

Kurzzusammenfassung

Obwohl nur wenige Menschen direkte Berührungspunkte mit Vakuumpumpen haben, sind technische Vakua eine Voraussetzung für die Herstellung vieler Produkte des täglichen Lebens. Sowohl zur Leistungssteigerung als auch zur Verbesserung der Energieeffizienz werden Vakuumpumpen kontinuierlich von Industrie und Forschung weiterentwickelt. Ein besonderer Fokus liegt dabei auf der Modellierung der internen Spaltverbindungen als wichtigstem Verlustmechanismus. Ursächlich für Spaltströmungen sind hauptsächlich zwei Mechanismen: Zum einen induziert ein Druckunterschied in benachbarten Arbeitskammern eine Strömung (Poiseuille-Strömung), zum anderen bewirkt die Schleppwirkung der Rotoren einen Transport von Gas durch die Spalte (Couette-Strömung).

Zur Modellierung der Spaltströmungen wird eine eindimensionale Theorie vorgestellt, die beide treibenden Effekte berücksichtigt und kompressible Gase beliebiger Verdünnung einbezieht. Basierend auf der kinetischen Gastheorie wird die Strömung durch eine eindimensionale Differentialgleichung der Mach-Zahl beschrieben, ohne die einschränkende Annahme eines Kontinuums. Unter Vorgabe der Drücke, Temperaturen und der Gaszusammensetzung in den angrenzenden Arbeitskammern, sowie der Spaltgeometrie und der Rotorbewegung, kann durch Lösen der Differentialgleichung der Spaltmassenstrom bestimmt werden. Unbekannte Teile der Differentialgleichung, die beispielsweise Reibung und die Form des Strömungsprofils berücksichtigen, müssen modelliert werden, um das Problem zu schließen.

Für die Reibung im Spalt werden Modelle abgeleitet, die verdünnte, laminare und turbulente Strömungen berücksichtigen. Es wird gezeigt, dass die erhöhte Reibung in einer beschleunigten Strömung gut über die Jeffery-Hamel-Lösung für einen schlanken Kanal mit Düsenkontur approximiert werden kann. Diese Lösung eignet sich auch zur Näherung der Reibung bei laminarer, kompressibler Strömung. Die Lösung für einen Diffusor zeigt eine reduzierte Reibung und bietet zudem ein Ablösekriterium für das Spaltmodell.

Die Differentialgleichung wird unter der Annahme einer vollständig ausgebildeten Strömung mit konstanter Totaltemperatur für verschiedene Spaltgeometrien von Schraubenvakuumpumpen gelöst. Zusätzlich werden Geometrien von Schraubenkompressoren betrachtet. Die Validierung der eindimensionalen Theorie erfolgt anhand verschiedener Messwerte aus der Literatur, und es wird eine ausgezeichnete Abbildungsgüte für den gesamten Bereich der Gasverdünnung festgestellt, obwohl das Modell bei großen Reynolds-Zahlen und kurzen Spalten Schwächen zeigt. Verbesserungen

könnten durch die Modellierung des Einlaufs des Geschwindigkeitsprofils und des Übergangs zwischen laminarer und turbulenter Strömung erreicht werden.

Abschließend wird die Lösung des Graetz-Problems für verdünnte Couette-Poiseuille-Strömungen und ein Modell für den Einlauf des Geschwindigkeitsprofils in laminaren Strömungen vorgestellt. Als ergänzendes Werkzeug zur Modellierung von Schraubenvakuumpumpen wird ein Verfahren zur Implementierung von Temperatursprung- und Geschwindigkeitsschlupfrandbedingungen in Ansys-CFX präsentiert und validiert.

1 Einleitung

Die Erzeugung von technischen Vakua ist elementarer Bestandteil vieler industrieller und wissenschaftlicher Anwendungen. Insbesondere spielt die Erzeugung sauberer, ölfreier Vakua eine wichtige Rolle, beispielsweise in der Halbleiter-, Chemie- und Lebensmittelindustrie, aber auch in wissenschaftlichen Anwendungen wie der Massenspektroskopie. Das im Verhältnis zu anderen Maschinentypen große Saugvermögen macht die Schraubenvakuumpumpe vor allem für industrielle Zwecke interessant. In den letzten Jahren gewannen trockenlaufende Schraubenvakuumpumpen zunehmend an Bedeutung, da diese, im Gegensatz zu beispielsweise mehrstufigen Roots-Pumpen oder ölgeschmierten Drehschieberpumpen eine bessere Verträglichkeit gegenüber Schmutzpartikeln und geringen Flüssigkeitsmengen aufweisen. Zudem werden bauartbedingt weniger Teile benötigt, was sich wiederum günstig auf die Montage und Wartung auswirkt.

