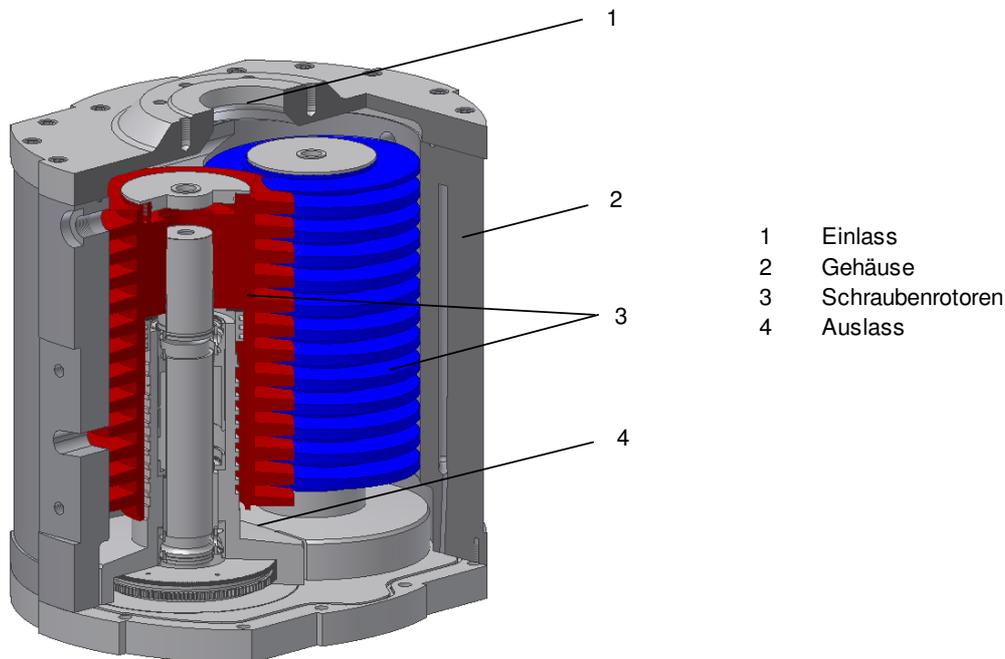


Bild 1: Versuchsmaschine vom Typ Schraubenvakuumpumpe (Modellmaschine)

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

2. Physikalisch-technische Wirkmechanismen

Die thermodynamische Prozessführung, die Art und Weise der sich einstellenden Verdichtung, und letztlich auch das Kennfeldverhalten allgemein von trockenlaufenden Verdränger-
vakuumpumpen wird von den dominierenden physikalisch-technischen Wirkmechanismen bestimmt. Hierbei kennzeichnet der Begriff „physikalisch-technisch“ die direkte Wechsel-
beziehung konstruktiver Maschinenmerkmale und -eigenschaften mit physikalischen Wirkungen. Verschiedene, maschinenspezifische Einflüsse bestimmen die thermodynamische Pro-
zessführung und damit den Verdichtungsverlauf innerhalb der Pumpe, **Bild 2**.

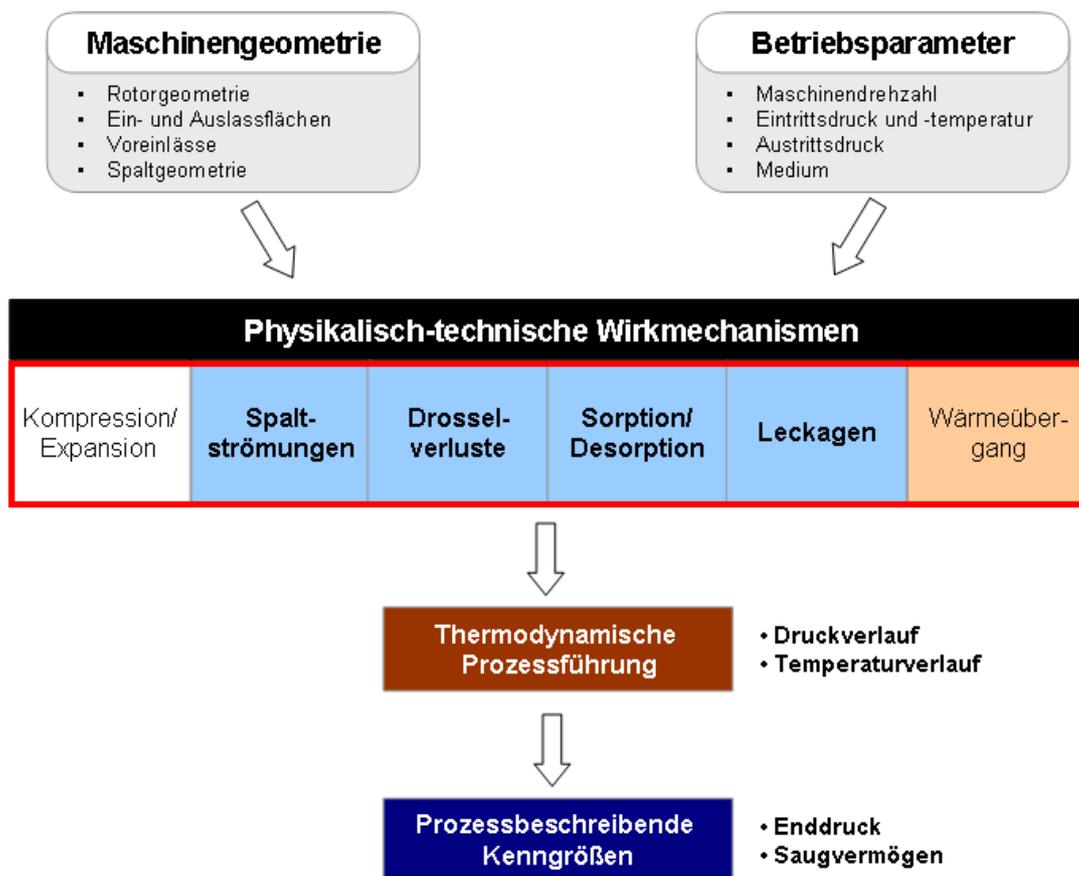


Bild 2: Wesentliche physikalisch-technische Wirkmechanismen von Verdränger-Vakuumpumpen und deren Einfluss auf die thermodynamische Prozessführung [4]

Im Hinblick auf die Zusammenhänge von Maschinengeometrie und thermodynamischem Betriebsverhalten stellen die Maschinen- und Betriebsparameter die Eingangsgrößen dar. Die Maschinen- und -geometrieparameter beinhalten hier vorwiegend das Rotordesign und insbesondere die Spaltgeometrien. Betriebsparameter sind hauptsächlich die Maschinendrehzahl, Eintrittsdruck und -temperatur, der Auslassdruck sowie das Fördermedium.

