

VORTEX BREAKDOWN UND STALLBEGINN IN EINER AXIALPUMPE

VORTEX BREAKDOWN AND STALL INCEPTION IN AN AXIAL-FLOW PUMP

I. Goltz¹⁾, G. Kosyna²⁾, Ph. Epple¹⁾, A. Delgado¹⁾

- 1) Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg, Cauerstr. 4, 91058 Erlangen
- 2) Pfeleiderer-Institut für Strömungsmaschinen, Technische Universität Braunschweig, Langer Kamp 6, 38106 Braunschweig

Axialpumpen, Kennlinieninstabilität, Stall, Vortex Breakdown, Strömungsvisualisierung
axial-flow pump, instability of head characteristic, stall, vortex breakdown, flow visualisation

Zusammenfassung

Das Auftreten von sog. Stall schränkt den Betriebsbereich von axialen Turbomaschinen bis heute in entscheidendem Maße ein. Trotz jahrzehntelanger Forschungsarbeit sind die Auslöser für Stall und seine genaue Entstehung noch immer nicht bis ins Detail geklärt. Die vorliegende Arbeit stellt experimentelle Ergebnisse zum Thema Stall an einer Axialpumpe vor. Die Erkenntnisse aus einem umfassenden Untersuchungsprogramm wurden zu Modellvorstellungen zusammengefasst, die in dieser Arbeit vorgestellt und erläutert werden. Die erste Modellvorstellung betrifft die prinzipiellen Strömungsstrukturen im stabilen Kennlinienbereich vor Erreichen des Stallpunktes. Die zweite Modellvorstellung stellt die Strömungsstruktur im voll ausgebildeten Stall gegenüber. Die Untersuchungen deuten außerdem darauf hin, dass der Auslöser für den Stallbeginn und den damit verbundenen plötzlichen Wechsel von der einen Strömungsstruktur zur anderen, im Verhalten des Spaltwirbels zu suchen ist. Kurz vor Stallbeginn kommt es zu sog. spiralförmigem Vortex Breakdown des Spaltwirbels. Bei spiralförmigem Vortex Breakdown nimmt die Achse eines Wirbels selbst eine spiralförmige Struktur an, was in Turbomaschinen zum Einbruch der Auftriebskraft an den Profilen, zur Verblockung der Schaufelpassage und zu mechanischen Schwingungen führt. So weit den Autoren bekannt, stellen die Untersuchungen von Goltz et al. (2003) die erste Arbeit dar, in der spiralförmiger Vortex Breakdown in einer Turbomaschine experimentell nachgewiesen konnte. Der spiralförmige Zusammenbruch des Spaltwirbels mit seiner starken Verblockungswirkung stellt möglicherweise den Auslöser für den Stallbeginn dar. Der exakte Zusammenhang zwischen Vortex Breakdown in Turbomaschinen und der Entstehung von Stall soll zukünftig mit Hilfe numerischer Simulationen untersucht werden.

Nomenklatur

D_a	Rotoraußendurchmesser	Q	Volumenstrom
D_i	Rotorinnendurchmesser	z	Schaufelzahl
H	Förderhöhe		
$NPSH_A$	Net Positive Suction Head der Anlage	Indices	
n	Drehzahl	LA	Lauftrad
n_q	spez. Drehzahl	LE	Leitrad
		N	Nennpunkt

Einleitung

Trotz Jahrzehnte langer Forschungsarbeit schränkt das Auftreten von sog. Stall noch immer den Betriebsbereich von axialen Turbomaschinen in entscheidendem Maße ein. Bei der Verringerung des Massenstroms unter einen kritischen Wert (Stallgrenze) kommt es zu einer plötzlichen Umstrukturierung der Strömung, die mit einem abrupten Einbruch der Förderhöhe verbunden ist.