Der Schwerpunkt dieser Arbeit liegt auf der thermodynamischen Simulation von trockenlaufenden Schraubenvakuumpumpen. Diese Pumpen unterscheiden sich von herkömmlichen Schraubenkompressoren durch eine deutlich erweiterte Umschlingung, die für das Erreichen eines hohen Druckverhältnisses essenziell ist. Allerdings bedingt eine Rotorumschlingung von mehr als 360° die Notwendigkeit alternativer Profilformen. Während gängige symmetrische Rotorprofile, wie Zykloiden- oder Evolventenverzahnungen, eine mehrzählige Konstruktion ermöglichen, erfordern asymmetrische Profile, wie das Quimby-Profil, eine andere Herangehensweise. Die umfangreiche Rotorumschlingung, die typischerweise mit einer variablen Rotorsteigung einhergeht, stellt eine bedeutende Herausforderung in der Rotorfertigung dar. Die Rotoren müssen mit äußerst geringen Toleranzen hergestellt werden, um die für den Trockenlauf erforderlichen minimalen Spaltmaße zwischen den Rotoren sowie zwischen den Rotoren und der Gehäusebohrung zu gewährleisten. Die thermodynamisch nachteiligen Spalte sollten so klein wie möglich, aber gleichzeitig ausreichend groß gehalten werden, um ein Anlaufen – also den Kontakt zwischen sich relativ zueinander bewegenden Bauteilen – zu vermeiden. Um eine Berührung der Rotoren zu verhindern, ist in der Regel ein Synchronisationsgetriebe erforderlich.

Die wesentliche Herausforderung in der Auslegung einer Schraubenvakuumpumpe ist die Vorhersage des thermodynamischen Betriebsverhaltens. Insbesondere sind hier makroskopische Größen wie die Leistungsaufnahme und der geförderte Massenstrom von Interesse. Allerdings sind auch andere Größen wie beispielsweise Temperaturverläufe von Belang, um Rückschlüsse auf die Bauteilausdehnung treffen zu können oder die Kühlung auszulegen. Da Schraubenvakuumpumpen als Rotationsverdrängermaschine einzuordnen sind, ist das Kammermodellverfahren das wichtigste Berechnungs-

verfahren. Hierbei erfolgt die numerische Berechnung auf Basis der Massen- und Energieerhaltung pro Arbeitskammer. Die genaue Bestimmung der Massenströme in den Maschinenspalt ist hierbei besonders wichtig. Diese sind abhängig von verschiedenen Randbedingungen wie beispielsweise Druckverhältnisse oder der Rotorbewegung.

Im Folgenden wird der Stand der Technik zur Simulation von Rotationsverdrängermaschinen sowie der internen Spaltverbindungen dargestellt. Ein weiterer Fokus liegt auf der Berechnung verdünnter Spaltströmungen. Basierend auf dem Stand der Wissenschaft wird ein Bedarf der Forschung abgeleitet, aufgrund dessen das Ziel der Arbeit formuliert wird.

1.1 Stand der Technik von trockenlaufenden Schraubenvakuumpumpen

Im allgemeinen Sprachgebrauch bezeichnet ein Vakuum den Zustand eines Raums dessen Druck unterhalb des Atmosphärendrucks liegt. In der Norm DIN28400-1⁶ ist ein Vakuum konkreter definiert als „der Zustand eines Gases, wenn in einem Behälter der Druck des Gases und somit die Teilchenanzahldichte niedriger ist als außerhalb oder wenn der Druck des Gases niedriger ist als 300 mbar, d.h. kleiner als der niedrigste auf der Erdoberfläche vorkommende Druck“. Der erste Nachweis eines Vakuums erfolgte durch Evangelista Torricelli und Blaise Pascal im Jahre 1644 bzw. 1647 mit Hilfe eines einseitig verschlossenen und mit Quecksilber gefüllten Rohres. Einen entscheidenden Beitrag zur Erzeugung von technischen Vakua lieferte kurze Zeit später Otto von Guericke mit der Erfindung einer Kolbenluftpumpe. Seitdem finden technische Vakua vermehrt Anwendungen in Industrie und Forschung für deren unterschiedliche Anforderungen eine Vielzahl an verschiedenen Prinzipien zur Vakuumerzeugung entwickelt wurden. Technische Arbeitsmittel zur Erzeugung von Vakua werden üblicherweise als „Pumpe“ bezeichnet, obwohl diese im eigentlichen Sinne Kompressoren für verdünnte Gase sind. Mit Vakuumpumpen ist es möglich einen Druckbereich über 15 Größenordnungen, von 10^{-10} Pa bis 10^5 Pa in einer Vakuumkammer zu erzeugen. Eine Einstufung der Qualität eines Vakuums erfolgt anhand des statischen Drucks bzw. anhand der Teilchenanzahldichte. In **Tab. 1.1** ist die Klassifizierung verschiedener Vakua aufgeführt.⁷

Tab. 1.1 Druckbereiche der Vakuumtechnik und deren charakteristischen Größen (Zahlenangaben für Gase mit Stoßradien und molekularer Masse ähnlich Luft und 300 K, auf Zehnerpotenzen gerundet)⁷

	Großvakuum	Feinvakuum	Hochvakuum	Ultrahochvakuum
Druck p [Pa]	$10^5 - 10^2$	$10^2 - 10^{-1}$	$10^{-1} - 10^{-5}$	$< 10^{-5}$
Teilchenanzahldichte n [m^{-3}]	$10^{25} - 10^{22}$	$10^{22} - 10^{19}$	$10^{19} - 10^{15}$	$< 10^{15}$
Mittlere freie Weglänge ℓ [m]	$10^{-7} - 10^{-4}$	$10^{-4} - 10^{-1}$	$10^{-1} - 10^3$	$> 10^3$

1.1.1 Bauformen und Wirkprinzip

Die Einteilung der Vakuumpumpen erfolgt nach dem Wirkprinzip und der Bauart, wie in **Abb. 1.1** dargestellt. Die erste grobe Unterteilung vollzieht sich zunächst in gasfördernde und gasbindende Vakuumpumpen. Die gasbindenden Pumpen nutzen die Adsorptions-, Kondensations- und Diffusionsmechanismen, um Gasteilchen des zu fördernden Mediums auf den Bauteiloberflächen zu binden.