Die Kompression, 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. Weiter können äußere Leckagen störend auf die Maschinencharakteristik wirken. Mit sinkenden Gasdichten und höheren Maschinendrehzahlen sind zudem Sorptions- und Desorptionserscheinungen ebenso wie Drosselverluste beim Kammerfüllungsprozess gegebenenfalls nicht mehr vernachlässigbar. Auch das Wärmeübergangsverhalten zwischen Gas und Bauteil beeinflusst die thermodynamische Prozessführung, besonders bei zunehmender thermischer Belastung trockenlaufender Vakuumpumpen.

Aus den 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 prozessbeschreibenden Kenngrößen Saugvermögen und Enddruck beschrieben [4], [5].

3. Druckverlaufsanalyse

Die experimentellen Untersuchungen werden an einer trockenlaufenden, isochor arbeitenden zweigängigen Schraubenspindelvakuumpumpe 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. Im Gegensatz zu heutigen Serienmaschinen wird durch die Rotorgeometrie keine innere Verdichtung realisiert. Die Pumpe weist keine Steuerkanten auf. Die Ladungswechselphasen umfassen einen theoretischen Drehwinkelbereich von 450° . Um direkt miteinander vergleichbare Messergebnisse bei bekannten und möglichst unveränderten Randbedingungen hinsichtlich der Spaltgeometrien zu erzielen, sind die Messungen an möglichst „kalter“ Maschine erfolgt.

Das verwendete Simulationsprogramm *KaSim* berechnet das thermodynamische Betriebsverhalten allgemein von Verdrängermaschinen [3-6]. Die Einbindung eines Berechnungsmoduls zur Quantifizierung und Beschreibung von Vakuumsplattströmungen basiert auf experimentell gewonnenen Daten [7] und mit der Monte-Carlo Methode bestimmte Durchlaufwahrscheinlichkeiten für molekulare Strömungen. Die Software ist für den Bereich des Grob- und Feinvakuums bereits verifiziert [3], [8], [9], [10].

3.1 Transportphase

Der Arbeitskammerdruck einer idealen, leakagefreien Pumpe verläuft während der Ansaug- wie auch Transportphase mit isochorer Prozessführung isobar auf dem Eintrittsdruckniveau. Der reale Druckverlauf weicht verständlicherweise, bedingt durch die Wirkung vorherrschender Verlustmechanismen, davon ab. Anhand der Simulation wird zunächst der grundlegenden Druckverlaufs innerhalb der Prozessführung der spaltbehafteten Pumpe und dessen funktionale Abhängigkeiten beschrieben, wenn ausschließlich Spaltmassenströme als wirksame Verlustmechanismen abgebildet werden, **Bild 3**.

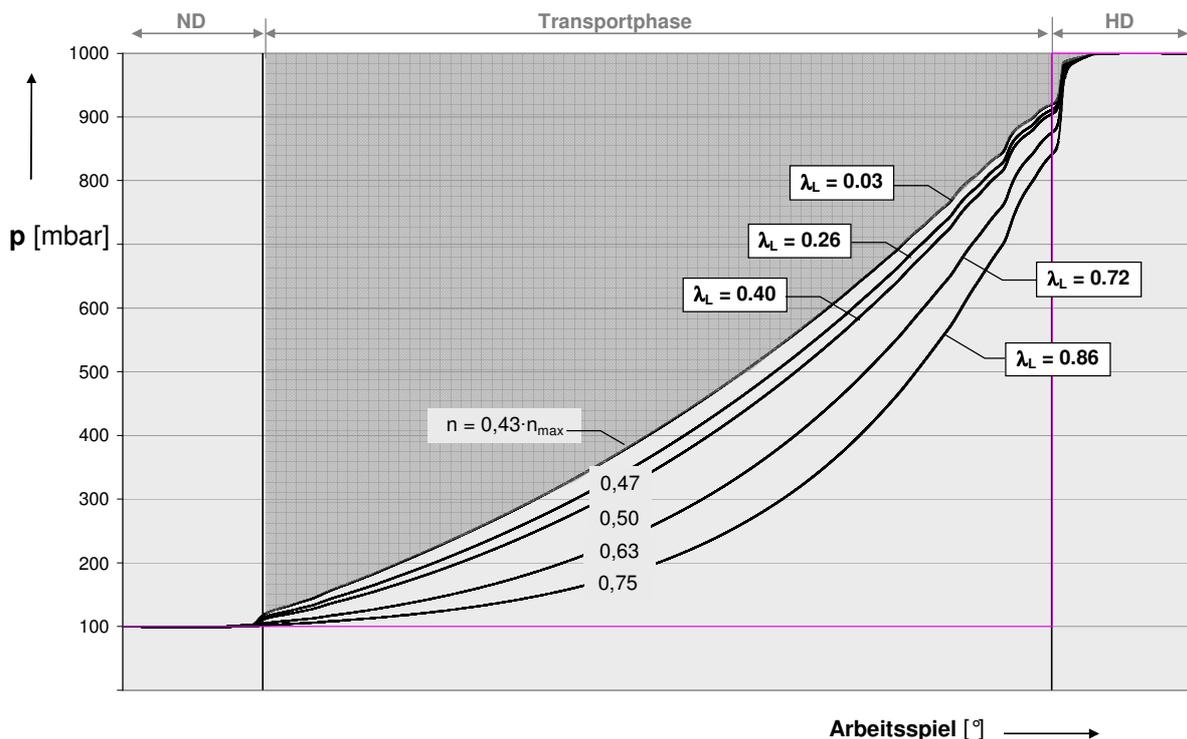


Bild 3: Simulierter Druckverlauf während des Arbeitsspiels bei einem Eintrittsdruck $p_E = 100\text{mbar}$ und Variation der Maschinendrehzahl n sowie Liefergrad λ_L