Lange Zeit setzte man Stall in Turbomaschinen mit dem Abreißen der Schaufelgrenzschichten im Rotor gleich (s. Emmons et al. (1955)). Mittlerweile ist bekannt, dass auch die Spaltströmung zwischen Rotorschaukeln und Gehäuse, das Abreißen der Gehäusegrenzschichten und sog. Spill Forward eine wichtige Rolle spielen (vgl. McDougall et al. (1990) und Saathoff et al. (2001)). Insbesondere der Spaltwirbel tritt mehr und mehr ins Licht des wissenschaftlichen Interesses. Nahezu zeitgleich und unabhängig von einander berichten Schlechtriem und Lötzerich (1997) und Inoue und Furukawa (1997) in numerischen Untersuchungen vom Auftreten von sog. Vortex Breakdown in zwei Axialverdichtern. Beide Arbeiten sehen darin den Auslöser für den Stallbeginn und die damit verbundene Umstrukturierung der Strömung. Unter Vortex Breakdown versteht man folgendes Phänomen: Ein Wirbel, der zunächst eine gerade Wirbelachse besitzt, wird einer Druckerhöhung ausgesetzt. Dadurch verringert sich die Axialgeschwindigkeit des Wirbels im Wirbelkern. Es bildet sich ein Staupunkt auf der Wirbelachse (s. auch Schrapp et al. (2004)). Hinter dem Staupunkt entsteht entweder eine blasenförmige oder eine spiralförmige Struktur mit Rückströmung im Inneren. Charakteristisch für spiralförmigen Vortex Breakdown ist außerdem, dass die Wirbelachse nahezu rechtwinklig aus ihrer ursprünglichen Richtung abknickt und die Form einer Spirale annimmt. Spiral Type Vortex Breakdown ist an Tragflügeln ein seit langem bekanntes und sowohl experimentell wie auch numerisch untersuchtes Problem. In einer Turbomaschine gelang es allerdings erst vor einigen Jahren, spiralförmigen Vortex Breakdown experimentell nachzuweisen (s. Goltz et al. (2003), Kosyna et al. (2005) und Goltz (2006)). Die vorliegende Arbeit beschäftigt sich mit dem Zusammenhang zwischen Vortex Breakdown und dem Stallbeginn sowie den Auswirkungen auf die Strömungsstruktur im voll ausgebildeten Stall in der von Goltz et al. untersuchten Axialpumpe.

Versuchspumpe und Messverfahren

Die Messungen zu den hier vorgestellten Untersuchungen fanden in den Jahren 2000 bis 2004 am Pfleiderer-Institut für Strömungsmaschinen der Technischen Universität Braunschweig statt. Bei der Versuchspumpe handelt es sich um eine axiale Bogenpumpe mit

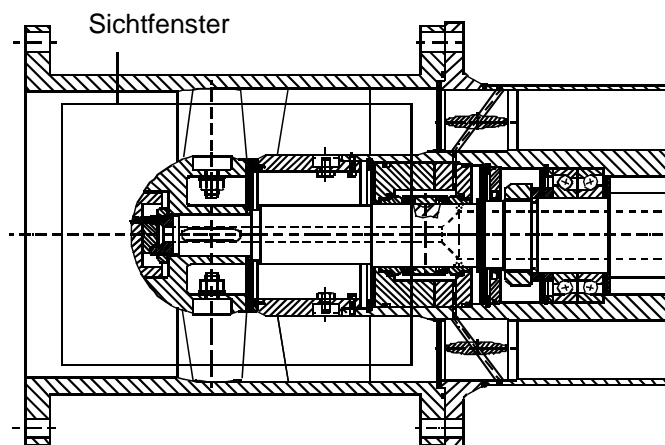


Bild 1: Schnittzeichnung der untersuchten Pumpe mit Sichtfenster

einem Rotoraußendurchmesser von 350 mm und einer spezifischen Drehzahl von $n_q = 150$. Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden bei einer Rotordrehzahl von $n = 1000 \text{ min}^{-1}$ aufgenommen. Die Pumpe besitzt 6 Laufschaufeln mit einer NACA 65-Dickeverteilung sowie 11 Leitschaufeln. Der Kopfspalt zwischen Rotorschaufeln und Gehäuse beträgt für die vordere Profilhälfte konstant 0,3 mm und erweitert sich in der hinteren Profilhälfte (exakte Geometrie s. Goltz (2006)). Der Prüfstand ist ein geschlossener Kreislauf, in dem der Systemdruck gezielt eingestellt werden kann. Im Pumpengehäuse befindet sich außerdem über Rotor und Stator ein großes Sichtfenster aus Plexiglas. Bild 1 zeigt eine Schnittzeichnung der Pumpe sowie die Position des Plexiglas-Fensters.

