

Analyse der kavitierenden Strömung in einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe

Ingo Grunow¹, Uwe Salecker³, Peter Bartsch¹, Thomas Grohmann²

¹ Beuth Hochschule für Technik Berlin

² Gardner Denver Deutschland GmbH

³ CFX Berlin Software GmbH

Summary

The purpose of this investigation is to develop a stable and reliable workflow for the simulation of the multiphase fluid flow in liquid ring vacuum pumps under the presence of cavitation. Different approaches for mesh motion and deformation, initialization of the liquid ring and cavitation model have been analyzed using a simplified two dimensional computational model. The results presented in this paper were obtained using the deforming mesh method with the rotor initially in a central position and a homogeneous distribution of the liquid within the fluid domain. With this approach the liquid ring establishes within two revolutions and stays stable while moving the rotor into its eccentric position. The shape of the calculated free surface compares well with theory. In addition, the effect of different rotor tip shapes on cavitation has been analyzed using the *Thermal phase change* and the *Rayleigh-Plesset* cavitation model. However, only with the latter a stable convergence was obtained. The results show a significant difference of the amount of steam produced.

Keywords

Liquid Ring Vacuum Pumps, Cavitation, Multiphase Flow

1 Einleitung

1.1 Flüssigkeitsring-Pumpen

Der Begriff Flüssigkeitsring-Pumpen umfasst als Oberbegriff sowohl Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen als

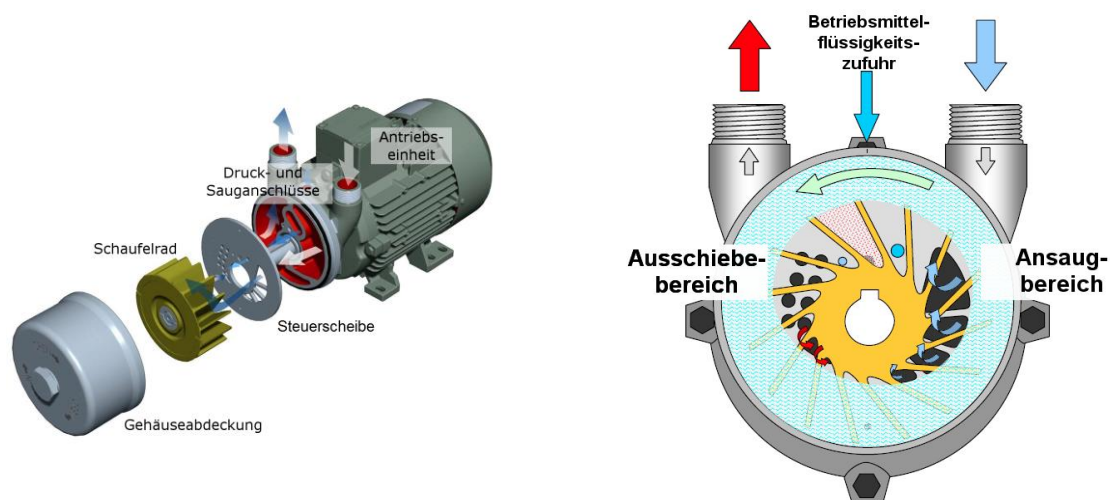
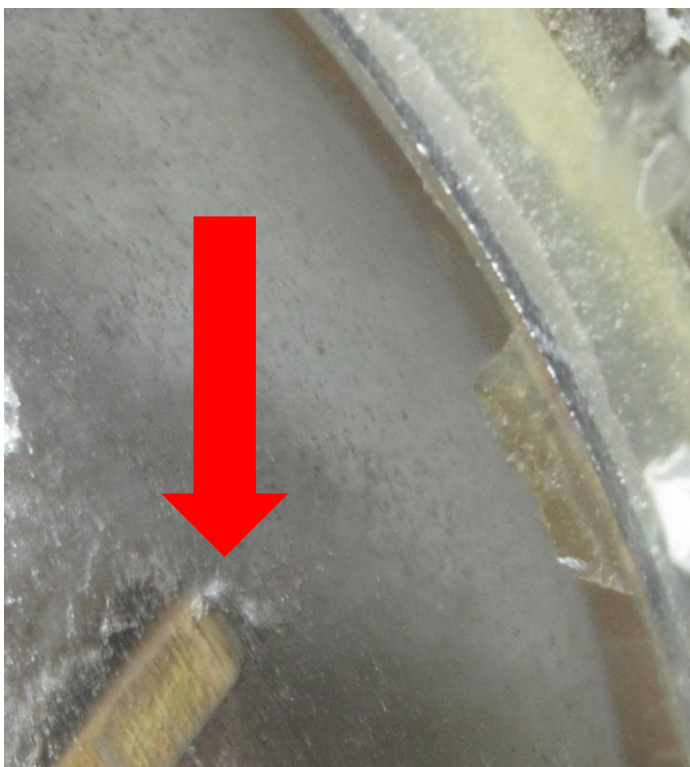


