

Pulsationen an kavitierenden Kreiselpumpen bei Schaufelpassierfrequenz

Christian Lehr, Andreas Linkamp, Andreas Brümmer

Fachgebiet Fluidtechnik TU Dortmund, 44227 Dortmund, Deutschland, Email: christian.lehr@tu-dortmund.de

Einleitung

Kreiselpumpen regen durch ein ungleichförmiges, umlaufendes Druck- sowie Geschwindigkeitsfeld am Laufradaustritt und deren Interaktion mit einem Leitrad oder dem Sporn eines Spiralgehäuses Pulsationen an [1, 2, 3]. Dadurch können Rohrleitungsschwingungen oder erhöhte Geräuschemissionen entstehen. Maßgebliche Einflussparameter auf die Stärke der Anregung sind zum Einen die Geometrie im Bereich des Gehäusesporns [4, 5, 6] und zum Anderen Betriebsparameter wie die Drehzahl und der Betriebspunkt [7, 8, 9, 10]. Im Betrieb bei Teil- oder Überlast nimmt die Anregung deutlich zu. Die tatsächlich auftretenden Druckpulsationsamplituden in angeschlossenen Rohrleitungssystemen sind ein Resultat aus der Anregung und dem akustischen Übertragungsverhalten der Kreiselpumpe sowie der Impedanz des Systems [9, 10]. Das Übertragungsverhalten der Pumpe wiederum ist stark vom Kavitationszustand abhängig, welcher durch die Kavitationszahl σ charakterisiert wird [11, 12, 13].

In der vorliegenden Arbeit wird der Einfluss der Kavitationszahl auf die hochdruck- und niederdruckseitigen Druckpulsationen an einer Kreiselpumpe experimentell untersucht. Dazu werden instationäre Wanddruckmessungen an mehreren Messstellen auf Saug- und Druckseite der Pumpe durchgeführt. Durch Dekomposition der komplexen (ebenen) Wellenfelder in hin- und rücklaufende Wellen wird der Einfluss des Rohrleitungssystems weitgehend eliminiert.

Experimentelle Untersuchungen

Im Rahmen der experimentellen Untersuchungen wird eine Kreiselpumpe in einem geschlossenen Wasserkreislauf instationär vermessen. Sowohl die Betriebsdaten der Pumpe als auch die Druckpulsationen im angeschlossenen Rohrleitungssystem werden dabei erfasst.

Pumpe und Versuchsaufbau

Die untersuchte Pumpe ist eine einstufige, einflutige, radiale Kreiselpumpe mit tangentialer Abströmung. Die wichtigsten Kenngrößen sind in **Tabelle 1** aufgelistet.

Tabelle 1: Kenngrößen der Pumpe

Schaufelzahl z	6
spezifische Drehzahl n_s	25 min^{-1}
Nenndrehzahl n_{nenn}	2900 min^{-1}
Nennvolumenstrom q_{nenn}	$120 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$
Förderhöhe h	62 m

Der erforderliche NPSH Wert $NPSH_{erf}$ einer Pumpe dient als pumpenspezifisches Kavitationskriterium. In der Regel wird in diesem Zusammenhang der $NPSH_{3\%}$ Wert angegeben, welcher demjenigen über die Anlage eingestellten $NPSH_A$ Wert entspricht, bei dem ein Abfall der Förderhöhe von 3% auftritt. Der $NPSH_A$ Wert ist wie folgt über die Dichte ρ und den Dampfdruck des Wassers p_d , die Erdbeschleunigung g und den Totaldruck im Saugstutzen der Pumpe $p_{t,S}$ definiert

$$NPSH_A = \frac{p_{t,S} - p_d}{\rho g}. \quad (1)$$

Der $NPSH_{3\%}$ Wert ändert sich mit der Pumpendrehzahl und dem Volumenstrom. Die NPSH Kennlinie der untersuchten Pumpe ist in **Abbildung 1** über dem relativen Volumenstroms q^* aufgetragen. Dieser ist definiert als das Verhältnis des momentanen Volumenstroms q zum Nennvolumenstrom q_{nenn} einer Pumpe