Im Rahmen der Untersuchungen kamen eine ganze Reihe von Messverfahren zum Einsatz:

- Förderhöhen- und Wirkungsgrad-Kennlinien
- Abreißkurven für Kavitationsuntersuchungen
- Messungen der Gehäuse- und Wellenschwingungen
- Geschwindigkeitsverteilungen vor und hinter dem Rotor mit stationär und instationär messenden Sonden

Die hier vorgestellten Ergebnisse basieren insbesondere auf folgenden Untersuchungen:

- Gehäusedruckverteilungen
- Farbanstrichbilder an Gehäuse, Nabe, Rotor- und Statorschaufeln
- Optische Aufnahmen des kavitierenden Spaltwirbels durch das Sichtfenster (s.o.)

In Gehäusedruckverteilungen kann die Achse des Spaltwirbels als Drucksenke sichtbar gemacht werden. Mit Hilfe dieser Messtechnik kann also der Verlauf der Wirbelachse auch ohne Kavitation im Wirbelkern beobachtet werden.

Anstrichbilder werden von Scherspannungen in der Grenzschicht der betrachteten Körperoberflächen erzeugt. Dabei entspricht die Richtung der sichtbar werdenden Linien mit guter Näherung der Richtung der wandnahen Stromlinien. Die Anstrichbilder an ruhenden Flächen zeigen somit ein zeitliches Mittel der Absolutströmungsrichtung in unmittelbarer Nähe der Fläche. Für die Interpretation der so entstehenden Anstrichbilder wird auf Tobak und Peake (1982) und Hornung und Perry (1984) verwiesen.

Für die optischen Aufnahmen wurde der Systemdruck gerade so weit abgesenkt, dass das Wasser im Wirbelkern, wo sich verlustbehaftetes Fluid mit dem lokal niedrigsten Druck sammelt, zu kavitieren begann. Mit Hilfe gezielter Beleuchtung und einer digitalen Kamera hoher Auflösung wurden dann Einzelbilder sowie Filme der Spaltwirbelkerne aufgenommen. Die Kavitation war also zunächst nur Teil der gewählten Visualisierungsmethode. Um sicher zu gehen, dass die Kavitation im Wirbelkern keinen Einfluss auf den prinzipiellen Strömungsverlauf hat, wurden alle anderen oben aufgeführten Messungen sowohl ohne als auch mit Kavitation durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass die hier vorgestellten charakteristischen Strömungsstrukturen ohne und mit Kavitation nur geringfügig voneinander abweichen.

Die oben aufgeführten Messungen wurden für eine große Anzahl von Betriebspunkten im stabilen Kennlinienbereich, im voll ausgebildeten Stall und zum Teil auch im Übergangsbereich zwischen beiden Kennlinienästen durchgeführt.

Experimentelle Ergebnisse und Diskussion

Bild 2 zeigt die relative Förderhöhenkennlinie bezogen auf den Auslegungspunkt der Pumpe. Man erkennt einen stabilen Kennlinienast mit einem klaren Stallpunkt, einen transienten Bereich, in dem sich kein stationärer Betriebspunkt einstellt, sowie einen Bereich mit stallbedingtem Förderhöhen einbruch. Außerdem zeigt die Kennlinie bei niedrigem Systemdruck, dass sich der Stallpunkt mit sinkendem Systemdruck leicht zu größeren Volumenströmen verschiebt.