Abbildung 1: Aufbau (links) und Verdichtungsprozess (rechts) einer Flüssigkeitsring-Pumpe [1]

auch Flüssigkeitsring-Kompressoren. Unterschieden werden diese nur durch das an Saug- und Drucköffnung herrschende Druckniveau. Flüssigkeitsring-Pumpen werden vielfältig in der Verfahrens- und Umwelttechnik, der chemischen sowie in der Kunststoff- und Lebensmittelindustrie eingesetzt. Aber auch im Maschinenbau und in der Medizintechnik findet dieser Verdichtertyp in einem breiten Gebiet seine Anwendung zur Förderung trockener sowie feuchter Gase und Dämpfe. Flüssigkeitsring-Pumpen, wie in Abb. 1 (links) dargestellt, bestehen im Wesentlichen aus einem elektrischen Antrieb, einem exzentrisch zum Gehäuse gelagerten Schaufelrad, einer Steuerscheibe mit Saug- und Drucköffnung sowie durch ein Ventil gesteuerte Druckbohrungen. Durch die Rotation des Schaufelrads bildet sich ein an der Gehäusewand anliegender, rotierender Flüssigkeitsring. Analog zum Kolben eines Kolbenverdichters bewegt sich die freie Oberfläche im Ansaugbereich nach außen und bewirkt in diesen Schaufelradzellen eine Expansion des Gasvolumens. Im Ausschleibebereich bewegt sich die Flüssigkeit wieder in die Schaufelradzellen hinein und komprimiert somit das dort befindliche Gasvolumen (Abb. 1 rechts). In der Praxis wird hauptsächlich Wasser als Betriebsmittelflüssigkeit eingesetzt, weshalb im Weiteren von Wasser und Wasserdampf gesprochen wird.

1.2 Kavitation in Flüssigkeitsring-Pumpen

Bei Betrieb als Vakuumpumpe ergeben sich für die Zellen im Ansaugbereich sehr geringe Drücke von bis zu 40 mbar(abs) [2]. Durch lokale Strömungseffekte, z.B. die Umströmung der Schaufelspitzen, wird der Dampfdruck des Wassers unterschritten und es bilden sich Dampfblasen. Dieser Effekt wird als Kavitation bezeichnet. Erreichen die Dampfblasen anschließend wieder Gebiete höheren Drucks, fallen sie implosionsartig zusammen. Diese hochfrequenten Druckstöße, bei denen lokal Drücke bis zu $2 \cdot 10^4 \text{ bar}$ erreicht werden [3], führen zu einem Materialabtrag an Gehäuse- und Schaufelwänden. In Abb. 2 b) und c) erkennt man die durch Kavitation verursachte Materialerosion deutlich. Die Dampfblasen können auch zu einer Verengung des Strömungsquerschnitts in der Drucköffnung führen, was eine Abnahme von Wirkungsgrad und Förderhöhe bewirkt. Zudem kann Kavitation starke Schwingungen und erhöhte Geräuschemission verursachen [3].



a) Blasenbildung an der Schaufelspitze



b) Schadensbild Steuerscheibe



c) Schadensbild Schaufelgrund

Abbildung 2: a) Kavitationsblasen an der Schaufelspitze, b) Schadensbild an der Drucköffnung der Steuerscheibe, c) Materialerosion in den Schaufelradzellen einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe [4]