$$q^* = \frac{q}{q_{nenn}}. \quad (2)$$

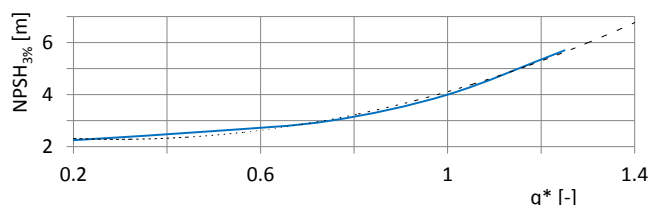


Abbildung 1: $NPSH_{3\%}$ der Pumpe für Nenndrehzahl, $n = 2900 \frac{1}{min}$

Die vom Hersteller gegebene Kennlinie (durchgezogene Linie) wird, angepasst auf den in dieser Arbeit untersuchten Betriebsbereich, extrapoliert (gestrichelte Linie).

Der Aufbau des für die Versuche verwendeten Pumpenkreislaufs ist in **Abbildung 2** dargestellt. Über ein Luftpolster im Vorratsbehälter der Anlage, kann der $NPSH_A$ Wert eingestellt werden. Die instationären Drücke auf der Nieder- und Hochdruckseite (ND und HD) werden von je vier wandbündig montierten Sensoren aufgenommen. Diese arbeiten nach dem piezoelektrischen Prinzip und werden mit einer Frequenz von 10kHz abgetastet. Mit Hilfe eines Stellventils auf der Hochdruckseite wird der Strömungswiderstand der Anlage und somit der Betriebspunkt der Pumpe q^* eingestellt. Weiterhin in der Messapparatur enthalten und nicht dargestellt sind ein induktives Durchflussmessgerät und Sensoren zur statischen Druckmessung. Letztgenannte Messungen erfolgen unmittelbar vor und hinter der Pumpe.

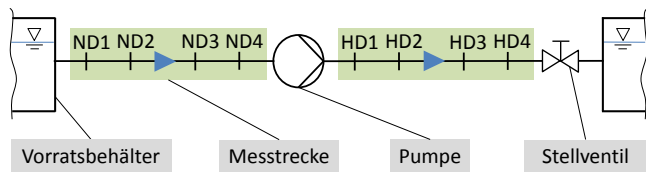


Abbildung 2: Aufbau des Pumpkreislaufs

Durchführung und Auswertung

Die Pumpe wird mit Nenndrehzahl betrieben, währenddessen die Parameter Volumenstrom und $NPSH_A$ systematisch variiert werden ($0 \leq q^* \leq 1,4$; $5m \leq NPSH_A \leq 45m$).

Aufgrund von Reflexionen in der angeschlossenen Anlage und den damit einhergehenden Stehwellenan-teilen im Bereich der instationären Druckaufnehmer ist die auftretende Druckamplitude ortsabhängig. Daher können belastbare Aussagen über das instationäre Verhalten der Kreiselpumpe unmittelbar anhand der gemessenen Drucksignale nicht getroffen werden. Um diese Ortsabhängigkeit aus den Messergebnissen zu eliminieren, werden die ortsunabhängigen Amplituden der hin- und rücklaufende Welle (\hat{f} und \hat{g}) bestimmt. Diese sind mit den Schallfeldgrößen Druck und Schnelle (\hat{p} und \hat{c}) für die Annahme konstanter Dichte $\bar{\rho}$ und Schallgeschwindigkeit \bar{a} in komplexer Schreibweise wie folgt verknüpft

$$\hat{p} = \hat{f}e^{-ikx} + \hat{g}e^{ikx} \tag{3}$$

$$\hat{c} = (\hat{f}e^{-ikx} - \hat{g}e^{ikx}) \cdot \frac{1}{\bar{\rho}\bar{a}}. \tag{4}$$