Die Erkenntnisse aus den verschiedenen Untersuchungen wurden in einer Modellvorstellung

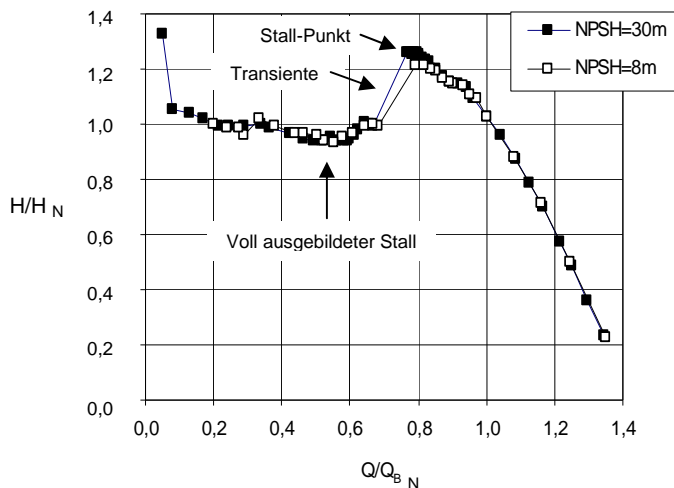


Bild 2: Kennlinie bezogen auf den Nennpunkt ohne Kavitation ($NPSH_A=30m$) und mit Kavitation ($NPSH_A=8m$)

zusammengeführt, die mit Hilfe von Bild 3 erläutert werden soll. Bild 3a) zeigt ein Gehäuseanstrichbild über dem Rotor nahe dem Auslegungspunkt. Man erkennt axiale Zuströmung vor dem Rotor von links nach rechts und ein Rückströmgebiet im Rotorspalt zwischen Rotorschaukeln und Gehäuse. Hinter dem Rotor fließt die gehäusenaher Strömung in Richtung Stator ab. Charakteristisch für die Strömungsstrukturen im stabilen Kennlinienbereich ist außerdem, dass das Rückströmgebiet extrem dünn ist und nur den Spaltbereich betrifft. Dort, wo Zu- und Rückströmung aufeinandertreffen, bildet sich eine sog. Ablöselinie am Gehäuse. Beide Strömungen lösen von der Wand ab und rollen sich zum Spaltwirbel auf. Die Lage des Spaltwirbels ist aus den optischen Aufnahmen (mit Kavitation) sowie aus den Gehäusedruckmessungen (ohne und mit Kavitation) bekannt. Der Spaltwirbel