Die Gebiete, in denen Kavitation in Flüssigkeitsring-Vakuumpumpen auftreten, sind abhängig von der Geschwindigkeit des Flüssigkeitsrings, dem aufgeprägten Druck, der Wassertemperatur und dem Keimgehalt des Wassers. Schadensbilder und vorangegangene experimentelle Untersuchungen ergaben, dass es in Bereichen der Schaufelspitzen, dem Axialspalt zwischen Steuerscheibe und Laufrad sowie an der Drucköffnung der Steuerscheibe zu Kavitation kommt. Im Rahmen des Projekts wurden stroboskopische Untersuchungen an einem Modell einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit transparenter Gehäuseabdeckung und modifiziertem Laufrad durchgeführt. Bei einem Ansaugdruck von 40 mbar(abs) ist in Abb. 2 a) im Ansaugbereich ein vermehrtes Aufkommen von Dampfblasen an der Schaufelspitze zu erkennen.

1.3 Ziel des Projekts

Im Rahmen eines ESF-geförderten Forschungsprojekts sollen Strömungssimulationen für den gesamten Arbeitsraum mit Berücksichtigung der Ansaug- und Ausschleibegebiete im Gehäuse vorgenommen werden. Die Untersuchung soll sowohl der Identifizierung von Kavitationsgebieten dienen, als auch den Einfluss verschiedener geometrischer und physikalischer Parameter auf die Kavitation ermitteln. Mithilfe der in dem Forschungsprojekt gewonnenen Erkenntnisse sollen u.a. optimale Geometrien zur Reduzierung der durch Kavitation entstehenden Materialerosion und Geräuschemission abgeleitet werden.

In dieser Arbeit werden 2D-Konzeptstudien vorgestellt. Dabei wurden sowohl unterschiedliche Möglichkeiten der Initialisierung sowie verschiedene Gittermodelle untersucht. Ziel ist es, eine optimale Vorgehensweise für die anschließende Simulation der kompletten Maschine zu erarbeiten.

2 Konzeptstudien

2.1 Initialisierung des Flüssigkeitsrings

Durch die exzentrische Lage des Rotors im Gehäuse und die daraus resultierende unterschiedliche Eindringtiefe des Flüssigkeitsrings sind die Drücke in den einzelnen Schaufelradzellen unterschiedlich und zu Beginn der Berechnung nicht bekannt. Für die Initialisierung der Simulation wurden daher verschiedene Konzepte untersucht. Dabei wurden weder Ein- noch Auslassöffnungen berücksichtigt, d.h., das Berechnungsgebiet ist geschlossen.

Im ersten Konzept wurde bei exzentrischer Lage des Schaufelrads der Wasseranteil im gesamten Lösungsgebiet gleichmäßig verteilt. Infolge der Trägheitskraft trennen sich Luft und Wasser während der Rotation. Das Gittermodell bestand aus einem starren und einem rotierenden Gitterbereich, die beide über ein *Sliding Interface* gekoppelt wurden (Abb. 3 oben). Die Rotordrehzahl wurde aus dem Stand bis auf die Betriebsdrehzahl $n = 2915 \text{ min}^{-1}$ innerhalb von 5 Umdrehungen erhöht. Die Simulationen zeigen, dass sich tatsächlich unterschiedliche Drücke in den Schaufelzellen ausbilden, die jedoch deutlich von den erwarteten Werten abweichen. Das führt dazu, dass sich die Schaufelradzellen im Ansaugbereich vollständig mit Luft und die Schaufelradzellen im Ausschleibegebiet nahezu vollständig mit Wasser füllen. Ein stabiler Flüssigkeitsring konnte sich dadurch nicht ausbilden.

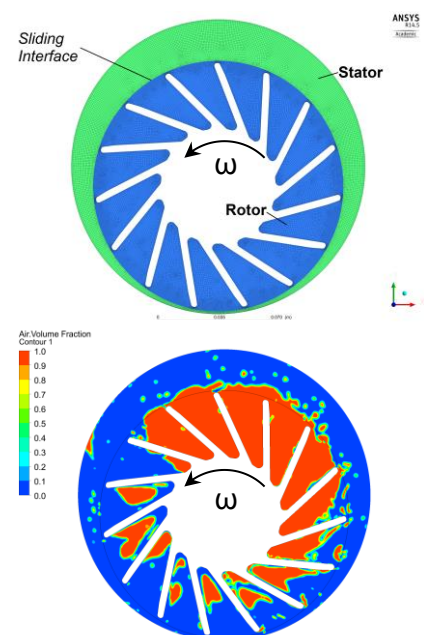


Abbildung 3: Exzentrischer Rotor und Sliding Interface. Oben: Berechnungsgebiet. Unten: Verteilung der Volumenfraktion Luft