Die Amplituden beziehen sich dabei auf eine einzelne Frequenz. Im Rahmen dieser Arbeit werden ausschließlich die Amplituden bei Schaufelpassierfrequenz f_{SP} betrachtet, da diese in der Regel den dominanten Peak im Spektrum bei Druckpulsationsmessungen an Kreiselpumpen darstellt. Die Schaufelpassierfrequenz ergibt sich aus der Drehzahl n und der Anzahl der Schaufeln z zu $f_{SP} = \frac{n \cdot z}{60s} = 290Hz$. Zur Erläuterung der Notation von \hat{f} und \hat{g} bezüglich der Positionen und Richtungen im System dient die folgende **Abbildung 3**. Der Kreis am Druckstutzen symbolisiert die Pulsationsquelle, die gemäß der Position des Gehäusesporns auf der Hochdruckseite der Pumpe angenommen wird, da der dominante Schall am Sporn entsteht [2, 9].

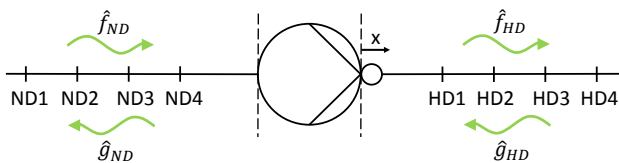


Abbildung 3: Notation der hin- und rücklaufenden Wellen im Bezugssystem

Unter der Annahme ungedämpfter, linearer Wellenausbreitung, welche bei Schallausbreitung in hydraulischen

Systemen in der Regel gerechtfertigt ist, bleiben die hin- und rücklaufende Welle für Rohrleitungsquerschnitte mit konstantem Durchmesser (Bereich der Druckaufnehmer) konstant. Die Bestimmung von \hat{f} und \hat{g} erfolgt unabhängig voneinander für Hoch- und Niederdruckseite.

Die komplexe Druckamplitude \hat{p} an einer beliebigen Stelle x kann durch die gesuchten (ortsunabhängigen) Amplituden \hat{f} und \hat{g} ausgedrückt werden (vgl. Gl.(3)). Für eine eindeutige Bestimmung reichen somit zwei Drucksignale an unterschiedlichen Orten aus. Die in dieser Arbeit durchgeführte Auswertung über jeweils vier Druckmessstellen (ND und HD) führt zu überstimmten Gleichungssystemen, welche über die Methode kleinster Fehlerquadrate gelöst werden können [14]. So ist es zum Einen möglich, die Plausibilität der Ergebnisse anhand des Residuums zu bewerten und des Weiteren die Abbildungsgüte der berechneten Amplituden zu erhöhen. Als freier Parameter bleibt die in der Wellenzahl $k = \frac{2\pi f_{SP}}{a}$ enthaltene Schallgeschwindigkeit a . Zur Ermittlung der Lösung wird diese zugunsten kleiner Fehlerquadrate variiert. Die für die kleinsten Residuen ermittelten Schallgeschwindigkeiten decken sich mit berechneten Werten ausgehend von den Stoffwerte für Wasser unter Berücksichtigung der Rohrelastizität. Im Rahmen der hier vorgestellten Untersuchungen ergibt sich für die so ermittelte Schallgeschwindigkeit ein Wert von $a = 1350 \frac{m}{s}$.