Generell zeigt sich, dass aufgrund der sich einstellenden Spaltmassenströme ($\lambda_L < 1$) der Arbeitskammerdruck im Verlauf der Transportphase ansteigt. Für konstante Eintrittsdrücke ergeben sich mit steigender Maschinendrehzahl aufgrund verkürzter Arbeitsspielzeiten veränderte Spaltmassenströme und folglich variable Druckverläufe. Ausgehend vom Ansaugdruck ergeben sich mit steigender Drehzahl zunächst deutlich geringere Druckgradienten. Im weiteren Verlauf, hin zur Hochdruckseite, nehmen die Druckgradienten zu, verursacht durch zunehmende Spaltmassenströme infolge steigender Spaltdruckverhältnisse.

Zum Zeitpunkt des Kammeröffnens beim Übergang von der Transportphase zum hochdruckseitigen Ladungswechsel bleibt der Arbeitskammerdruck bei isochorer Prozessführung stets

geringer als der außen anliegende Atmosphärendruck von $p_{at} = p_{HD} = 1000\text{mbar}$, wobei der Arbeitskammerdruck mit zunehmender Drehzahl abnimmt. Durch das axiale Öffnen der Arbeitskammer zum HD-Stutzen ergibt sich nach Überfahren der Verschneidungskanten ein ausgeprägter Druckanstieg bis hin zum Atmosphärendruck. Für höhere Drehzahlen werden erwartungsgemäß steigende Liefergrade berechnet, da die niederdruckseitige Kammerfüllung weniger durch Rückströmungen über Spalte gestört wird. Für eine Drehzahl $0,43n_{max}$ beträgt der Liefergrad nur $\lambda_L = 0,03$. Bei einer Drehzahl von $0,75n_{max}$ wird ein vergleichsweise hoher Liefergrad von $\lambda_L = 0,86$ bestimmt.

Der Druckverlauf für einen Ansaugdruck von $p_E = 100\text{mbar}$ und einer Drehzahl von $0,43n_{max}$ stellt dabei einen Grenzdruckverlauf dar. Druckverläufe oberhalb dieses Druckverlaufs können sich nicht einstellen, ohne dass dies eine Erhöhung des Ansaugdrucks zur Folge hätte bzw. eine Durchströmung der Pumpe entgegen ihrer Förderrichtung, was gleichbedeutend ist mit einem negativen Liefergrad ($\dot{m}_{sp} > \dot{m}_f$).

3.2 Ansaugen

Anhand von Indizierungsmessungen, die einen charakteristischen instationären Druckverlauf während der Ansaugphase kennzeichnen, lassen sich die physikalisch-technischen Wirkungen und Zusammenhänge erläutern, **Bild 4**.

Bereich I: $-450^\circ < \varphi < -35^\circ$

Für den überwiegenden Bereich der Ansaugphase ist im Grobvakuum zunächst keine merkliche Differenz zwischen Arbeitskammer- und Ansaugdruck festzustellen. Einflüsse einer Ansaugdrosselung bzw. gasdynamische Wirkungen (Gasträgheit), verbunden mit einer Druckabsenkung im Arbeitsraum, sind demnach gering und auf die vergleichsweise große axiale Einlassfläche und die moderate Geschwindigkeit der Volumenvergrößerung des Arbeitsraumes zurückzuführen. Hier ist eine nahezu ideale Kammerfüllung anzunehmen, da auch der Einfluss rückströmender Spaltmassen auf die Kammerfüllung als gering einzustufen ist. Einerseits ist dies darin begründet, dass der Arbeitskammerdruck der über den Gehäusespalt verbundenen vorlaufenden Kammer zunächst ebenfalls auf dem Ansaugdruckniveau liegt, weil diese anfangs noch nicht abgeschlossen ist. Andererseits sind rückströmende Gasmassen durch andere Spaltverbindungen aufgrund der deutlich geringeren Flächenanteile im Vergleich zum Gehäusespalt und vor allem zur Einlassfläche als gering anzunehmen.