In einem zweiten Konzept wurde der Rotor für die Initialisierung im Zentrum platziert und der statische Druck mit 1013 hPa als konstant im gesamten Strömungsraum angenommen. Das Wasser wurde als ausgebildeter Flüssigkeitsring mit einer Anfangsgeschwindigkeit $v_u = r \cdot 2\pi n$ vorgegeben und die Simulation mit voller Betriebsdrehzahl gestartet. Die Phasengrenze liegt innerhalb des Rotors, so dass die Schaufelradzellen durch den Flüssigkeitsring abgedichtet sind. Abb. 4 zeigt die Initialisierung von Flüssigkeitsring und Geschwindigkeitsfeld. Auch in dieser Untersuchung wurde ein *Sliding Interface* zwischen Rotor und Stator verwendet. Der Rotor wurde für einige Umdrehungen im Zentrum belassen, bis sich ein stabiles Druck- und Geschwindigkeitsfeld einstellte.

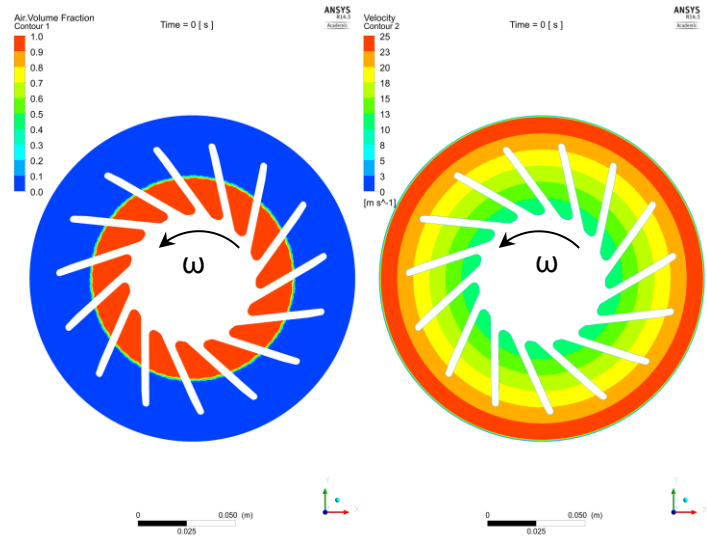


Abbildung 4: Initialisierung von Flüssigkeitsring und Geschwindigkeitsfeld

Im dritten Konzept befindet sich der Rotor zunächst ebenfalls in zentraler Lage. Im Gegensatz zum zweiten Konzept ist das Wasser aber im gesamten Lösungsgebiet zu Beginn homogen verteilt mit einem Phasenanteil von 70 % und es wurde kein *Sliding Interface* verwendet, sondern das gesamte Gebiet rotiert. Die Drehzahl wurde innerhalb einer viertel Umdrehung aus dem Stand auf die Betriebsdrehzahl gebracht. Anschließend wurde der Rotor für eine Umdrehung in der zentralen Lage belassen, so dass sich beide Phasen bereits deutlich trennen konnten (siehe Abb. 5).

Der Vorteil dieses Konzeptes besteht darin, dass sowohl auf das *Sliding Interface* verzichtet werden kann – was zwangsweise in der Nähe der Schaufelspitzen liegen müsste und somit in einem strömungstechnisch wichtigen Gebiet – als auch dass sich der Flüssigkeitsring relativ schnell und zuverlässig ausbildet. Es hat sich auch gezeigt, dass es für die anschließende Verschiebung des Rotors nicht notwendig ist, ihn so lange in der zentralen Lage zu belassen, bis die Phasentrennung vollständig ist. Aus diesen Gründen wird dieses Konzept für die weiteren Untersuchungen verwendet.