Die Gastransfervakuumpumpen werden weiter in kinetische und Verdrängervakuumpumpen unterteilt. Die in dieser Arbeit untersuchten Schrauben(spindel)vakuumpumpen lassen sich weiter in die zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen einordnen. Der Wirkmechanismus einer Verdrängermaschine ist durch einen gekapselten Arbeitsraum gekennzeichnet, dessen Größe sich zyklisch ändert. Bei zweiwelligen Rotationsverdrängermaschinen bildet sich dieser Arbeitsraum zwischen zwei Rotoren aus. Der Wirkmechanismus der Verdrängermaschinen unterscheidet sich von denen der kinetischen Vakuumpumpen, deren Energiewandlung in einem offenen Arbeitsraum basierend auf einer Impulsänderung des Gases erfolgt.⁷

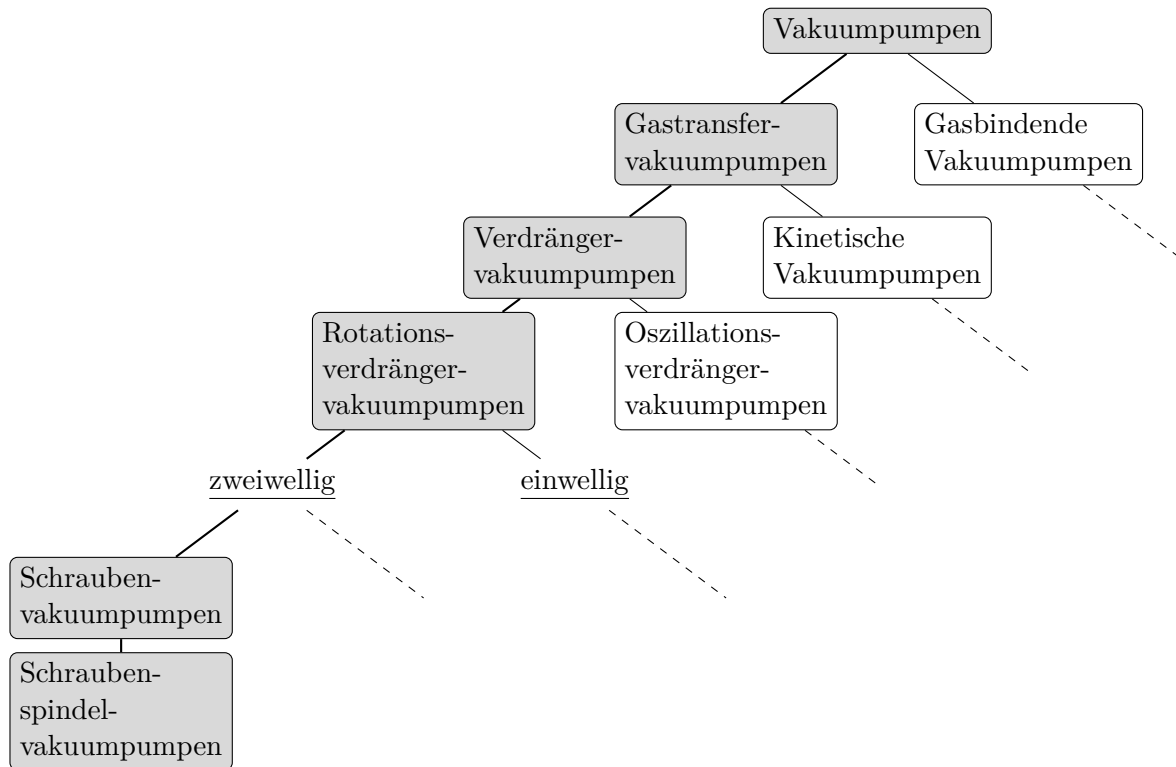


Abb. 1.1 Einordnung von Schrauben- bzw. Schraubenspindelvakuumpumpen nach dem Wirkprinzip.

Eine weiterführende Unterteilung kann basierend auf der Anwesenheit eines Hilfsfluids erfolgen, das mit dem zu fördernden Gas in Berührung kommt. Für gewöhnlich handelt es sich bei diesem Hilfsfluid um Öl oder Wasser, das zur Kühlung des Gases und der Bauteile, zur Abdichtung der den Arbeitsraum begrenzenden Spalte oder zur Schmierung der Bauteiloberflächen und somit zur Verschleißminderung dienen kann. Die möglichen Nachteile sind die Verunreinigung der Vakuumkammer durch das Hilfsfluids oder die Verschmutzung des Hilfsfluids durch Prozessgase oder Schmutzpartikel. Mit dem Aufkommen der Halbleiterindustrie seit den 80er-Jahren gewinnen hilfsfluidfreie, also trockenlaufende, Vakuumpumpen zunehmend an Bedeutung, aber auch in der Lebensmittelindustrie und in der Forschung sind saubere Vakua unabdingbar.⁷