Ergebnisse

Zunächst wird der Einfluss des $NPSH_A$ Wertes auf die Förderhöhe bei Nenndrehzahl untersucht. Die Förderhöhe H einer Pumpe ist über die Totaldrücke im Druckstutzen $p_{t,D}$ und Saugstutzen $p_{t,S}$ wie folgt definiert

$$H = \frac{p_{t,D} - p_{t,S}}{\rho \cdot g}. \tag{5}$$

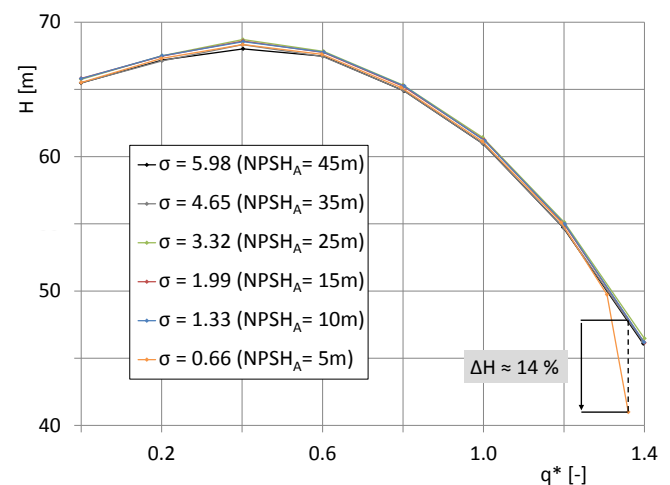


Abbildung 4: Kennlinien bei Nenndrehzahl ($n = 2900 \frac{1}{min}$) für verschiedene $NPSH_A$ Werte

In **Abbildung 4** ist die Förderhöhe als Funktion des relativen Volumenstroms für verschiedene Kavitationszah-

len σ dargestellt. Die Kennzahl dient dem Vergleich von Betriebspunkten ähnlicher Kavitationsbedingungen und bezieht in diesem Sinne den $NPSH_A$ Wert zusätzlich auf die Umfangsgeschwindigkeit der Schaufelkante am Laufradeintritt u_1

$$\sigma = \frac{2 \cdot g \cdot NPSH_A}{u_1^2} \quad (6)$$

Es zeigt sich ein für Kreiselpumpen typischer und für weite Bereiche überwiegender Abfall der Förderhöhe mit zunehmendem Volumenstrom. Der grundsätzlich ähnliche Verlauf der Kurven zeugt von einem geringen Einfluss des $NPSH_A$ Wertes auf die Förderhöhe der Pumpe. Die einzig signifikante Abweichung der gemessenen Förderhöhe tritt bei $NPSH_A = 5m$ und dem unter diesen Bedingungen maximal erzielbaren Volumenstrom von $q^* = 1.36$ auf. Die Förderhöhe fällt um 14% im Vergleich zu den übrigen gemessenen Kennlinien ab. Der Abfall geht damit einher, dass der $NPSH_A$ Wert bereits deutlich unter dem erforderlichen $NPSH_{3\%}$ Wert liegt (vgl. Abb. 1). Die Annahme starker Kavitation erklärt den Förderhöhenabfall an dieser Stelle. Diese war zudem akustisch wahrnehmbar. Es bleibt festzuhalten, dass für alle übrigen Betriebspunkte kein Einfluss des $NPSH_A$ Wertes auf die Förderhöhe erkennbar ist.

Weiterhin wird der Einfluss des $NPSH_A$ Wertes der Anlage auf die Pulsationsamplituden der niederdruckseitigen, rücklaufenden Welle \hat{g}_{ND} (vgl. Abb.3) untersucht. Die Wahl der genannten Amplitude liegt darin begründet, dass an dieser Stelle des Systems die größten Einflüsse der Kavitationsfelder innerhalb der Pumpe auf die Druckpulsationen zu erwarten sind. Eine mögliche Änderung des akustischen Übertragungsverhaltens der Pumpe wird hier am deutlichsten sichtbar. **Abbildung 5** zeigt die Amplituden bei Schaufelpassierfrequenz aufgetragen über dem relativen Volumenstrom.