Ausgehend von dem Zustand gemäß Abb. 5 wird die Rotorextrizität schrittweise erhöht. Dabei trennen sich die Phasen weiter und es bildet sich eine scharfe Phasengrenze aus. Wegen der fehlenden Ein- und Auslassöffnungen kann der Rotor nicht bis in die Endlage gefahren werden, weil das ein vollständiges Verdrängen der Gasphase zur Folge hätte. Der Flüssigkeitsring bleibt in dieser 2D-Simulation bis zu einer Rotorextrizität von 25 % stabil. Die resultierende Phasengrenze ist in Abb. 6 (links) dargestellt. Auf die Flüssigkeit in den einzelnen Schaufelradzellen wirken vom Drehwinkel abhängige Massenkräfte, siehe Abb. 6 (rechts). Die resultierende Kraft (RK) ist die Summe der in radialer Richtung wirkenden Trägheits- (TK) und Zentrifugalkraft (ZK) sowie der in Umfangsrichtung wirkenden Corioliskraft (CK) [5]. Da die Corioliskraft im Ansaugbereich entgegen und im Ausschleibebereich in Drehrichtung wirkt, ergibt sich die in Abb. 6 (links) gut zu erkennende unterschiedliche Schrägstellung der Phasengrenze in Ansaug- und Ausschleibebereich.

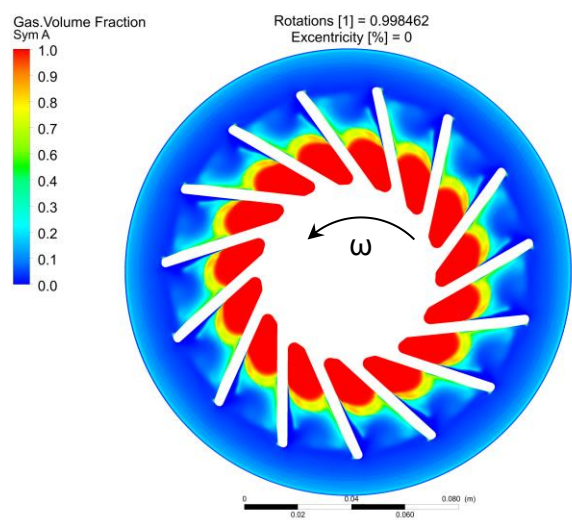


Abbildung 5: Trennung von Gas- und Flüssigkeitsphase bei zentraler Rotorlage nach einer Umdrehung

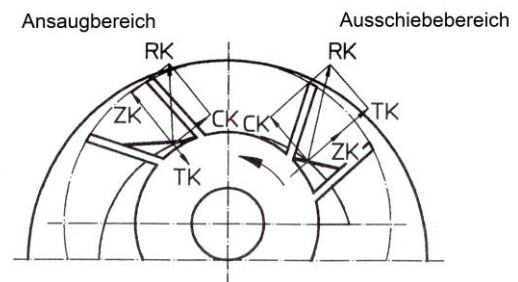
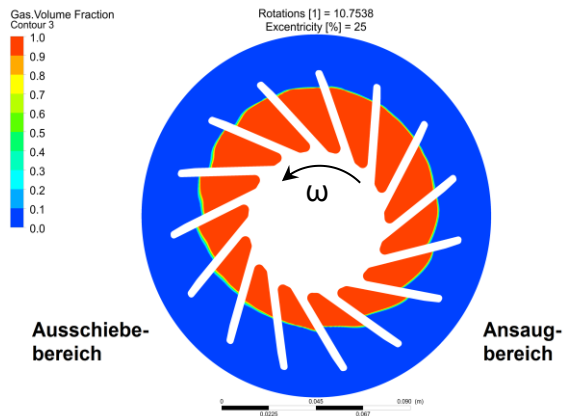


Abbildung 6: Flüssigkeitsring nach 10,75 Umdrehungen bei 25 % Rotorextrizität (links) und theoretischer Verlauf der Begrenzungsfläche des Flüssigkeitsrings [5] (rechts)

Abb. 7 (oben) zeigt, dass in den Schaufelradzellen, in denen sich die Phasengrenze mit der Relativgeschwindigkeit w nach außen bewegt, eine höhere Absolutgeschwindigkeit c ergibt als in den Zellen, in denen sich die Phasengrenze nach innen bewegt. Dies zeigt sich auch in den Simulationsergebnissen, siehe Abb. 7 (unten). Die für die Kompression benötigte Energie wird demzufolge im Ansaugbereich als kinetische Energie „gespeichert“. Als Konsequenz der Beschleunigung im Ansaugbereich ist dort der Flüssigkeitsring schmäler als im Ausschiebebereich (siehe Abb. 6 links).

