Vergleichende Untersuchung einer schwingungs- und druckbasierten Condition Monitoring Anwendung am Beispiel einer Normkreiselpumpe

Comparative investigation of a vibration- and pressure-based condition monitoring application using the example of a standard centrifugal pump

Marc Ladwig¹, Christian Wolf Pozzo², Ralph Lindken¹ ¹Institut für Thermo- und Fluiddynamik, Fachbereich Mechatronik und Maschinenbau, Hochschule Bochum, Am Hochschulcampus 1, 44801 Bochum

²Siemens AG, Digital Services for Motion Control, Werner-von-Siemens-Straße 65, 91052 Erlangen

Zustandsüberwachung, Kreiselpumpe, dynamische Druckmessung, Schwingungsmessung condition monitoring, centrifugal pump, dynamic pressure measurement, vibration measurement

Zusammenfassung

Die Zustandsüberwachung hydraulischer Anlagen und Strömungsmaschinen und hierbei insbesondere Pumpen stellt ein probates Mittel zur Sicherung und Überwachung eines korrekten Betriebsablauf entsprechender Aggregate dar. Die zunehmende Überführung dieser Systeme in vorrausschauende, zunehmend durch künstliche Intelligenz gestützte Systeme (Predictive Maintenance), spielt eine immer wichtigere Rolle im Rahmen der Instandhaltungsstrategien vieler Anlagenbetreiber. Kreiselpumpen besitzen aufgrund ihrer zahlenmäßig hohen Verbreitung innerhalb prozesstechnischer Anlagen in Industrie, Gewerbe und auch privaten Haushalten, eine besondere Signifikanz hinsichtlich einer korrekten und bestimmungsgemäßen Betriebsweise. Diese wiederum hat einen entscheidenden Einfluss auf die Energieeffizienz und Wartungsintensität und steht damit in direktem Zusammenhang mit den Betriebskosten. Eine Senkung dieser ist, neben der gewünschten Erhöhung der Anlagenverfügbarkeit, oftmals erklärtes Ziel der Zustandsüberwachung.

Stand der Technik, im Bereich der Überwachung von Kreiselpumpen stellen schwingungsbasierte Systeme dar, welche die mechanischen Gehäuseschwingungen der Pumpe erfassen und so auf den Betriebszustand der Pumpe schließen lassen, eine Flankierung durch dynamische Druckmessungen findet oftmals nur problemspezifisch statt. Diese schwingungsbasierten Systeme erlauben nicht immer einen eindeutigen Rückschluss auf die Ursachen der Schwingungsanregung, dies gilt besonders für hydraulisch induzierte Anregungen. In diesem Beitrag soll dazu in einem ersten Ansatz eine exemplarische Gegenüberstellung der Signale eines druck- und schwingungsbasierten Zustandsüberwachungssystems (Condition Monitoring System) an einer typischen einstufigen Normkreiselpumpe erfolgen.

Einleitung

Kreiselpumpen regen aufgrund ihres dynamischen Verhaltens sich selbst sowie verbundene Systeme, beispielsweise Rohrleitungen und Fundamente, zu Schwingungen an. Allgemein kann zwischen einer hydraulisch bzw. mechanisch induzierten Anregung unterschieden werden, wobei eine gegenseitige Abhängigkeit und Beeinflussung der Anregungsmechanismen durch Körper- und Luftschallübertragung grundsätzlich besteht und beide Anregungsmechanismen nismen in der Regel simultan auftreten (vgl. Brennen 2011, Gülich 2013, Gülich und Bolleter 1992).