Ferner können Schraubenvakuumpumpen noch nach der Gestaltung der Rotoren und der Form der inneren Verdichtung unterschieden werden. Eine erste grobe Unterteilung erfolgt anhand der Form der Rotorprofile. Diese können sowohl symmetrisch als auch asymmetrisch ausgeführt werden.⁷ Bei

der symmetrischen Gestaltung sind beide Zahnflanken eines Zahns spiegelsymmetrisch zueinander. Eine asymmetrische Gestaltung verspricht eine bessere Abdichtung; sie ist jedoch herausfordernd für die Fertigung, da die Profile einen Hinterschnitt aufweisen können.⁸ Durch die asymmetrische Gestaltung wird die Größe einer Kopfrundungsöffnung (Blasloch) reduziert, was die verbesserte Abdichtung erklärt, allerdings führt dies zu größeren Flächen der übrigen Blaslöcher bzw. zu nicht vollständig geschlossenen Profileingriffslinien. Asymmetrische Profile sind aus diesem Grund in der Zähnezahl auf eins limitiert oder es muss auf eine größere Umschlingung verzichtet werden. Oftmals werden asymmetrische Rotorprofile derart gestaltet, dass sich eine Arbeitskammer über beide Rotoren erstreckt.⁷ Insbesondere im Bereich der Schraubenkompressoren dominieren die asymmetrischen Rotorprofile bei im Vergleich zu Vakuumanwendungen geringer Umschlingung.^{9,10} Eine mögliche Verwendung eines Schraubenkompressors als Schraubenlader für Vakuumanwendungen konnte von Nadler¹¹ in einer exemplarischen Analyse bestätigt werden.

Die in **Abb. 1.2** dargestellten Stirnschnitte eines Zykloiden- und eines Quimby-Profiles haben sich etabliert. Das Zykloidenprofil findet sowohl in ein- als auch in zweizähliger Variante Anwendung, wohingegen das asymmetrische Quimby-Profil aus den oben genannten Gründen nur einzähnig ausgeführt werden kann. Die einzähnigen Maschinen haben einen größeren Zahnlückenraum, was das Verhältnis des geförderten Fluidvolumens zum Bauvolumen der Maschine verbessert. Außerdem weisen die eingängigen Maschinen bessere Eigenschaften hinsichtlich der Spaltverbindungen und Dichtungen auf. Hingegen sind mehrgängige Profile nahezu frei von Unwucht, weshalb diese insbesondere für schnelllaufende Anwendungen von Interesse sind.^{8,12} Der Außendurchmesser liegt für gängige Maschinen zwischen 40 und 250 mm.¹³

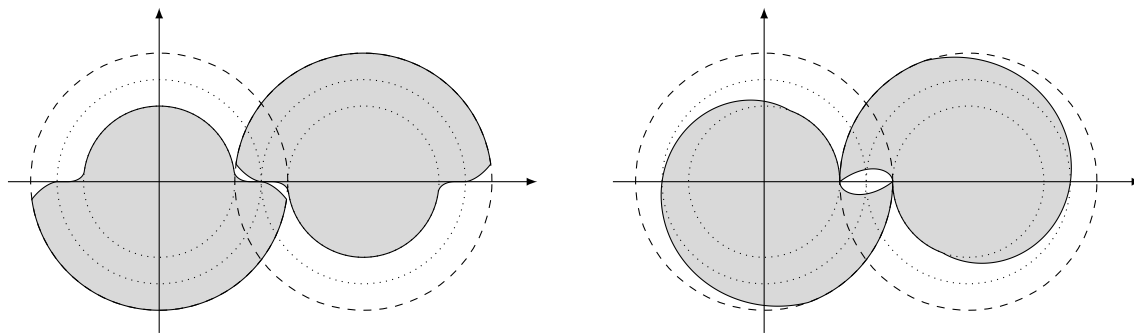


Abb. 1.2 Etablierte Stirnschnitte für Schraubenspindelvakuumpumpen: Eingängiges Zykloiden-Profil (links) und eingängiges Quimby-Profil (rechts).

Schraubenvakuumpumpen werden in der Regel als Vorpumpen eingesetzt, welche gegen Atmosphärendruck verdichten. Das erzielte Vakuum liegt dabei im Bereich von Grob- und Feinvakuum. In modernen Pumpen kann auch die obere Grenze des Hochvakuums erreicht werden. Aufgrund der sehr großen Druckverhältnisse weisen die Pumpen einen großen Umschlingungswinkel, oft von mehr als zwei Umdrehungen auf, sodass die damit einhergehende große Anzahl von Arbeitskammern zu einer verbesserten Abdichtung führt.⁷ Schraubenvakuumpumpen mit großer Umschlingung werden als Schraubenspindelvakuumpumpen (SSVP) bezeichnet, für die eine axiale Förderung charakteristisch ist. Alternativ wird zur Unterscheidung von Schraubenkompressoren vorgeschlagen, dass

bei Schraubenspindelpumpen die Arbeitskammern eindeutig den Rotoren zuzuordnen sind.¹⁴ Nach diesem Kriterium zählen Maschinen mit Quimby-Profil nicht zu den Schraubenspindelpumpen.