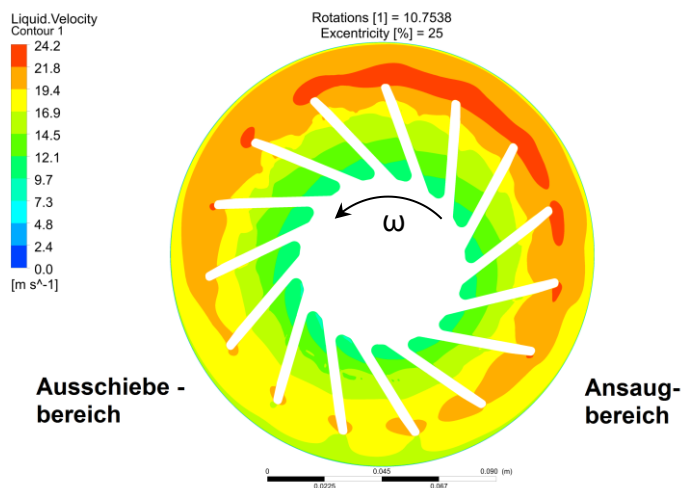
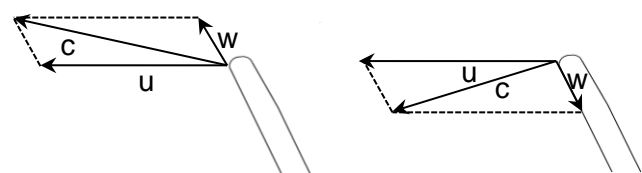


Abbildung 7: Geschwindigkeitsdreiecke (oben) und Geschwindigkeitsfeld nach 10,75 Umdrehungen bei 25 % Rotorextrizität (unten)

Abb. 8 zeigt, dass sich die Expansionsphase über einen Rotationswinkels von 180° vom Pumpenscheitel aus erstreckt. Anschließend folgt ebenfalls über 180° die Kompressionsphase des Gases. Bei einer Exzentrizität von 25 % stellte sich bei 10,75 gerechneten Umdrehungen eine maximale Druckdifferenz $\Delta p = 938 \text{ hPa}$ ein.

2.2 Detailuntersuchungen

Experimentelle Untersuchungen sowie die vergleichende Bewertung der Lautstärke an einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe mit Laufrädern verschiedener Schaufelspitzen haben gezeigt, dass die Geometrie der Schaufelspitzen einen nicht zu vernachlässigenden Einfluss auf die Geräuschemissionen der Maschine hat, siehe Abb. 9. Aus diesem Grund wurden Detailuntersuchungen der Schaufelspitzenumströmung durchgeführt. Hierfür wurde die in Abb. 10 rot markierte Schaufelspitze für zwei unterschiedliche Schaufelspitzenformen (original bzw. abgedreht) hinsichtlich der Kavitationsbildung analysiert. Die Gehäusewand bewegt sich bei dieser Simulation mit einer Geschwindigkeit von $21,7 \text{ m/s}$ von links nach rechts, die freie Oberfläche wurde als reibungsfreie Wand modelliert. Als Eintrittsgeschwindigkeit wurde eine Relativgeschwindigkeit zwischen Flüssigkeitsring und Schaufel von 2 m/s zugrunde gelegt und der statische Druck am Auslass auf 100 mbar festgelegt.

