

## 1 Einleitung

Die Verdichtung von Gasen mithilfe von Kompressoren wird heutzutage in nahezu allen industriellen Bereichen angewendet. Sie umfasst unter anderem die Erzeugung von Druckluft, die Kompression von Prozessgasen sowie die Nutzung von Kompressoren in Wärmepumpen und als Kälteverdichter zur Klimatisierung, deren Bedarf mit dem Anstieg der weltweiten Temperatur weiter anwachsen dürfte. Mit der zunehmenden globalen CO<sub>2</sub>-Emission und dem damit einhergehenden, menschengemachten Klimawandel steigen die Anforderungen an die Nachhaltigkeit zukünftiger Technologien. Gemessen am Energiebedarf ist die industrielle Verdichtung von Gasen einer der weltweit größten Verursacher von CO<sub>2</sub>-Emissionen. Etwa zehn Prozent der elektrischen Energie in der Europäischen Union (EU, inklusive Großbritannien) werden für die Druckluftherzeugung benötigt [Rad01], was etwa 80 Terrawattstunden (TWh) jährlich entspricht. Andere Studien geben 15 % der elektrischen Gesamtenergie in Industrienationen bzw. 17 % der weltweiten elektrischen Gesamtenergie als Aufwand für Kompressoren an [Wai11], [Cip14]. Etwa 320.000 Luftkompressoren sind in der EU im Einsatz, von denen jährlich etwa 21.000 ausgetauscht werden [Rad01]. 72 % dieser Kompressoren besitzen eine elektrische Leistung zwischen 10 und 110 kW. Der Schraubenkompressor ist aufgrund seiner kompakten Bauform und seines zuverlässigen Betriebs sowie der rein rotatorischen Bauteilbewegungen eines der meistgenutzten Verdichterkonzepte. Öleingespritzte Schraubenkompressoren dominieren den Verdichtermarkt in der EU und machen etwa 75 % aller Kompressoren aus [Rad01]. Damit entfällt in der EU allein auf diesen Kompressortyp eine elektrische Energie von jährlich etwa 60 TWh, was einem CO<sub>2</sub>-Ausstoß von 31,4<sup>1</sup> Megatonnen entspricht. Die Verbesserung der Effizienz von Schraubenkompressoren kann daher einen nicht unerheblichen Beitrag leisten, die im Pariser Klimaabkommen [Uni15] beschlossene Begrenzung der Erderwärmung auf deutlich unter zwei Grad Celsius im Vergleich zur vorindustriellen Zeit und die damit notwendige Reduzierung von Treibhausgasen zu realisieren. Neben Möglichkeiten der direkten Energieeinsparung, z.B. durch Beseitigung von Leckagen in Druckluftsystemen und durch Verbesserung der Kompressorregelung, ist die Verbesserung der Effizienz von Schraubenkompressoren ein Weg, den weltweiten CO<sub>2</sub>-Ausstoß signifikant zu reduzieren.

Das Kernstück eines Schraubenkompressors bilden die beiden verwundenen Schraubenrotoren, die während ihrer Drehung eine Volumenänderung ihrer Zahnlückenräume erfahren und dadurch das darin befindliche Arbeitsfluid komprimieren. Die Rotoren kommerziell vertriebener Schraubenkompressoren weisen in der Regel eine konstante Rotorsteigung auf, vgl. **Abbildung 1.1** links. Eine technisch vielversprechende Möglichkeit zur Verbesserung der Energiewandlungsgüte sind Rotoren mit nicht-konstanter Rotorsteigung, die auch als variable Rotorsteigung bezeichnet wird, vgl. **Abbildung 1.1** rechts. Das Konzept nicht-konstanter Rotorsteigung bietet einen weiteren Freiheitsgrad bei der Maschinenauslegung und geht auf Patente aus den 1960er Jahren zurück. Im Vergleich zu Schraubenkompressoren mit konstanter Rotorsteigung, die Gegenstand zahlreicher wissenschaftlicher Studien sind, ist das Konzept nicht-konstanter Rotorsteigung bisher jedoch kaum erforscht. Im Rahmen dieser Arbeit wird das Potenzial nicht-konstanter Rotorsteigung in Schraubenkompressoren sowohl theoretisch als auch experimentell untersucht, um diese Lücke zu schließen.

---

<sup>1</sup> Unter der Annahme von 523 g CO<sub>2</sub> / kWh (Angabe für den deutschen Strommix von 2016) [Ich19].