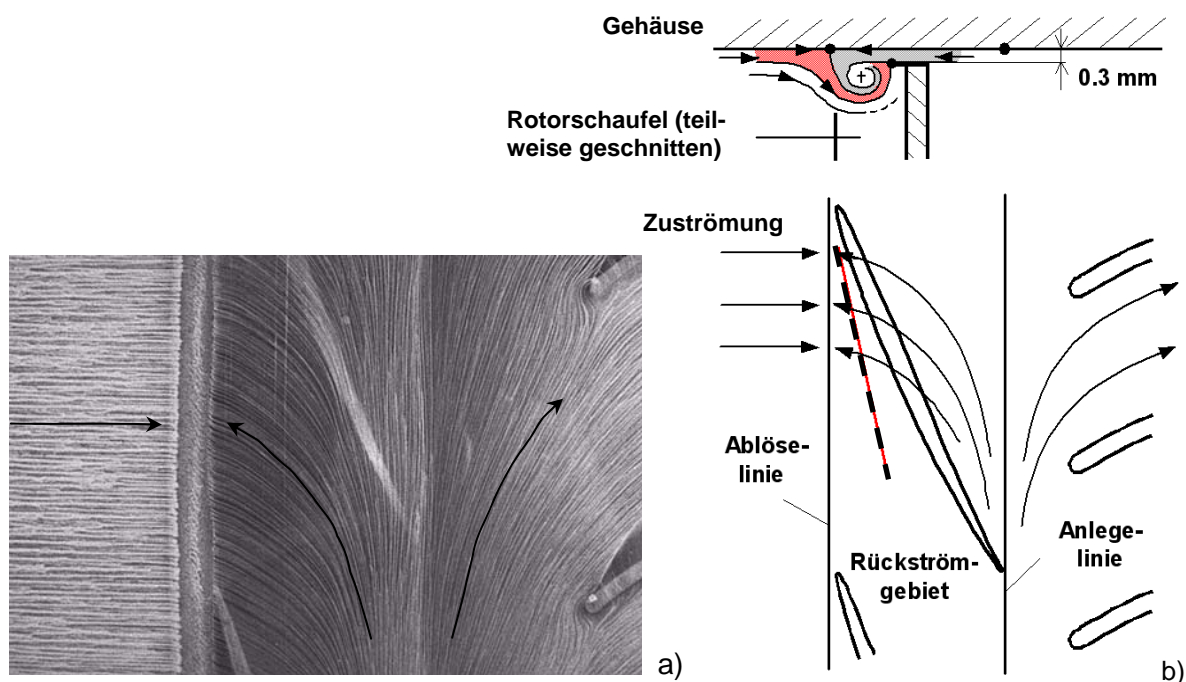


Bild 3a) Gehäuseanstrichbild für $Q/Q_N = 0,96$
 b) Modellvorstellung der Strömung auf stabilem Kennlinienast

ist im Überlast- und Auslegungsbereich straff aufgerollt mit einer geraden Wirbelachse und verlässt den Schaufelbereich an den Druckkanten der Rotorprofile. Dies ist gut aus der optischen Aufnahme in Bild 4a) zu erkennen. Bei Drosselung des Volumenstroms verändert sich der Spaltwirbel jedoch drastisch in Form und Lage. Bei Annäherung an den Stallpunkt verläuft die Spaltwirbelachse mehr und mehr in Umfangsrichtung. Kurz vor Erreichen des Stallpunktes knickt die Wirbelachse des Spaltwirbels nach einem kurzen geraden Verlauf um nahezu 90° zur Seite und nimmt selbst eine spiralförmige Struktur an (Bild 4b). Dass es sich tatsächlich um eine 3-dimensionale spiralförmige Struktur handelt, wird in der perspektivi-

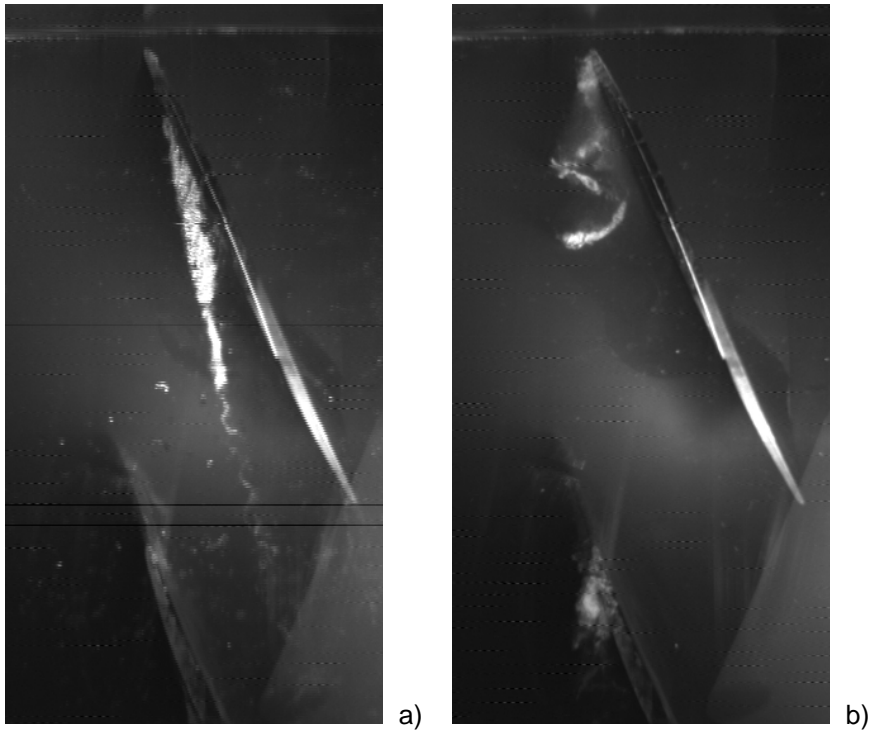


Bild 4a) Verlauf des kavitierenden Wirbelkerns bei großen Volumenströmen, hier $Q/Q_N = 1,28$ (gerader Spaltwirbel)
 b) Verlauf des kavitierenden Wirbelkerns kurz vor Stall bei $Q/Q_N = 0,8$ (mit Vortex Breakdown)