Die innere Verdichtung wird bei modernen Schraubenvakuumpumpen in der Regel durch eine variable Rotorsteigung realisiert,^{15,16} allerdings kann diese auch alternativ oder ergänzend durch eine Verdichtung gegen eine Endplatte realisiert werden.^{7,16} Hierbei wird der Gasauslass durch eine gezielte Bedeckung der Auslassflächen verzögert. Diese Gestaltung ist heutzutage vorwiegend bei Schraubenkompressoren mit konstanter Steigung zu finden, allerdings gibt es auch aktuelle Untersuchungen, die eine variable Rotorsteigung für Schraubenkompressoren unter bestimmten Randbedingungen empfehlen.¹⁷ Die Auslegung der idealen Rotorsteigung ist Bestandteil verschiedener Optimierungsbemühungen.^{1,17,18} Zusätzlich gibt es noch exotischere Formen der inneren Verdichtung, wie beispielsweise eine Veränderung der Profildurchmesser, wie sie bei modernen Pumpen zum Teil auch vorzufinden sind.¹⁶

Der Aufbau einer modernen Schraubenspindelvakuumpumpe ist in **Abb. 1.3** dargestellt. Die dargestellte Maschine hat einzahnige Rotoren mit einem Zykloiden-Profil und einer variablen Steigung. Der für trockene Anwendungen erforderliche synchrone und kontaktlose Betrieb der Rotoren wird durch ein präzises Synchronisationsgetriebe auf der Saugseite realisiert. Die Drehzahl einer Schraubenvakuumpumpe ist abhängig von der Baugröße und dem gewählten Profil. Größere Pumpen werden in der Regel mit einer niedrigeren Drehzahl betrieben. Die Umfangsgeschwindigkeit kann bis zu ungefähr 110 ms^{-1} betragen. Zwischen den Rotoren und zwischen den Rotoren und dem Gehäuse befinden sich Spalte, die der Betriebssicherheit dienen, aber innere Leckage verursachen und daher möglichst eng ausgeführt sind. Zur Abfuhr der Kompressionswärme werden das Gehäuse und gelegentlich auch die Rotoren aktiv gekühlt. Dies erfolgt für gewöhnlich durch eine Wasserkühlung, aber auch eine Ölkühlung kann insbesondere bei den Rotoren erfolgen. Eine reine Luftkühlung ist nur in Ausnahmen zu finden. In Abhängigkeit des gewählten Kühlsystems und des Betriebspunkts liegen die Bauteiltemperaturen zwischen 20°C und 200°C . Die Gastemperaturen können bis zu 300°C betragen. Die unterschiedliche Temperatúrausdehnung der Bauteile muss bei der Auslegung der Pumpen berücksichtigt werden, um trotz enger Maschinenspalte ein Anlaufen der Rotoren zu vermeiden. In der Praxis liegen die resultierenden Spalthöhen je nach Baugröße und Betriebspunkt zwischen $0,05\text{ mm}$ und $0,3\text{ mm}$. Eine Abdichtung des Getrieberraums, gegenüber dem im Idealfall ölfreien Schöpfraum der Rotoren, erfolgt in der abgebildeten Maschine über ein System von Kolbendichtringen, aber auch Labyrinthdichtungen oder berührende Kunststoffdichtungen können eingesetzt werden. Für eine verbesserte Ölfreiheit können die Rotoren auch fliegend gelagert werden. Zur Abdichtung des Motor- und Getrieberraums gegenüber korrosiven Prozessgasen kann ergänzend Sperrgas verwendet werden. Der Motor und das Getriebe sitzen in modernen Pumpen direkt auf den Rotoren, um die hermetische Abdichtung der Pumpen zu verbessern.

Um Überkompression in bestimmten Betriebspunkten zu vermeiden, und damit die Pumpenleistung zu reduzieren oder thermische Überlast zu vermeiden, werden verschiedene Maßnahmen ergriffen: Zum einen kann ein Überströmventil vorgesehen werden, welches allerdings durch aggressive Gase und Partikel verschmutzt oder beschädigt werden kann. Optional größere Spalte auf der Saugseite der Maschine vermeiden eine starke Überkompression, reduzieren jedoch die effektiv geförderte

Fluidmasse bei höheren Ansaugdrücken. Für niedrigere Ansaugdrücke hingegen ist der Verlust gering, da die saugseitigen Spalte strömungsformbedingt verhältnismäßig dicht sind.^{7,13}