Für die theoretische Untersuchung wird eine Optimierung der Rotorsteigung für unterschiedliche Betriebsbedingungen angestrebt. Zur Abbildung des Betriebsverhaltens von Schraubenkompressoren hat sich neben der dreidimensionalen numerischen Strömungssimulation die Simulation auf Basis von Kammermodellen etabliert, die auch in dieser Arbeit angewendet und mit einem Optimierungsalgorithmus gekoppelt wird. Um das Verbesserungspotenzial nicht-konstanter Rotorsteigung direkt quantifizieren zu können, werden sowohl die konstante als auch die nicht-konstante Rotorsteigung für eine große Bandbreite an Randbedingungen optimiert. Durch die Variation der Randbedingungen kann so ermittelt werden, für welche Anwendungsbereiche Potenzial für die Verwendung nicht-konstanter Rotorsteigung besteht. Um das Potenzial ebenfalls praktisch zu untersuchen, wird ein Prototyp mit nicht-konstanter Rotorsteigung für einen sinnvollen Einsatzbereich realisiert. Dazu wird ein industriell vertriebener, nasslaufender Schraubenkompressor mit Rotoren mit nicht-konstanter Rotorsteigung modifiziert. Der Prototyp wird auf einem Maschinenprüfstand getestet und die Ergebnisse mit denen der Maschine konstanter Rotorsteigung verglichen.

Für die Anwendung von Kammermodellsimulationen ist eine Modellierung der maschineninternen Spaltmassenströme, die einen wichtigen Verlustmechanismus darstellen und das Ergebnis der Simulation erheblich beeinflussen, nötig. Meist kommen nur stark vereinfachte, teilweise ungenaue Modelle, wie beispielsweise das einer isentropen Blendenströmung ohne weitere Anpassung des bestimmten Massenstroms, zur Abschätzung der Spaltmassenströme zum Einsatz. Um eine sinnvolle, kammermodellbasierte Optimierung der Rotorgeometrie realisieren zu können, stellt daher die Untersuchung von Spaltmassenströmen einen weiteren Schwerpunkt dieser Arbeit dar. Zwei Maschinenspalte werden detailliert mittels numerischer Simulation und in Experimenten in einem Luftkreislauf untersucht und dabei für unterschiedliche Randbedingungen der Durchfluss bestimmt. Die Ergebnisse werden in Form eines dimensionslosen Strömungsbeiwertes zusammengefasst, um sie anschließend in der kammermodellbasierten Optimierung der Rotorsteigung der Schraubenkompressoren zu verwenden und damit einen Beitrag zur Verbesserung der Abbildungsgüte der Simulationen zu leisten.

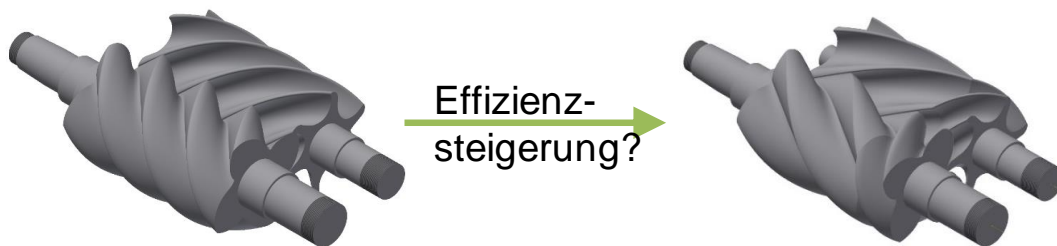


Abbildung 1.1: Rotoren mit konstanter (links) und nicht-konstanter Rotorsteigung (rechts, beispielhaft mit zwei Bereichen konstanter Rotorsteigung).

## 2 Stand der Technik von Schraubenkompressoren

Der folgende Abschnitt erläutert die zum Verständnis dieser Arbeit nötigen Grundlagen bezüglich der untersuchten Maschine und gibt einen Überblick über bereits geleistete Forschungsarbeiten.

### 2.1 Einordnung und Historie

Schraubenkompressoren werden wegen ihres volumetrischen Arbeitsprinzips der Gruppe der Verdrängermaschinen zugeordnet, die sich durch einen gekapselten Arbeitsraum und ein zyklisch wiederkehrendes Arbeitsspiel auszeichnen. Aufgrund ihrer rotierenden Kinematik gehören Schraubenkompressoren zu den Rotationsverdrängermaschinen, vgl. **Abbildung 2.1**. Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit der zweiwelligen Schraubenmaschine, die sich durch die Verwindung der Rotoren und die damit verbundene innere Verdichtung auszeichnet.