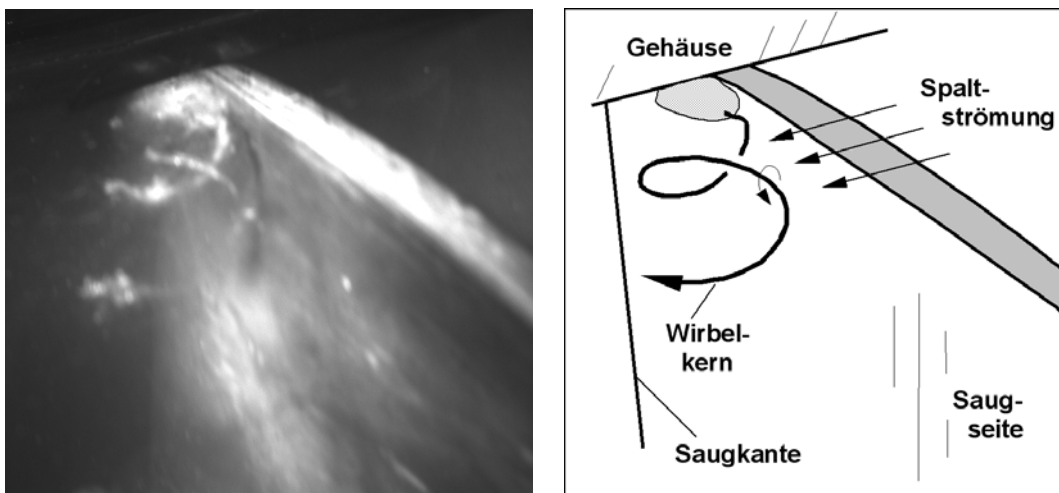


Bild 5: Perspektivische Aufnahme des kavitierenden Wirbelkerns bei $Q/Q_N = 0,8$ (mit Vortex Breakdown) und schematische Skizze der Strömung

schen Aufnahme in Bild 5 deutlich. Die Blickrichtung ist dabei in die sich öffnende Spirale hinein gerichtet. Die Rotorschaukel dreht vom Betrachter weg. Bei der hier beobachteten Wirbelstruktur handelt es sich um sog. spiralförmigen Vortex Breakdown. Dies ist ein Phänomen, das von Untersuchungen an Tragflügeln hinlänglich bekannt ist. Allerdings wurde lange Zeit angezweifelt, dass Vortex Breakdown auch in Turbomaschinen auftritt, da bezweifelt wurde, dass das für Vortex Breakdown kritische Verhältnis von Axial- und Umfangsgeschwindigkeit im Wirbelkern in Turbomaschinen erreicht werden könne.

Nach dem Überschreiten des Stallpunktes hat sich eine neue stabile Strömungsstruktur gebildet, die in einer weiteren Modellvorstellung in Bild 6 zusammengefasst wird. Die Ablöselinie, die sich aus Zu- und Rückströmung bildet, befindet sich nun weit vor dem Rotor, d.h. das Rückströmgebiet hat sich in axialer Richtung stark vergrößert. Außerdem ist aus den Schaufelanstrichbildern sowie aus den Sondenmessungen ersichtlich, dass das Rückströmgebiet auch in radialer Richtung stark angewachsen ist. Es ist ein massives Wirbelsystem entstanden, das ca. das äußere Drittel der Rotorschaukeln erfasst. Außerdem hat sich auch druckseitig im Nabenbereich ein Wirbelsystem gebildet. Beide Wirbel sind in Bild 6b) in Anlehnung an Pfeleiderer (1952) bzw. Pfeleiderer und Petermann (1991) mit A und B gekennzeichnet und bewirken eine starke Verblockung der Hauptströmung. Außerdem besitzt Wirbel B, wie im Gehäuseanstrichbild (Bild 6a) bzw. in den Sondenmessungen sichtbar wird, eine große Umfangskomponente. Aufgrund der Reibungswirkung wird ein nicht unerheblicher Teil dieser Umfangskomponente vor dem Rotor auf die Hauptströmung übertragen. Die in den Rotor einfließende Strömung besitzt daher eine erhebliche (positive) Umfangskomponente, die zu einer Verminderung der übertragbaren Stutzenarbeit und damit zu einer verminderten Förderhöhe der Pumpe führt.