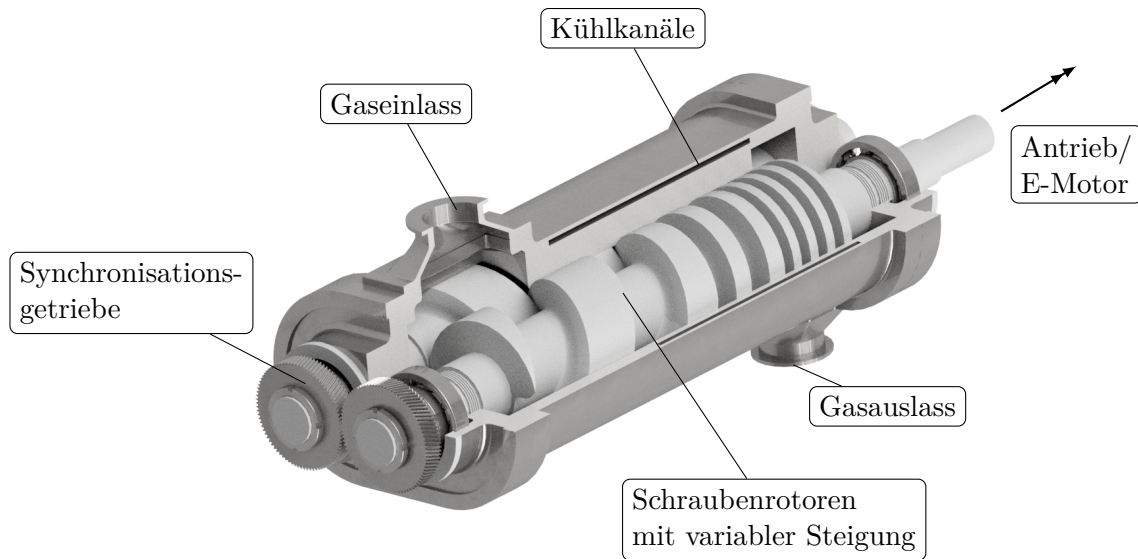


Abb. 1.3 Aufbau einer modernen Schraubenspindelvakuumpumpe.

In den Zahnücken einer Schraubenvakuumpumpe bilden sich Arbeitskammern aus, die infolge der Rotordrehung das Arbeitsfluid von der Saugseite zur Hochdruckseite transportieren. Im Falle von symmetrischen Profilen liegen Arbeitskammern getrennt auf beiden Rotoren vor. Das Arbeitsspiel der Schraubenspindelvakuumpumpe wird in drei Phasen unterschieden, welche in **Abb. 1.4** dargestellt sind. In der ersten Phase, dem Ansaugen, bilden sich die Arbeitskammern auf der Saugseite der Rotoren aus. Über den Stirnschnitt sowie ggf. radiale Einlassflächen ist die Arbeitskammer mit dem Niederdruckstutzen verbunden, sodass diese während der Entstehung mit dem Arbeitsfluid gefüllt wird. Mit weiterer Rotordrehung schließen die Einlassflächen ab und das Arbeitsfluid liegt nun in einer gekapselten Arbeitskammer vor. Die Arbeitskammer wandert mit fortlaufender Rotordrehung in der zweiten Phase, der Transportphase, in Richtung der Hochdruckseite. Bedingt durch die variable Rotorsteigung und die Rückströmung durch die Spalte wird das Fluid in dieser Phase komprimiert. Mit dem Erreichen der Hochdruckseite öffnet die Arbeitskammer axial und die letzte Phase, das Ausschieben, beginnt. Durch eine Endplatte kann das Ausschieben gezielt verzögert werden, um eine zusätzliche innere Verdichtung zu erzielen. Das Arbeitsspiel endet mit dem vollständigen Verschwinden der Arbeitskammer, d.h. Schraubenspindelvakuumpumpen haben keinen Schadraum. Dem Massentransport entgegen wirken die Rückströmungen durch die betriebsbedingten Spalte.^{7,16,19,20}

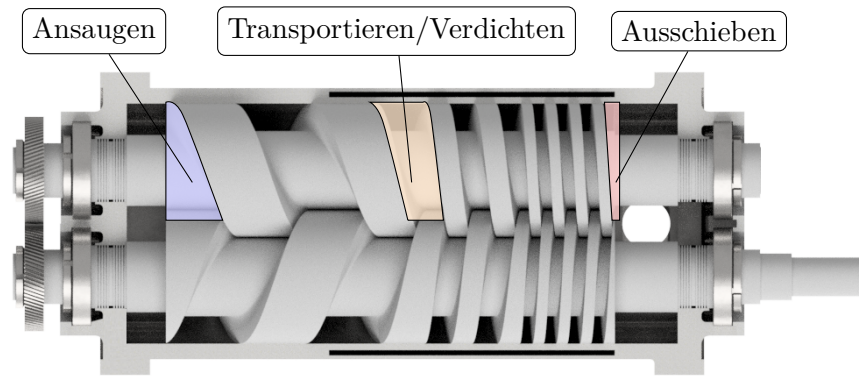


Abb. 1.4 Die drei Phasen des Arbeitsspiels einer Schraubenspindelvakuumpumpe.

1.1.2 Arbeitsraumbegrenzende Spalte

In **Abb. 1.5** sind die drei inneren Verbindungen einer Schraubenspindelvakuumpumpe mit Zykloidenprofil dargestellt. Der Gehäusespalt verbindet zwei direkt aufeinanderfolgende Arbeitskammern auf demselben Rotor. Er vermeidet die Berührung des Rotorausendurchmessers mit dem Gehäuse. Er kann in guter Näherung als planparalleler Spalt mit einer bewegten Wand angenommen werden. Im Relativsystem der Arbeitskammer bewegt sich das Gehäuse und der Einfluss der Rotorbewegung quer zur Strömungsrichtung wird in der Regel vernachlässigt. Der Profileingriffsspalt entsteht aus dem Spiel zwischen den Rotoren und erstreckt sich entlang der Quasi-Eingriffslinie – das ist die imaginäre Linie, entlang der sich spielfreie Rotoren berühren würden. Dieser Spalt verbindet Kammern sowohl auf demselben Rotor als auch zwischen verschiedenen Rotoren. Eine im strengen Sinn nicht betriebssicherheitsbedingte Verbindung ist die Kopfrundungsöffnung, auch Blasloch genannt, im Bereich der Verschneidungskante. Diese ist bedingt durch die Profilform und verbindet zwei benachbarte Arbeitskammern auf beiden Rotoren. Es wird durch die beiden Rotoren und das Gehäuse begrenzt und ähnelt bei Schraubenspindelpumpen einem Trapezoid.^{19,20}