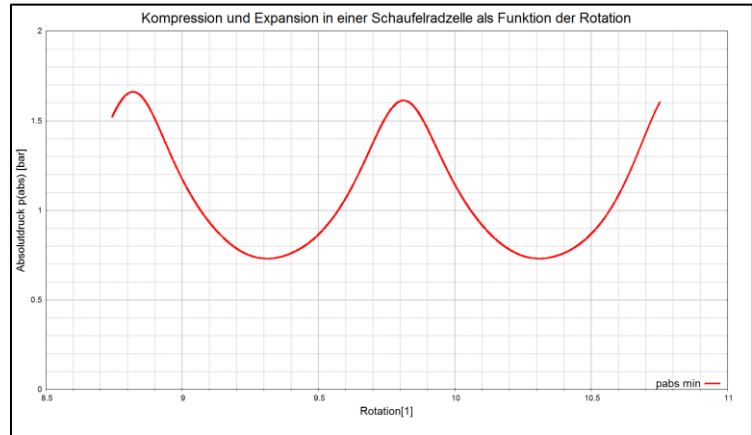
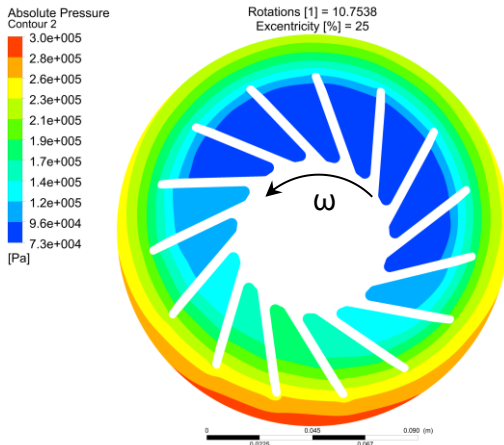


Abbildung 8: Absolutdruck nach 10,75 Umdrehungen (links) und in einer Schaufelradzelle in Abhängigkeit der Umdrehungen (rechts) bei 25 % Rotorextrizität

Die Simulationen wurden sowohl mit dem *Rayleigh-Plesset*- als auch mit dem *Thermal Phase Change*-Modell durchgeführt. Allerdings konnte nur mit dem *Rayleigh-Plesset*-Modell eine stabile Konvergenz erzielt werden. Alle Simulationen erreichten das vorgegebene Kriterium von $RMS < 10^{-5}$, wobei die maximalen Residuen unter 10^{-3} lagen.

Abb. 11 zeigt die Dampfvolumenfraktion für Berechnungen mit dem *Rayleigh-Plesset*-Kavitationsmodell. Es zeigt sich, dass bei der Original-Schaufelform deutlich mehr Kavitation auftritt als mit abgedrehter Schaufelspitze. In Abb. 11 ist zur Verdeutlichung der räumlichen Verteilung des Dampfes nur der Bereich bis 5% dargestellt.

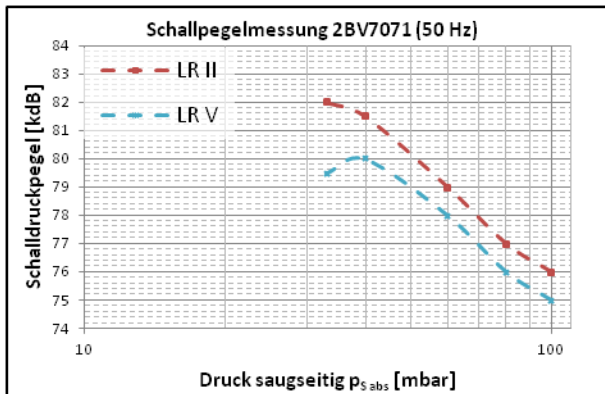


Abbildung 9: Qualitative Schallpegelmessung an einer FRVP 2BV7071 mit abgedrehter (LR II) und nicht bearbeiteter Schaufelspitze (LR V) [4]

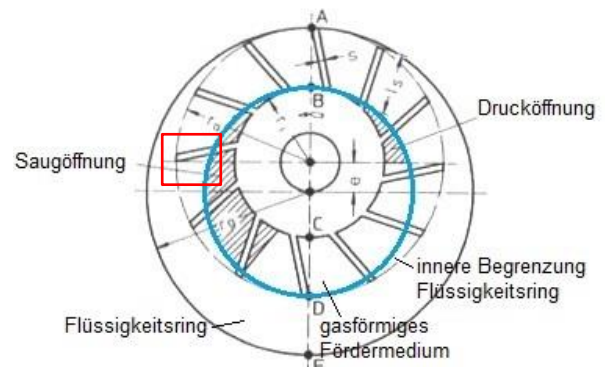


Abbildung 10: Lage des Flüssigkeitsring [5]