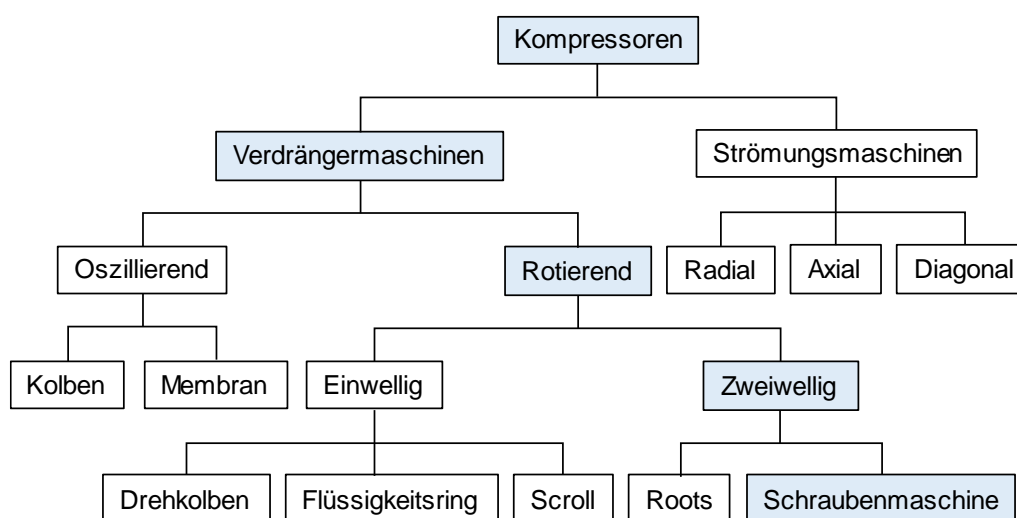


Abbildung 2.1: Einordnung der Schraubenmaschine.

Die Idee, ein schraubenförmiges Rotorpaar zur Verdichtung gasförmiger Medien zu nutzen, geht auf den deutschen Ingenieur Heinrich Krigar zurück, der 1878 einen Patententwurf beim deutschen Patentamt einreicht [Kri78]. Die damaligen Fertigungsmöglichkeiten verhindern jedoch eine Realisierung seines Vorhabens. Erst in den 1930er Jahren wird das Konzept von dem Schweden Alf Lysholm [Lys41], [Lys43], damals Chefsingenieur der Firma Ljungstroem Steam Turbine Company [Kon88], wieder aufgegriffen, was schließlich zu einem ersten Prototyp eines Schraubenverdichters führt. Die großen Undichtheiten der symmetrischen Läuferprofile in Verbindung mit den komplexen Fertigungsverfahren konnten zunächst nicht mit den etablierten Kolbenmaschinen konkurrieren. Neue Fertigungsmöglichkeiten und die Entwicklung der asymmetrischen Profile in den 1970er Jahren, vorangetrieben durch die Firma Svenska Rotor Maskiner (SRM, hervorgegangen aus der Ljungstroem Steam Turbine Company), haben der Schraubenmaschine zum Durchbruch verholfen. So hat die Verwendung des asymmetrischen SRM-Profiles eine erhebliche Verringerung der internen Leckagen und damit eine Wirkungsgradsteigerung von zehn Prozent gebracht [Rin79]. Seitdem werden die Läuferprofile für verschiedene Anwendungsbereiche von Industrie und Forschungseinrichtungen weiterentwickelt, sodass heute eine Vielzahl verschiedener Läuferprofile für die unterschiedlichen Anwendungsbereiche vorhanden sind, deren wichtigste Vertreter in [Sto05] zusammengestellt sind.