Ferner wird der Profileingriff in Abhängigkeit der Eingriffspunkte im Stirnschnitt unterteilt. Der Stirnschnitt eines Zykloidenrotorpaars inklusive Eingriffslinie ist in **Abb. 1.6** dargestellt. Der Eingriff der Zahnflanken verläuft wie bei einem Zykloidengetriebe auf den Rollkreisen und wird durch die Schnittlinse der Kopfkreise begrenzt. Ein weiterer Teil der Eingriffslinie liegt auf dem Rand der Schnittlinse der Kopfkreise und resultiert aus der Quasi-Berührung zwischen dem Zahnkopf und dem Zahnfuß des Gegenrotors. Die Quasi-Berührung zwischen dem Kopfkreis und dem Fußkreis bildet den Radialspalt.¹

Diese Unterteilung des Profileingriffspalts ist sinnvoll, da so eine Zuordnung der verbundenen Arbeitskammern und von geeigneten Spaltkonturen möglich ist. Der Radialspalt verbindet zwei Arbeitskammern auf demselben Rotor. Seine Kontur bilden zwei konvexe Radien. Der Spalt zwischen Zahnkopf und Zahnflanke verbindet dieselben Arbeitskammern wie der Radialspalt. Seine Kontur bildet die konkave Einhüllende am Zahnfuß auf der einen Seite und die Keilform des Übergangs zwischen Zahnflanke und Kopfkreis auf der anderen Seite. Der Flanke-zu-Flanke-Spalt verbindet Arbeitskammern auf Haupt- und Gegenrotor, er wird durch zwei Konvexe Konturen begrenzt.¹

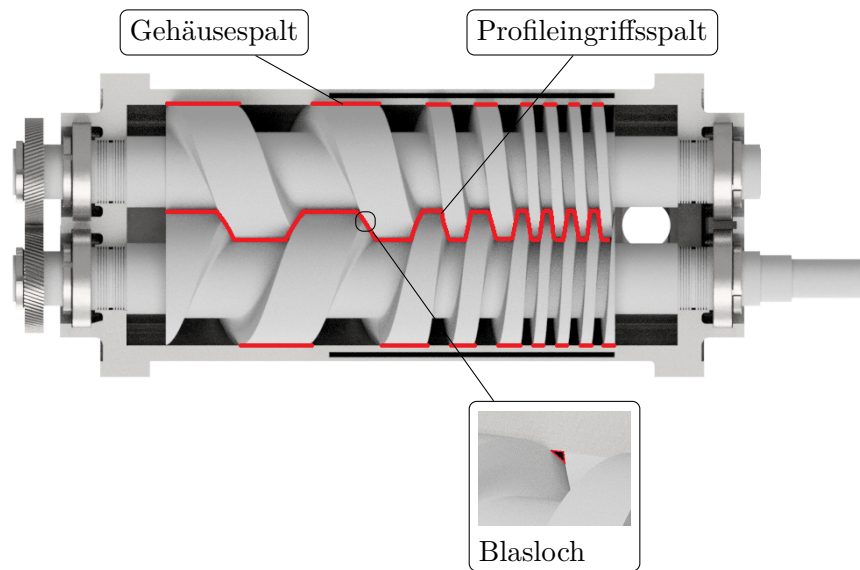


Abb. 1.5 Profileingriffslinie einer Schraubenspindelvakuumpumpe mit Zykloiden-Profil im Achsschnitt.

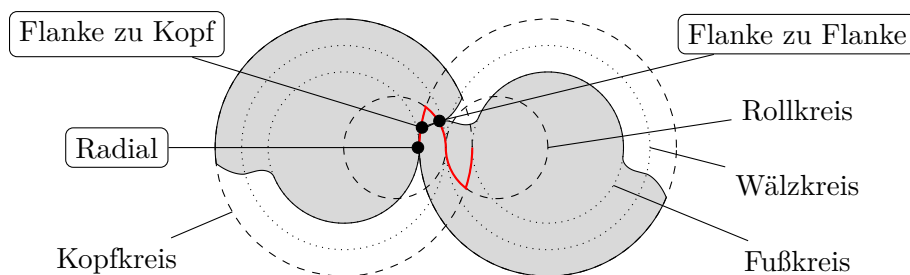


Abb. 1.6 Profileingriffslinie einer Schraubenspindelvakuumpumpe mit Zykloiden-Profil im Stirnschnitt.