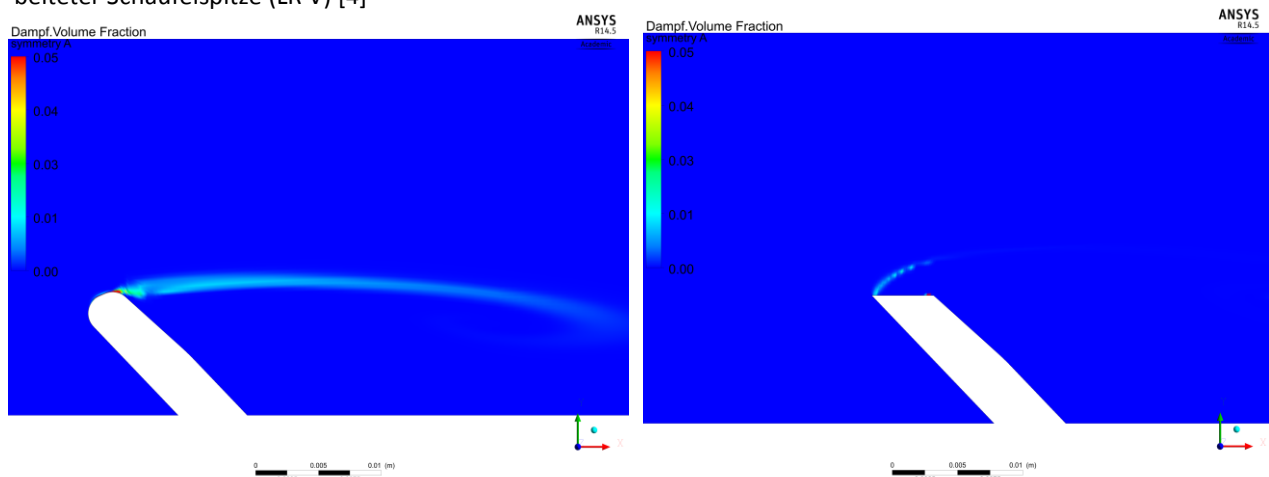


Abbildung 11: Berechnete Dampfvolumenfraktion für die originale (links) und die abgedrehte Schaufelspitze (rechts)

Volumenanteil dargestellt. Die jeweiligen maximalen Werte sind 0,73 (original) und 0,12 (abgedreht). Die erhöhte Lautstärke der FRVP 2BV7071 mit abgedrehter Schaufelspitze lässt sich dieser Simulation zu Folge nicht auf eine verstärkte Kavitation im Schaufelspitzenbereich zurückführen.

3 Fazit

Erste Untersuchungen zur Strömung in einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe anhand vereinfachter 2D-Modelle konnten erfolgreich durchgeführt werden. Als stabilste Vorgehensweise für die Simulation der Pumpe hat sich die Verwendung der *Deforming Mesh*-Methode zusammen mit einer homogenen Verteilung der Flüssigkeit und einer anfänglichen Positionierung des Rotors in zentraler Lage erwiesen. Der Flüssigkeitsring bildet sich aufgrund der Fliehkraft schnell und zuverlässig aus und der Rotor kann bereits nach einer Umdrehung in seine Endlage gefahren werden. Für die Modellierung der Kavitation hat sich das *Rayleigh-Plesset*-Modell als zuverlässiger erwiesen als das *Thermal Phase Change*-Modell. Diese Vorgehensweise soll im Anschluss auf die Simulation der realen 3D-Pumpengeometrie übertragen werden.

4 Literaturverzeichnis

- [1] Gardner Denver Deutschland GmbH: „Design und Funktion einer FRVP 2BV7071“, Interner Bericht, 2011, Bad Neustadt a. d. Saale
- [2] Gardner Denver Deutschland GmbH: „Datenblatt Flüssigkeitsringpumpe- Vakuumbetrieb“ Bad Neustadt a. d. Saale, 2007, SaBl_L-BV7_3AC_V.pdf
- [3] Bohl, W.: „Strömungsmaschinen 1 - Aufbau und Wirkungsweise“, Auflage 9. Würzburg: Vogel Verlag, 2004, (S. 87) ISBN 3-8023-1980-X
- [4] Gardner Denver Deutschland GmbH: „Versuche an einer Flüssigkeitsring-Vakuumpumpe“, Interner Bericht Nr. 92.114.12 Bad Neustadt a. d. Saale
- [5] Segebrecht, U.: „Flüssigkeitsringvakuumpumpen und Flüssigkeitsringkompressoren“, Renningen Malmsheim, Expert Verlag, 1994 (S. 78, 124 -128) ISBN 3-8169-1135-8