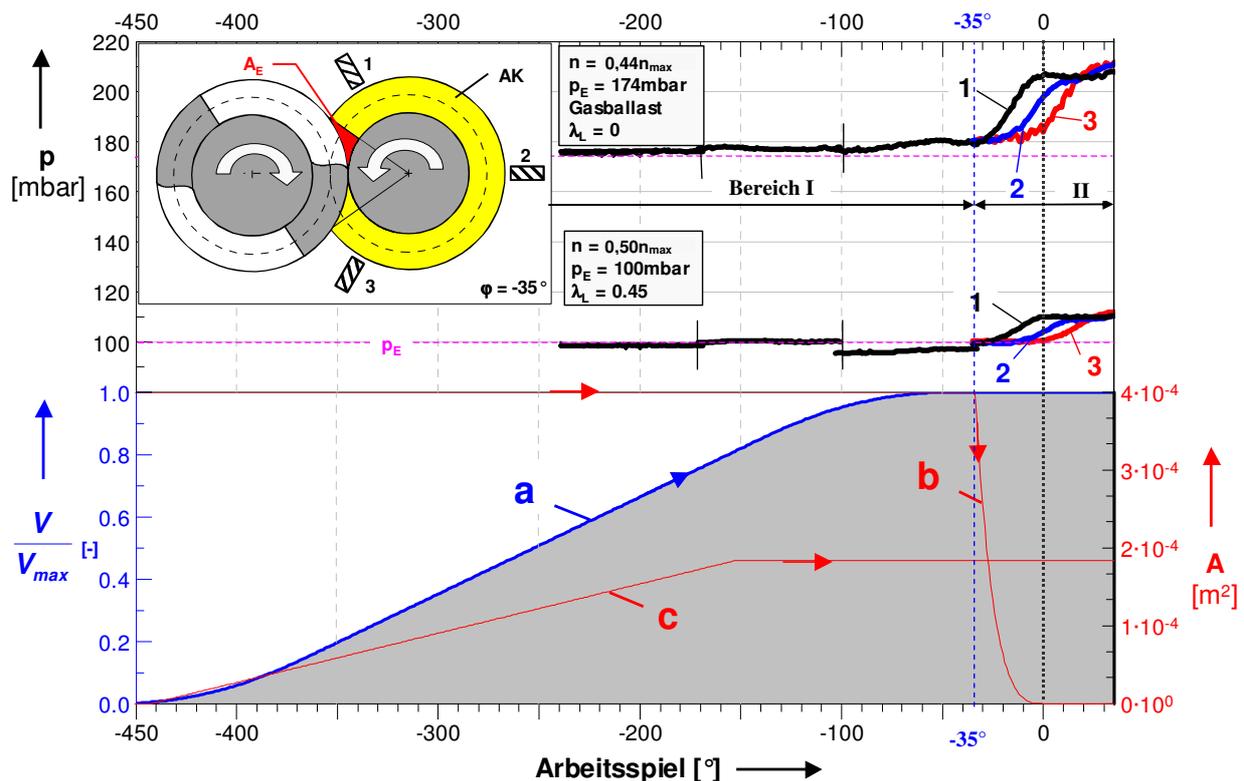


Bild 4: Zeit- und ortsabhängiger Arbeitskammerdruckverlauf p während der Ansaugphase (ND-Ladungswechsel) und radiale Positionierung der Druckaufnehmer zur Erfassung des ortsabhängigen Druckverlaufs beim Übergang von der Ansaug- in die Transportphase sowie geometrische Maschinengrößen

- 1-3 Druckaufnehmerpositionen (erfasster Drehwinkelbereich $\varphi = -35^\circ$ bis 35°)
- AK Arbeitskammererweiterung
- V Kammervolumen
- a Volumenkurve der ansaugenden Arbeitskammer
- b Einlassflächenverlauf
- c Gehäusespaltflächenverlauf zur vorlaufenden Arbeitskammer ($\Delta\varphi = 180^\circ$)

Bereich II: $-35^\circ < \varphi < 35^\circ$

Kennzeichnend für den Abschluss der Ansaugphase ist ein charakteristischer Druckanstieg in der Arbeitskammer bereits vor dem eigentlichen Kammerabschluss. Das Einsetzen des Druckanstiegs ist zum Zeitpunkt des Überfahrens der Verschneidungskanten bei deutlich verringerter axialer Einlassfläche festzustellen und folglich stets für denselben Drehwinkelbereich zu beobachten ($\varphi \approx -35^\circ$). Der Druckanstieg resultiert aus rückströmenden Spaltmassen, die aus vorlaufenden Arbeitskammern in die ansaugende Kammer strömen und den Kammerfüllungsprozess beeinträchtigen. Die über den Gehäusespalt verbundene vorlaufende Arbeitskammer schließt bei einem Rotordrehwinkel $\varphi = -180^\circ$ und erfährt selbigen Druckanstieg zeitlich früher. Infolgedessen ist von diesem Zeitpunkt an von zunehmenden Spalt-

massenströmen in die gerade ansaugende Kammer hinein auszugehen. Rückströmende Spaltmassen bewirken nicht unmittelbar einen Druckanstieg der ansaugende Kammer. Vielmehr ist von einer druckausgleichende Strömung aus der ansaugenden Arbeitskammer in den Ansaugbereich auszugehen, die demzufolge eine *Umkehr der Strömungsrichtung* durch die Einlassfläche voraussetzt. Hier wird die eine mögliche Druckabsenkung in der ansaugenden Arbeitskammer infolge ihrer Volumenvergrößerung, die das eigentliche Ansaugen ermöglicht, durch die Massen- und Druckzunahme verursacht durch Spaltströmungen dominiert. Eine genaue Bestimmung des Zeitpunkts der Strömungsrichtungsumkehr ist im Experiment, im Gegensatz zur Simulation, nur anhand der Drucksignale zu vermuten.

Durch Auflösung des zeit- und ortsabhängigen Druckverlaufs bei Kammerabschluss (1-3) wird deutlich, dass zunächst der Arbeitskammerdruck niederdruckseitig nahe der Einlassfläche signifikant über Ansaugdruckniveau hinaus ansteigt, anschließend phasenversetzt in der Arbeitskammer bevor sich nachfolgend eine homogene Druckverteilung einstellt. Verkleinert sich nun die Einlassfläche, wird die sich einstellende Rückströmung aus der ansaugenden Kammer zunehmend behindert, wobei sich der Druckanstieg, gasdynamisch als kleine Störung einzustufen, mit Schallgeschwindigkeit innerhalb des Arbeitsraumes ausbreitet.