Aufgrund der Interaktion des beschaufelten Impellers mit dem umgebenden Pumpengehäuse (Rotor-Stator-Wechselwirkung) und ggf. vorhandenen Leitvorrichtungen innerhalb des Pumpengehäuses, zeigen sich im Rahmen einer Frequenzanalyse der Druck- und Schwingungssignale, markante Amplituden bei diskreten Frequenzen und deren Harmonischen (vgl. Gülich und Bolleter 1992, Lehr et al. 2017). Besonders hervorzuheben sind die Drehfrequenz f_N des Laufrades als auch die Schaufelpassierfrequenz (blade passage frequency) $f_{BPF} = z \cdot f_N$, welche mit der Schaufelzahl z und der Drehfrequenz des Pumpenlaufrades gebildet wird. Die Amplituden der zeitlichen Druck- und Schwingbeschleunigungssignale, bei den vorgenannten diskreten Frequenzen, sind im Allgemeinen drehzahl- und lastpunktabhängig und können als periodische Signalanteile aufgefasst werden. Diesen periodischen Anregungen sind hydraulisch induzierte nicht-periodische Anregungsmechanismen, wie bspw. Ablösungen, Turbulenz und Kavitation überlagert, welche im Frequenzspektrum überwiegend breitbandig, sowohl in nieder-, teil- als auch hochfrequenten Bereichen, sichtbar sind (Gülich 2013, Offenhäuser 1973). Das resultierende Frequenzspektrum der Druck- und Schwingungssignale dient hierbei als Ausgangsbasis für die weitere Charakterisierung des jeweiligen Betriebszustandes der Pumpe. Diesbezüglich werden die instationären Signalverläufe mittels Fouriertransformation in den Frequenzbereich überführt und dort quantitativ sowie qualitativ gegenübergestellt. Da sowohl eine Änderung des Betriebspunktes als auch die Existenz eines Pumpenschadens, eine Änderung des Frequenzspektrums bewirkt, kann die im Frequenzbereich sichtbare Änderung als quantitatives Kriterium für die Abweichung vom bestimmungsgemäßen "Gutzustand" der Pumpe, herangezogen werden (Kolerus 2017, Gülich 2013).

Experimenteller Versuchsaufbau

Der Versuchsaufbau besteht aus einer einstufigen horizontalen Kreiselpumpe mit axialem Eintritt (Nenngröße 32/160), welche über eine Wellenkupplung von einem dreiphasigen Asynchronmotor angetrieben wird. Tabelle 1 gibt hierzu einen Überblick über die wichtigsten technischen Daten. Eine Drehzahlverstellung ist mittels motorseitigem Frequenzumrichter gegeben. Der Aufbau der Motor-Pumpen-Einheit entspricht dabei der in Prozessanlagen weitverbreiteten trocken aufgestellten horizontalen Bauweise. Die Pumpe fördert über den Druckstutzen in einen offenen Kreislauf mit Rohrnennweite DN32 auf der Druckseite und DN40 auf der Saugseite. Für das Anfahren beliebiger Betriebspunkte entlang der Pumpenkennlinie sind Drosseleinrichtung auf der Saug- und Druckseite sowie im pumpenseitigen Bypass verbaut. Der Förderstrom wird mittels magnetisch-induktivem Durchflussmesser (Krohne, SM9004) erfasst. Die momentane Drehzahl der Pumpe wird optisch über eine Reflexionslichtschranke mit Reflektor (Balluff, BOS01CE) an der Antriebskupplung gemessen. Abbildung 1 veranschaulicht hierzu den schematischen Aufbau. Die applizierte Messtechnik besteht aus zwei unabhängigen Messsystemen. Vibrometrische Daten werden über fünf IEPE-Beschleunigungsaufnehmer (Siemens, SIPLUS CMS2000) an den pumpen- und motorseitigen Lagerstellen (B1)-(B5) in Abbildung 1 und Abbildung 2, in radialer Richtung zur Wellenachse aufgezeichnet. Die vibrometrischen Daten werden zusammen mit dem Drehzahlsignal an die Verstärker- und Datenerfassungseinheit (MV2/DAQ2) übergeben (Siemens, SIPLUS CMS1200) und digitalisiert. Dieses System stellt ein schwingungsbasiertes Condition Monitoring System dar. Das zweite Messsystem repräsentiert ein druckbasiertes Condition Monitoring System.



Abb. 1: Schematische Darstellung des Versuchsaufbaus: Kreiselpumpe (P), Antriebsmotor (M), Kupplung (K), Druckmessstellen (p_1) und (p_2), Drosselschieber (V1)-(V3), Durchflussmesser (Q), Schwingungsaufnehmer (B1) - (B5), optischer Drehzahlmesser (D) und Messverstärker (MV1/DAQ1) und (MV2/DAQ2)

In Anlehnung an gängige Condition Monitoring Systeme für Pumpen (vgl. Schlücker et al. 2005), werden im saug- und druckseitigen Stutzenbereich der Pumpe sowohl dynamisch als auch statisch messende Drucksensoren frontbündig verbaut. Eine getrennte Erfassung des "statischen" Druckniveaus sowie der überlagerten dynamischen Druckpulsationen garantiert hierbei ein gutes Auflösungsvermögen auch bei kleinen Druckpulsationen. Die dynamischen Pulsationen werden mit zwei piezo-elektrischen Drucksensoren mit Ladungsausgang (Kistler, 601CAA) erfasst. In Kombination mit einer nachgeschalteten Signalverstärkung mit integrierter D/A-Wandlung (Kistler, KiDAQ, 5165A) können Pulsationsfrequenzen bis ca. 80 kHz zuverlässig gemessen werden. Der eingesetzte Messverstärker besitzt eine nominelle Quantisierungsauflösung von 24 Bit. Unter Berücksichtigung des Rauschanteils der Signale ergibt sich eine effektive Auflösung von ca. 21 Bit bei einer unteren Ansprechschwelle von ca. 1,5 mbar.