Bereits vor der Entwicklung der asymmetrischen Profile ist versucht worden, die internen Leckagen und die Verdichtungstemperatur durch die Einspritzung von Öl zu verringern [Rin79]. Diese nasslaufende Bauform ermöglicht wirtschaftliche Verdichtungsverhältnisse bis zu 16 bei moderaten Endtemperaturen. Gute Wirkungsgrade werden bereits bei Umfangsgeschwindigkeiten zwischen 20 und 40 m/s erreicht, was die Lagerung erheblich vereinfacht. Des Weiteren kann durch die Ölschmierung auf eine Synchronisation der Rotoren über ein Getriebe verzichtet werden. Die Rotoren trockenlaufender Schraubenmaschinen müssen hingegen synchronisiert werden und benötigen deutlich höhere Umfangsgeschwindigkeiten (bis zu 150 m/s [Kon88]) zur Reduzierung der inneren Leckagen. Durch die fehlende Kühlung des zu verdichtenden Fluids sind die realisierbaren Verdichtungsverhältnisse deutlich geringer. Vorteilhaft ist jedoch, dass eine Kontamination mit dem eingespritzten Fluid vermieden wird.

Die vorrangigen Einsatzgebiete von Schraubenkompressoren sind die Drucklufterzeugung sowie die Verdichtung von Kältemitteln und Prozessgasen. Neben dem Verdichterkonzept gibt es die Möglichkeit, durch Umkehr der Kinematik und Durchströmungsrichtung die Schraubenmaschine als Schraubenexpander zu betreiben. Diese werden zur Erzeugung elektrischer Energie eingesetzt und können beispielsweise zur Nutzung industrieller Abwärme in ORC- oder CRC-Kreisläufen verwendet werden [Hüt16]. Da die Dimensionen des Schraubenexpanders jeweils an das vorhandene Abwärmepotenzial angepasst werden müssen, werden Schraubenexpander in der Regel nicht in Serie gefertigt. Stattdessen werden häufig die bereits etablierten Kompressorkonzepte genutzt und modifiziert.

## 2.2 Aufbau, Arbeitsspiel und arbeitsraumbegrenzende Spalte

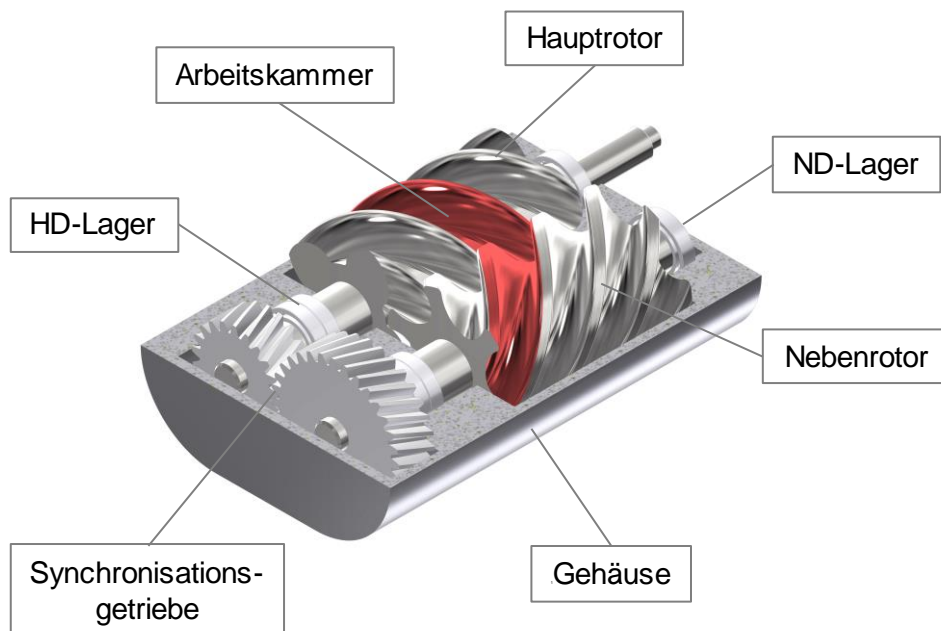


Abbildung 2.2: Synchronisiertes Läuferpaar und schematisches Gehäuse im Halbschnitt.

Die beiden schraubenförmig verwundenen Rotoren sind in einem eng umschließenden Gehäuse gelagert, vgl. **Abbildung 2.2**. Die Zahnluken von Hauptrotor (HR) und Nebenrotor (NR) bilden gemeinsam mit dem Gehäuse eine gekapselte Arbeitskammer, im Folgenden kurz als Kammer bezeichnet. Charakterisierend für alle Verdrängermaschinen ist das zyklisch wiederkehrende Arbeitsspiel ihrer Arbeitsräume. Das Arbeitsspiel des Schraubenkompressors umfasst die Änderung einer Kammer von ihrem Erscheinen bis zu ihrem Verschwinden und lässt sich in drei charakteristische Phasen gliedern, die in