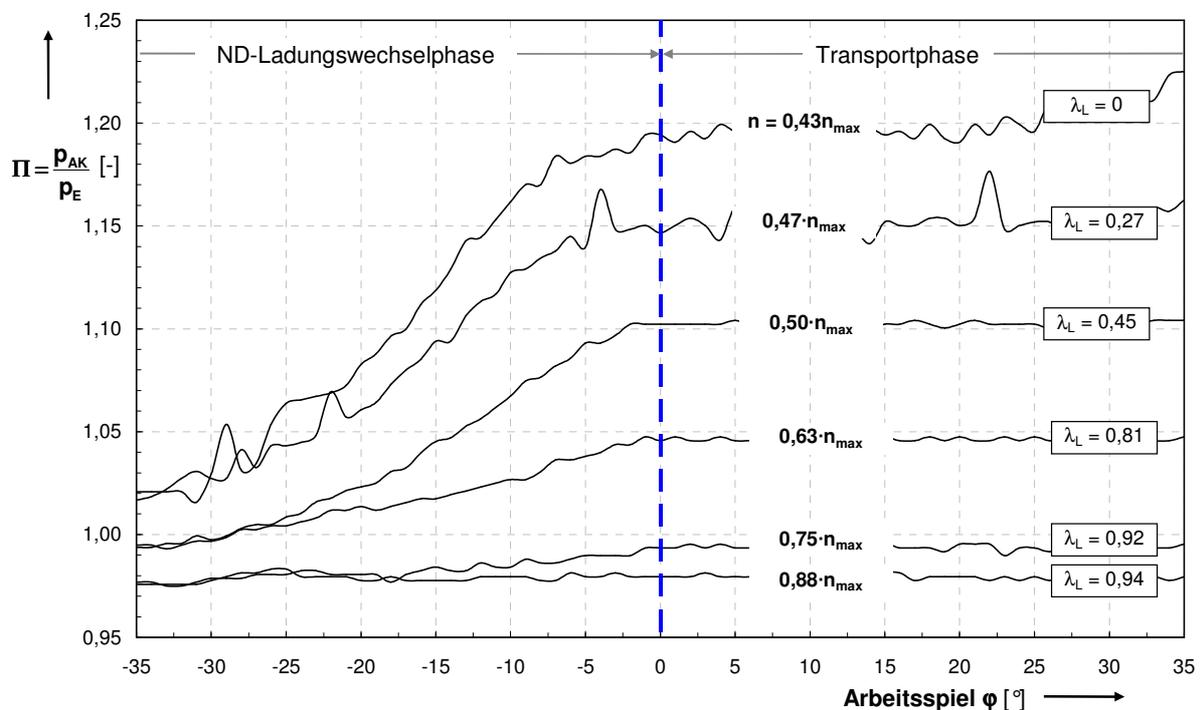


Bild 5: Charakteristischer drehwinkelabhängiger Druckanstieg beim Übergang des Ladungswechsels in die Transportphase - dargestellt als Druckverhältnis Π definiert als Arbeitskammerdruck p_{AK} zum Ansaugdruck p_E sowie der dazugehörige Liefergrad λ_L (Drehzahlvariation bei Ansaugdruck $p_E = 100\text{mbar}$)

Der typische Druckanstieg beim Übergang von der Ansaug- in die Transportphase weist im untersuchten Druckbereich einen direkten Zusammenhang zum integralen Kennfeldverhalten der Schraubenspindelvakuumpumpe auf. Dabei führt ein zunehmender Druckanstieg, verursacht durch erhöhte Rückströmung in die ansaugende Kammer bzw. in den Ansaugbereich der Maschine, zu einem Absinken des Liefergrades, **Bild 5**.

3.3 Ausschieben

Der Ausschiebevorgang von Schraubenspindelvakuumpumpen gegen den Atmosphärendruck wird durch den Druck im Arbeitsraum zum Zeitpunkt der Kammeröffnung bestimmt. Den zeitlichen Arbeitskammerdruckverlauf vor und während des hochdruckseitigen Ladungswechsels verdeutlicht exemplarisch **Bild 6** für zwei ausgewählte Betriebspunkte.

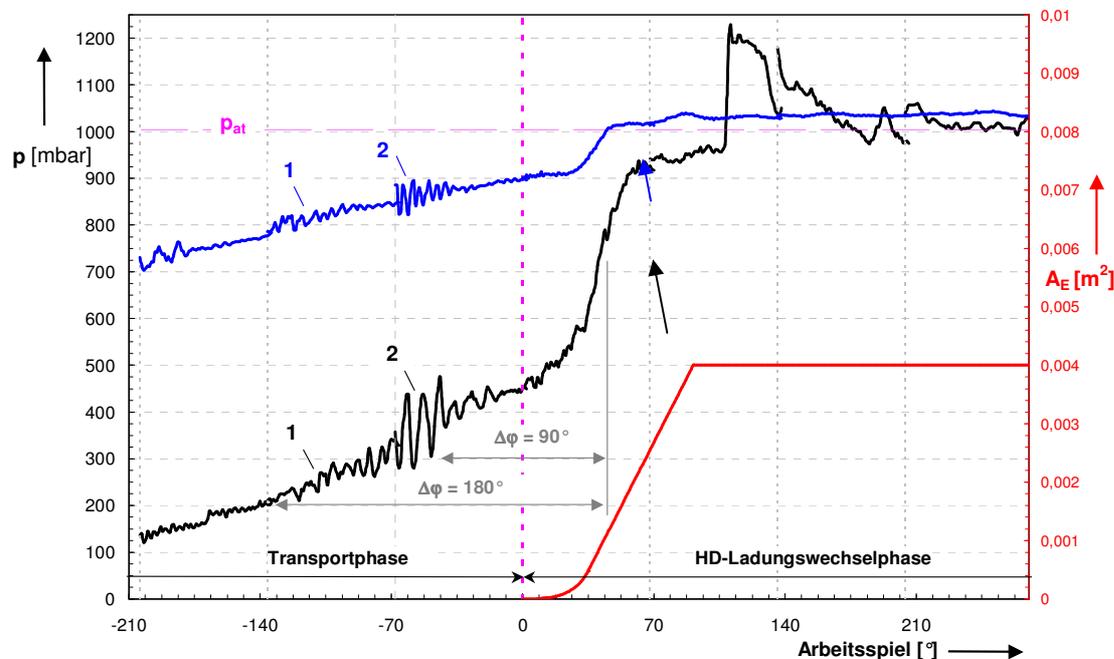


Bild 6: Druckindizierung des HD-Ladungswechsels - drehwinkelabhängiger Druckverlauf beim Übergang von der Transport- in die Ausschiephase sowie axialer Öffnungsflächenverlauf A_E

blau: Rotordrehzahl $n = 0,53n_{max}$; Ansaugdruck $p_E = 3,2\text{mbar}$

schwarz: Rotordrehzahl $n = n_{max}$; Ansaugdruck $p_E = 3,2\text{mbar}$

1 Rückwirkungen des HD-Ladungswechsels über Kopfrundungsöffnung ($\Delta\varphi = 90^\circ$)

2 Rückwirkungen des HD-Ladungswechsels über den Gehäusespalt ($\Delta\varphi = 180^\circ$)

Der Arbeitskammerdruck der theoretisch isochor arbeitenden Versuchsmaschine steigt in der Transportphase aufgrund von Spaltmassenströmen durch betriebsnotwendige arbeitsraumbegrenzende Spalte über dem Ansaugdruckniveau, erreicht im allgemeinen jedoch nicht den