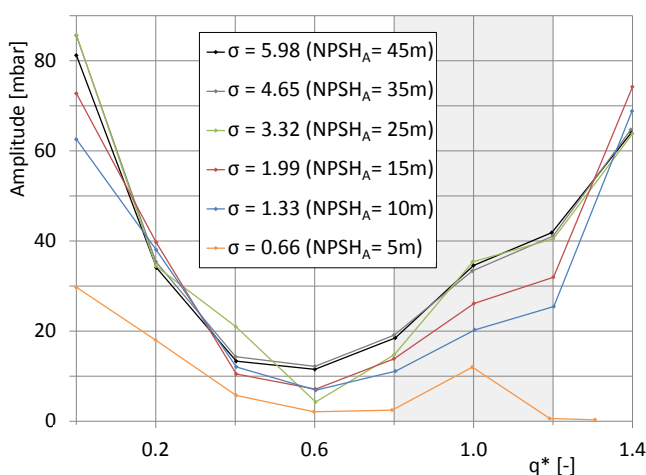


Abbildung 5: Amplituden der niederdruckseitigen, rücklaufenden Welle \hat{g}_{ND} für verschiedene Kavitationszahlen σ

Unabhängig von $NPSH_A$ zeigt sich ein Anstieg der Amplituden ausgehend vom Minimum bei $q^* = 0.6$ hin zu kleineren und größeren Durchflüssen. Das Minimum der

Pulsationsanregung unterhalb des Nennbetriebspunktes sowie die Zunahme bei starker Teil- oder Überlast, wird durch die Literatur als gewöhnlich bestätigt [2, 8]. Nahezu über den gesamten Betriebsbereich ($q^* \geq 0.2$) sind die Amplituden bei $NPSH_A = 35m$ und $NPSH_A = 45m$ deckungsgleich. Für $NPSH_A = 25m$ zeigen sich abweichende Amplitudenverläufe im Teillastbereich ($q^* \leq 1$). Bei weiter abnehmendem $NPSH_A$ weichen die Amplituden über den gesamten Betriebsbereich ab. Ab $NPSH_A = 35m$ hat eine weitere Zunahme keinen Einfluss auf die auftretenden Pulsationsamplituden. Es ist daher anzunehmen, dass die Strömung oberhalb dieser Grenze vollkommen kavitationsfrei ist ($NPSH_A > NPSH_i(\text{inception})$).

Im Bereich des Nennbetriebspunktes $0.8 \leq q^* \leq 1.2$ (s. grau markierter Bereich) zeigt sich ein systematischer Einfluss von $NPSH_A$. Mit abnehmendem $NPSH_A$ Wert nehmen die Amplituden ebenfalls ab. Dies entspricht dem erwarteten, dämpfenden Einfluss zunehmender Kavitation. Im starken Teil- und Überlastbereich spricht ausschließlich der Verlauf für $NPSH_A = 5m$ mit durchweg minimalen Amplituden für eine derartige Systematik. Für $NPSH_A = 10m$ bis $25m$ treten demgegenüber sogar vereinzelte Verstärkungen auf. Beispielsweise steigen die Amplituden für $NPSH_A = 15m$ und $10m$ und Betriebspunkt größter Überlast ($q^* = 1.4$) über die Werte im vermutet kavitationsfreien Betrieb. Die Tatsache, dass außer $NPSH_A$ sämtliche Betriebsparameter konstant gehalten werden, legt nahe, dass Kavitationsgebiete bezüglich solcher Betriebspunkte nicht nur dämpfend, sondern auch verstärkend auf die Pulsationen bei Schaufelpassierfrequenz wirken können.