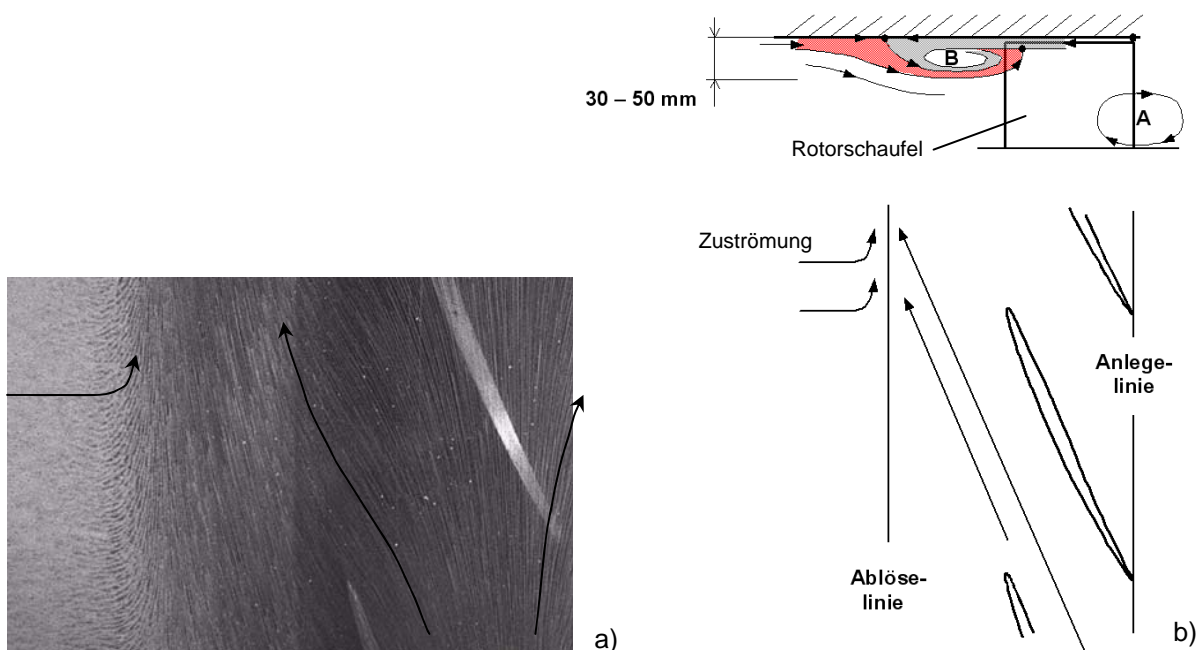


Bild 6a) Gehäuseanstrichbild für $Q/Q_N = 0,62$

b) Modellvorstellung der Strömung im voll ausgebildeten Stall

Ausblick

Die Herausforderung zukünftiger Arbeiten ist es nun, den exakten Zusammenhang zwischen dem Auftreten von Vortex Breakdown und dem Stallbeginn sowie der damit verbundenen Umformation der Strömungsstruktur zu erkennen. Zu diesem Zweck ist geplant, die hier beschriebene Pumpe numerisch zu simulieren. Der Schwerpunkt der Untersuchungen soll dabei auf der Analyse von Vortex Breakdown und seinen Auswirkungen auf den Stallbeginn liegen. Die bisherigen Untersuchungen zeigen zum einen, dass es aufgrund der großen Querschnittserweiterung des Spaltwirbels beim Auftreten von Vortex Breakdown zu einer starken Verblockung der Hauptströmung kommt. Diese Verblockung hat sicherlich einen großen Einfluss auf den Gleichgewichtszustand zwischen gehäusenaher Zu- und Rückströmung und damit auf die axiale Position der Ablöselinie. Gegen die Verblockung als Auslöser von Stall spricht allerdings, dass es offensichtlich für kurze Zeit möglich ist, Vortex Breakdown zu beobachten, ohne dass es unmittelbar zu Stall kommt. Die optischen Aufnahmen der kavitierenden Wirbelspirale legen die Vermutung nahe, dass es zu einer Interaktion zwischen den abschwimmenden, nun quer zur Schaufel stehenden, Stücken der Wirbelspirale und der jeweils in Umfangsrichtung nachfolgenden Rotorschaukel kommt. Trifft also Fluid niedriger Energie aus dem Wirbelkern auf die saugseitige Grenzschicht der nachfolgenden Rotorschaukel, könnte auch dies den Auslöser für den Stallbeginn darstellen. Diese und ähnliche Fragestellungen sollen zukünftig mit Hilfe einer Reihe numerischer Simulationen geklärt werden.

Literatur

- Emmons, H. W., Pearson, C. E., Grant, H. P.**, 1955, Compressor Surge and Stall Propagation, Trans. ASME, Vol. 79, S. 455 ff