Umgebungsdruck. Beim Phasenübergang zum hochdruckseitigen Ladungswechsel stellt sich infolgedessen eine druckausgleichende instationäre Rückströmung aus dem Auslassbereich in die sich öffnende Arbeitskammer ein, verbunden mit hohen Strömungsgeschwindigkeiten. Es kommt zu einem gasdynamischen Druckausgleich zwischen Arbeitsraum und Auslassbereich, der sich alle $\Delta\varphi = 90^\circ$ beim periodischen Öffnen einer Arbeitskammer wiederholt. Der Druckanstieg im Arbeitsraum vollzieht sich entsprechend des drehwinkelabhängigen Öffnungsflächenverlaufs. Unmittelbar nach der Kammeröffnung ist zunächst ein moderater Druckanstieg zu beobachten. Mit Überfahren der Verschneidungskante (ebenso wie beim ND-Ladungswechsel bei etwa $\varphi \approx 35^\circ$) und der geometrisch bedingten deutlichen Zunahme der axialen Einlassfläche steigt der Kammerdruck deutlich an (Bild 6, \rightarrow). Sein Druckgradient wird vom Kammerzustand zu Beginn des Ladungswechsels bestimmt. In Abhängigkeit vom Betriebspunkt werden hier teilweise überkritische Druckverhältnisse erreicht. Über Spaltverbindungen wirkt der ausgeprägte Ladungswechseldruckimpuls in Richtung des Ansaugbereichs der Förderrichtung entgegen, so dass sich in nachfolgenden Arbeitskammern innerhalb der Transportphase lokale Druckschwankungen einstellen.

Im weiteren Verlauf des Ladungswechsels wird zunächst annähernd Atmosphärendruck innerhalb der Arbeitskammer erreicht, wobei mit sinkendem Druck zum Kammeröffnungszeitpunkt dieser geringer ausfällt. Anschließend sind als Folge der instationären gasdynamischen Vorgänge weitere teilweise deutliche Druckschwankungen in der Kammer festzustellen, bis sich schließlich ein nahezu homogener Kammerzustand auf Umgebungsdruckniveau einstellt.

Die gasdynamischen Vorgänge beim hochdruckseitigen Ladungswechsel sind vergleichbar mit denen in einem Stoßwellenrohr. Hierbei wird unter gasdynamischen Gesichtspunkten die instationäre Ausdehnung eines Hochdruckgases in ein Niederdruckgas betrachtet. Eine Verdichtungswelle läuft in das ruhende Gas und bewirkt eine Druckerhöhung. Mit fortschreitender Verdichtung des vorhandenen Niederdruckgases ergeben sich infolge höherer Gasdichten höhere lokale Schallgeschwindigkeiten. Die Laufgeschwindigkeit des Druckanstiegs steigt, so dass es zu einem „Aufsteilen“ einer Kompressionswelle kommt. Das ist auch beim hochdruckseitigen Ladungswechsel festzustellen. Die sich einstellende Reflexion der Störung an einem geschlossenen Rohrende (feste Wand) ist mit einer Richtungsumkehr der Druckausbreitung verbunden.

Bei der Analyse der ortsabhängigen Kammerdruckentwicklung, **Bild 7**, ist mit Öffnen der Kammer zunächst eine vergleichsweise lokal gleich bleibende Druckverteilung im Arbeitsraum festzustellen. Innerhalb der Arbeitskammer steigt der Druck, ausgehend vom Auslass-

bereich. Die lokalen Druckgradienten innerhalb des Arbeitsraums, erfasst durch sechs gleichmäßig um den Umfang positionierte Aufnehmer, sind zeitlich versetzt und nahezu identisch in ihrem Signalverlauf. Die zwischen den lokalen Druckanstiegen liegenden Zeitintervalle sind mit Ausnahme der ersten Phasenverschiebung in etwa gleich und geben eine Druckausbreitung und Strömung im Arbeitsraum entgegen der Förderrichtung wieder.

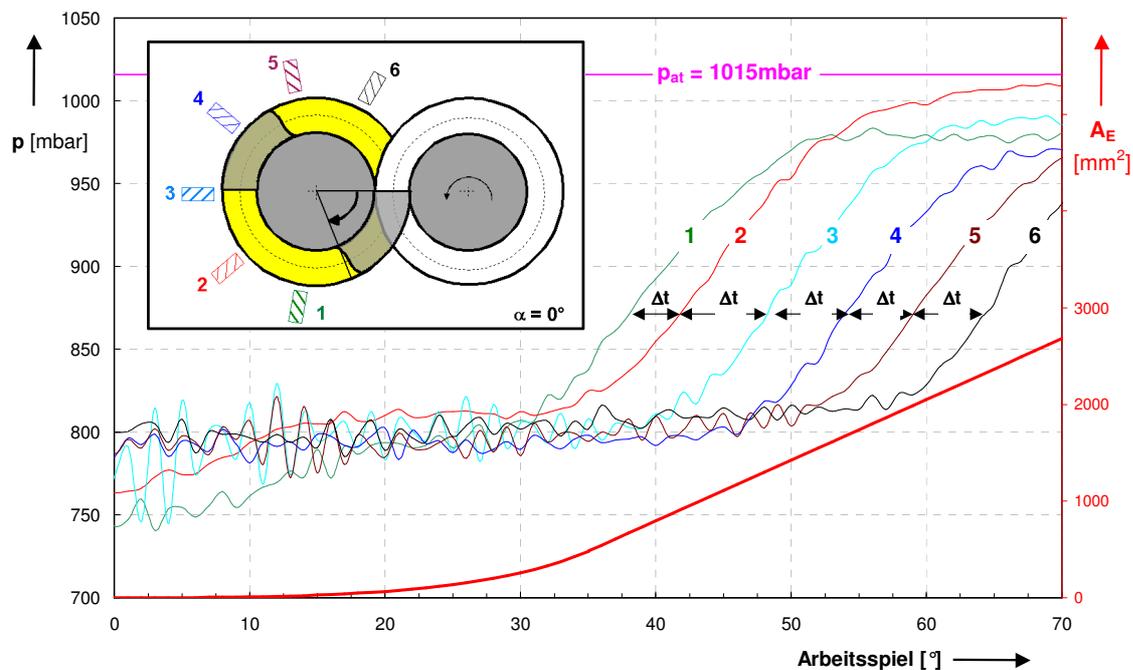


Bild 7: Druckindizierung des HD-Ladungswechsels - drehwinkelabhängiger Druckverlauf beim Übergang von der Transport- in die Ausschiebephase und axialer Öffnungsflächenverlauf AE (Drehzahl $n = 0,75n_{max}$; Ansaugdruck $p_E = 1\text{mbar}$)