Zusammenfassung

Der Einfluss von Kavitation auf die auftretenden Pulsationsamplituden in Kreiselpumpen wird anhand des $NPSH_A$ Wertes bzw. der Kavitationszahl σ untersucht. Während sich der Einfluss von Kavitation für die Förderhöhe erst mit einem $NPSH_A$ Wert zeigt, der unter $NPSH_{3\%}$ liegt, weisen die über den gleichen Betriebsbereich untersuchten Druckamplituden deutlich früher auf eine Auswirkung hin. Es zeigt sich, dass ein Grenzwert existiert, oberhalb dessen der $NPSH_A$ Wert keinen Effekt mehr auf die Pulsationen hat. Im Bereich des Nennbetriebspunktes ist ein systematischer, pulsationsdämpfender Einfluss erkennbar. In den anderen Betriebsbereichen bestätigt sich diese Systematik nicht und die Wechselwirkung der Anregung mit der Kavitation kann sogar zu einer Verstärkung der Pulsationen führen. Die in diesen Betriebsbereichen zusätzlich auftretenden Effekte sind bislang nicht hinreichend verstanden und sollten daher tiefergehend untersucht werden.

Danksagungen

Diese Arbeit entstand im Rahmen des Verbundvorhabens "Entwicklung von Grundlagen für instationär betriebene hydraulische Systeme in flexiblen Kraftwerken" (Förderkennzeichen: 03ET7052C) gefördert durch das Bundesministerium für Wirtschaft und Energie sowie

die KSB AG. Die Autoren danken Philipp Spenner und Claus Knierim von der KSB AG für die Unterstützung bei den experimentellen Untersuchungen.

Literatur

- [1] Brennen, C.E.: Hydrodynamics of pumps, Cambridge University Press, Cambridge, 2011
- [2] Gülich, J.F.: Kreiselpumpen, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg New York, 2004
- [3] Grieb, H.: Verdichter für Turbo-Triebwerke, Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2009
- [4] Keller, J., Parrondo, J., Barrio, R., Fernández, J., Blanco, E.: Effects of the pump-circuit acoustic coupling on the blade-passing frequency perturbations. *Applied Acoustics* 76 (2014), 150-156
- [5] Spence, R., Amaral-Teixeira, J.: A CFD parametric study of geometrical variations on the pressure pulsations and performance characteristics of a centrifugal pump. *Computers and Fluids* 38 (2009), 1243-1257
- [6] Dong, R., Chu, S., Katz, J.: Effect of modification to tongue and impeller geometry on unsteady flow, pressure fluctuations, and noise in a centrifugal pump. *Journal of Turbomachinery* 119 (1997), 506-515
- [7] Parrondo, J., Pérez, J., Barrio, R., González, J.: A simple acoustic model to characterize the internal low frequency sound field in centrifugal pumps. *Applied Acoustics* 72 (2011), 59-64
- [8] Parrondo-Gayo, J., González-Pérez, J., Fernández-Francos, J.: The Effect of the operating point on the pressure fluctuations at the blade passage frequency in the volute of a centrifugal pump. *Journal of Fluids Engineering* 124 (2002), 784-790
- [9] Rzentkowski, G., Zbroja, S.: Experimental characterization of centrifugal pumps as an acoustic source at the blade-passing frequency. *Journal of Fluids and Structures* 14 (2000), 529-558
- [10] Morgenroth, M., Weaver, D. S.: Sound generation by a centrifugal volute pump at blade pass frequency. *Journal of Turbomachinery* 120 (1998), 736-743
- [11] Bardeleben, M.J.R.: Acoustic characterization of a centrifugal pump using a two-port model. PhD Thesis, McMaster University, Hamilton, 2005
- [12] Brennen, E. C.: A review of the dynamics of cavitating pumps. *Journal of Fluids Engineering* 135 (2013)
- [13] Stirnemann, A., Eberl, J., Bolleter, U., Pace, S.: Experimental determination of the dynamic transfer matrix for a pump. *Journal of Fluids Engineering* 109 (1987), 218-225
- [14] Edge, K., Johnston, D.: The 'secondary source' method for the measurement of pump pressure ripple characteristics. Part 1 : description of method. *Journal of Power and Energy* 204 (1990), 33-40