- Goltz, I., Kosyna, G., Stark, U., Saathoff, H., Bross, S.**, 2003, Stall inception phenomena in a single-stage axial-flow pump, Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 217 Part A: Journal of Power and Energy, 2003, S. 471
- Goltz, I.**, 2006, Entstehung und Unterdrückung der Kennlinieninstabilität einer Axialpumpe, Mitteilungen des Pfleiderer-Instituts für Strömungsmaschinen, Heft 10, März 2006, Verlag und Bildarchiv W.H. Faragallah
- Hornung, H., Perry, A. E.**, 1984, Some Aspects of Three-Dimensional Separation, Part I: Streamsurface Bifurcations, Zeitschrift f. Flugwissenschaften u. Weltraumforschung, DLVLR, 8. Jahrgang, Heft 2
- Inoue, M., Furukawa, M.**, 1997, Breakdown of Tip Leakage Vortex in Turbomachines, Proc. of the Int. Seminar on Thermal and Fluid Eng. for Advanced Energy Systems, Kyushu, Japan
- Kosyna, G., Goltz, I., Stark, U.**, 2005, Flow Structure of an Axial-Flow Pump from Stable Operation to Deep Stall, 2005 ASME Fluids Engineering Summer Conference, Houston, Texas, USA, June 19-23
- McDougall, N. M., Cumpsty, N. A., Hynes, T. P.**, 1990, Stall Inception in Axial Compressors, ASME Journal of Turbomachinery, Vol. 112, S. 116 ff
- Pfleiderer, C.**, 1952, Strömungsmaschinen, 1. Auflage, Springer-Verlag, Berlin
- Pfleiderer, C. und Petermann, H.**, 1991, Strömungsmaschinen, 6. Auflage, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York
- Saathoff, H. und Stark, U.**, 2001, Tip Clearance Flow in a Low-Speed Compressor and Cascade, 4th European Conference on Turbomachinery, Florenz, Italien
- Schlechtriem, S. und Lötzerich, M.**, 1997, Breakdown of Tip Leakage Vortices in Compressors at Flow Conditions Close to Stall, ASME Paper Nr. 97-GT-41
- Schrapp, H., Stark, U., Goltz, I., Kosyna, G., Bross, S.**, 2004, Structure of the Rotor Tip Flow in a Highly-Loaded Single-Stage Axial-Flow Pump Approaching Stall, Part I: Breakdown of the Tip-Clearance Vortex, Proc. of the HTFED 2004, Charlotte, NC, USA, HT-FED2004-56780
- Tobak, M. T. und Peake, D. J.**, 1982, Topology of Three-Dimensional Separated Flows, Annual Review of Fluid Mech., Vol. 14