- p_{at} Atmosphärendruck
- A_E axiale Öffnungsfläche
- 1-6 Radiale Positionierung der Druckaufnehmer
- Δt Zeitintervall zwischen lokalem Druckanstieg

Eine Bilanzierung der über die Auslassfläche strömenden Gasmassen verdeutlicht die vorherrschenden Bedingungen und Zusammenhänge, **Bild 8**.

$0^\circ < \varphi < 205^\circ$: Rückströmung

Beim Übergang von der Transportphase zum HD-Ladungswechsel setzt mit Zunahme der axialen Öffnungsfläche ($\varphi = 0^\circ$) zunächst eine Rückströmung aus dem Auslassbereich in die Arbeitskammer entgegen der eigentlichen Förderrichtung ein. Bei einer Drehwinkelstellung von $\varphi = 35^\circ$ wird ein maximaler rückströmender Massenstrom berechnet, verbunden mit einem signifikanten Anstieg des Arbeitskammerdrucks.

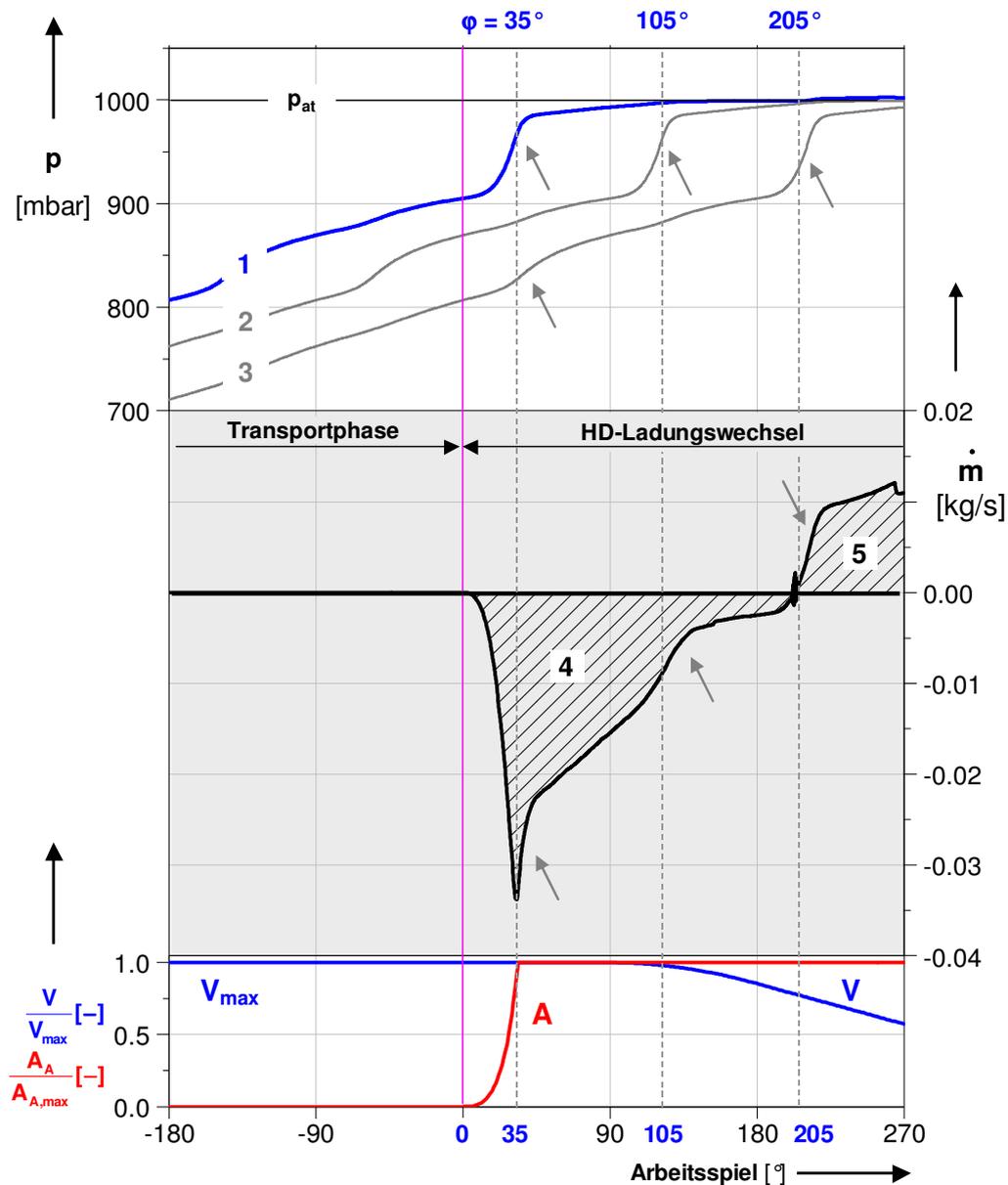


Bild 8: HD-Ladungswechsel in der Simulation für einen Ansaugdruck $p_E = 100\text{mbar}$ und einer Drehzahl $n = 0,5n_{max}$

Oben: Arbeitskammerdruckverlauf der ausschiebenden Arbeitskammer (1) sowie nachlaufender über die Kopfrundungsöffnung (2) und den Gehäusespalt verbundenen Arbeitskammern (3)