Neben der Ableitung der Profileingriffsspaltverbindungen aus der Quasi-Eingriffslinie, werden in der Literatur auch alternative mögliche Verbindungen im Bereich der Schnittlinse identifiziert. Dies liegt daran, dass bisher nur wenig Untersuchungen zu den Leckagewegen im Zahneingriff existieren und somit die Verbindungen angenommen werden müssen.²¹ An den Zahnflanken grenzen vier Arbeitskammern aneinander, sodass drei mögliche Verbindungen identifiziert werden können (eine mehr als aus der Eingriffslinie folgt).^{19,22} Demzufolge geht aus der Literatur keine einheitliche geometrische Beschreibung des Profileingriffsspalts im Bereich der Zahnflanken hervor. Es kann allerdings davon ausgegangen werden, dass die Verbindungen über zwei gegenüberliegende konvexe Wände beschrieben werden können.^{18,21} Oftmals wird vereinfachend ein planparalleler Spalt angenommen.^{18–20}

In Schraubenspindelvakuumpumpen mit Quimby-Profil liegt keine geschlossene Profileingriffslinie vor, sodass sich eine Arbeitskammer über beide Rotoren erstreckt, aber dafür auf einer Seite kein Blasloch existiert. Der übrige Profileingriffsspalt kann durch zwei gegenüberliegende Radien beschrieben werden. Der Gehäusespalt ist ähnlich wie bei dem Zykloidenprofil nahezu planparallel.¹²

1.1.3 Strömungsmechanische und thermodynamische Einordnung

Für die Auslegung oder Simulation einer Schraubenvakuumpumpe ist es entscheidend, die internen Mechanismen zu erkennen und diese, sofern sie eine relevante Größenordnung erreichen, in Bezug auf Zielparame-ter wie das Saugvermögen oder die Innenleistung zu berücksichtigen. Insbesondere die Spaltverbindungen haben einen starken Einfluss auf das Betriebsverhalten von Rotationsverdrängermaschinen. Neben dem dissipativen Effekt sind diese auch für die Kühlung der Maschinen von Bedeutung.^{13,19} In der Praxis wird am häufigsten Luft gefördert, die wie oben beschrieben von einem Fein- bzw. Grobvakuum gegen Atmosphärendruck verdichtet wird. Es können aber auch andere Gase oder Gasgemische gefördert werden.¹³ Die Strömungen in den Spalten sind getrieben von den anliegenden Druckgefällen und den bewegten Bauteiloberflächen. Theoretisch können auch Temperatur- und Konzentrationsunterschiede eine Spaltströmung hervorrufen, was in der Regel vernachlässigbar ist.²³ Für die Auslegung einer Schraubenvakuumpumpe ist es wichtig sowohl die Fluidreibung als auch den Wärmeübergang zwischen Fluid und Bauteilen angemessen abzubilden. Zudem können auch Trägheitskräfte Druckänderungen hervorrufen. Zur Auswahl einer geeigneten Modellierung ist eine Abschätzung über dimensionslose Kennzahlen sinnvoll.

In Anbetracht der niedrigen Drücke, spielt *Gasverdünnung* für Schraubenvakuumpumpen eine besondere Rolle, deren Einfluss üblicherweise in Abhängigkeit der Knudsen-Zahl beschrieben wird:

$$Kn = \frac{\ell}{L_{char}} \quad (1.1)$$

Die Knudsen-Zahl Kn setzt die mittlere freie Weglänge ℓ (vgl. Tab. 1.1), die ein Fluidteilchen im statistischen Mittel zurücklegt, bis es mit einem anderen kollidiert, in Bezug zu einer charakteristischen Länge L_{char} . Eine Einteilung von Strömungen in verschiedene Bereiche der Gasverdünnung in Abhängigkeit der Knudsen-Zahl wird in **Tab. 1.2** angegeben. Für kleine Knudsen-Zahlen überwiegt die Anzahl der Kollisionen zwischen den Gasteilchen gegenüber den Kollisionen von den Teilchen mit den Wänden. Für große Knudsen-Zahlen gelten die Annahmen eines Kontinuums nicht mehr und Diffusionsprozesse treten mehr in den Vordergrund.⁷

Tab. 1.2 Strömungsbereiche in Abhängigkeit der Knudsen-Zahl nach Beskok²⁴.

Strömungsbereich	Kontinuumsstr.	Schlupfstr.	Übergangsstr.	Molekulare Str.
Knudsen-Zahl	$Kn < 0,01$	$0,01 \leq Kn < 0,1$	$0,1 \leq Kn < 10$	$Kn \geq 10$

In einem Kontinuum werden zur mathematischen Modellierung der Strömung von linear-viskosen Newtonschen Fluiden die Navier-Stokes-Fourier-Gleichungen (NSF) verwendet. Dieses System aus partiellen Differentialgleichungen beschreibt die Erhaltung von Masse, Impuls und Energie, wobei die Schubspannungen und die Wärmeströme linear von den Geschwindigkeits- bzw. Temperaturgradienten abhängen.²⁵ Auch im Bereich der Schlupfströmung sind die NSF-Gleichungen in guter Näherung gültig. Allerdings entsteht ein Geschwindigkeitsschlupf und ein Temperatursprung an der Wand, die durch geeignete Randbedingungen berücksichtigt werden müssen. Ab der Übergangsströmung können kontinuumsmechanische Ansätze nicht mehr genutzt werden und es muss eine