Mitte: Drehwinkelabhängiger Massenstromverlauf beim Ausschieben
 (4) Rückströmung aus dem Auslassbereich in die geöffnete Arbeitskammer
 (5) Ausgeschobener Massenstrom aus der sich verkleinernden Arbeitskammer

Unten: Geometrische Maschinenparameter - Volumenkurve und Auslassflächenverlauf

Mit zunehmendem Kammerdruck ergibt sich nachfolgend eine Abnahme der Rückströmung, die jedoch aufgrund von Spaltmassenströmen aus der ausschiebenden in nachfolgende Arbeitskammer weiterhin besteht. Mit dem Druckanstieg der nachlaufenden, über die Kopfrun-

dungsöffnung verbundenen Arbeitskammer auf dem Gegenrotor (Druckverlauf 2, $\varphi = 105^\circ$) sinkt die Rückströmung weiter.

$205^\circ < \varphi < 450^\circ$: Ausschieben

Bei einem Drehwinkel $\varphi = 180^\circ$ öffnet sich die über den Gehäusespalt verbundene Arbeitskammer. Nachdem jene Arbeitskammer ebenfalls den beschriebenen Druckanstieg erfährt und infolge dessen das über den Gehäusespalt anliegende Spaltdruckverhältnis deutlich reduziert wird, ergibt sich eine *Strömungsumkehr* für den über die Auslassflächen bilanzierten Massenstrom ($\varphi = 205^\circ$). Statt der Rückströmung beginnt von diesem Zeitpunkt an der eigentliche Ausschiebevorgang aus der geöffneten Arbeitskammer in den Druckstutzen.

Eine Drehzahlabhängigkeit des simulierten Druckanstiegs sowie des Massenstromverlauf innerhalb des HD-Ladungswechsels ist nur im geringen Maße zu beobachten. Hier erweisen sich die geometrischen Verhältnisse von Spaltflächen- und Öffnungsflächenverlauf als bestimmend für den Druckverlauf sowie die sich einstellende Rückströmung.

Einen Einfluss des hochdruckseitigen Ladungswechsels auf das Kennfeldverhalten sowie den niederdruckseitigen Kammerfüllungsprozess ist bei der Versuchsmaschine allgemein nicht festzustellen. Dies ist in erster Linie auf die vergleichsweise lange Transportphase und der damit verbundenen örtlichen Distanz der Ansaug- und Ausschiebecphase zurückzuführen. Grundsätzlich ist jedoch bei Schraubenrotorgeometrien, die eine kurze Transport- bzw. Verdichtungsphase aufweisen, durchaus von einer Wirkung der Dynamik des hochdruckseitigen Ladungswechsels auf das Kennfeldverhalten auszugehen.

4. Fazit

Der Verdichtungsverlauf in Schraubenvakuumpumpen resultiert aus dem Zusammenspiel von geometrisch Randbedingungen, wie die Volumenverkleinerung des Arbeitsraumes, und den vorherrschenden bestimmenden Wirkmechanismen wie Spaltströmungen. Insbesondere Rückströmungen aus dem Auslassbereich bewirken einen Druckanstieg im Arbeitsraum, so dass der Verdichtungsverlauf von dem einer verlustfreien, ideal dichten Pumpe abweicht.

Die physikalischen Mechanismen beim Prozess der Kammerfüllung stellen die signifikante Bedeutung von sich einstellenden, druck- und drehzahlabhängigen Spaltmassenströme für trockenlaufende Vakuumpumpen im Grobvakuum heraus, die im direkten Zusammenhang mit dem erzielbaren Saugvermögen der Vakuumpumpe stehen. Ein charakteristischer Druckanstieg vor dem Kammerabschluss, verursacht durch die zunehmende Drosselung der

Rückströmung infolge der Einlassflächenabnahme, zeigt das Vorhandensein von Rückströmungen aus der noch geöffneten „ansaugenden“ Arbeitskammer in den ND-Stützen an. Der Ausschiebevorgang des druckseitigen Ladungswechsels wird wesentlich durch den Arbeitskammerdruck zum Zeitpunkt der Kammeröffnung bestimmt. Druckausgleichende, impulsbeladene Rückströmungen aus dem Auslassbereich in den sich öffnenden Arbeitsraum führen mit sinkendem Ansaugdruck und steigender Maschinendrehzahl zu einer signifikanten thermischen Belastung der Maschinenbauteile.

Danksagung

Der Autor bedankt sich bei der *Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen AiF* sowie dem Fachverband Vakuumtechnologie des *Verbands Deutscher Maschinen- und Anlagenbauer* für die Unterstützung. Die AiF-Projektförderungsnummer lautet 14249 N/1.

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.; Eickhoff, J.: Trockene Schraubenvakuumpumpe mit hoher innerer Verdichtung; In: Schraubenmaschinen 2006, VDI-Bericht Nr. 1932, VDI-Verlag, Düsseldorf 2006
- [3] Rohe, A.: Wärmehaushalt von Schraubenspindel-Vakuumpumpen, Diss., Uni. Dortmund, 2005
- [4] Stratmann, D.; Kauder, K.; Brümmer, A.: Kennfeldanalyse einer Schraubenvakuumpumpe. In: Vakuum in Forschung und Praxis, Wiley-VCH Verlag, ISSN 0947-076X, Volume 20, Issue 6, S. 19-25, Weinheim, 2008
- [5] Stratmann, D.; Kauder, K.; Brümmer, A.: Operating Performance of Screw Vacuum Pumps - Experimental and Theoretical Analysis. International Rotating Equipment Conference, Tagungsband, S. 241- 254, Düsseldorf, 2008
- [6] Kauder, K.; Janicki, M. et. Al: Thermodynamic Simulation of Rotary Displacement Machines, In: Schraubenmaschinen 2002, VDI-Berichte No. 1715, VDI-Verlag, Düsseldorf, 2002
- [7] Wenderott, D.: Spaltströmungen im Vakuum, Dissertation, Universität Dortmund, 2001
- [8] 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
- [9] 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
- [10] 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