			Pumpe		
B4	Nennförderhöhe	$H_{\rm N}$	m	23,5	
P2 B5 B1 K B3	Nennförderstrom	Q _N	m³/h	18	
	Nenndrehzahl	n _N	min ⁻¹	2900	
	Spezifische Drehzahl	n _q	-	32	
	Laufradeintritts-Ø	\mathbf{d}_1	mm	51	
	Laufradaustritts-Ø	d ₂	mm	153	
P D	Schaufelzahl	z	-	7	
		Motor			
	Nenndrehzahl	n _N	min ⁻¹	2900	
a a constant of the second sec	Nennleistung	P _N	kW	3	
	Baugröße	BG	-	100	

Abb. 2: Detailansicht Pumpeneinheit inkl. Sensorik: Kreiselpumpe (P), Antriebsmotor (M), Kupplung (K), Druckmessstellen (p₁) und (p₂), Schwingungsaufnehmer (B1) - (B5), Drehzahlmesser (D)

Tab. 1: Technische Daten Kreisel-
pumpe und Antriebsmaschine

Versuchsablauf

Für die Aufnahme der Zeitreihen der Druck- und Schwingungssignale werden durch Variation der Pumpendrehzahl sowie druckseitiger Drosselung, unterschiedliche Betriebspunkte entlang der Pumpenkennlinie angefahren. Jeder Betriebspunkt wird dabei nach Erreichen eines stationären Förderstroms, 12 Minuten konstant gehalten, innerhalb derer die Messsequenzen aufgezeichnet werden. Hierdurch stehen ausreichend Datensamples für die nachfolgenden Frequenzanalysen und Mittelungen im Frequenzbereich zur Verfügung. Die dynamischen Drucksignale sowie das Beschleunigungssignal am Druckstutzen, (B5) in Abb.2, werden mit einer Abtastrate von 20kHz, die übrigen schwingungsbasierten Signale (B1-B4) mit einer Abtastrate von 23,4kHz abgetastet. Der druckseitige Messaufbau ermöglich Abtastraten bis maximal 100 kHz.

Zur Vermeidung von Signalverfälschung der Druck- und Schwingungssignale durch Aliasing, wird ein analoger Tiefpassfilter (Butterworth 4. Ordnung) mit einer Grenzfrequenz (-3dB) bei 5 kHz gesetzt. Es werden zunächst 20 Betriebspunkte je Messreihe bei je vier verschiedenen Drehzahlen (n = { 725 min⁻¹, 1450 min⁻¹, 2175 min⁻¹, 2900 min⁻¹ }) und jeweils 5 verschiedenen Durchflüssen (q* = {1, 0,75, 0,5, 0,25, 0 }) vermessen. Als Fördermedium dient nichtentgastes Leitungswasser im Temperaturbereich zwischen 19 und 24°C. Betriebspunkte tiefer Teillast werden bewusst gewählt, um einen möglichst breiten Betriebsbereich der Pumpe, jenseits des Nennbetriebspunktes, vermessen zu können. Die Aufnahme von Betriebspunkten im Überlastbereich, oberhalb des Nennbetriebspunktes, ist Bestandteil folgender Arbeiten.

Versuchsauswertung und Ergebnisse

Die Auswertung der dynamischen Druck- und Vibrationsdaten erfolgt anhand der Analyse im Frequenzbereich unter Anwendung der FFT. Als Auflösung im Spektrum wird eine Bandbreite von 0,1 Hz festgelegt, um eine gute Trennbarkeit angrenzender Amplituden sicherzustellen. Dies führt bei einer Abtastfrequenz von 20 kHz und einer Messdauer von 12 Minuten zu einem Datensample mit 144 Mio. Einzelwerten pro Messpunkt und Signal.

Zwecks Unterdrückung stochastischer Spektralkomponenten, und der damit einhergehenden besseren Unterscheidbarkeit zwischen stochastischen und periodischen (drehzahlabhängigen) Signalanteilen, werden die Frequenzspektren einer Mittelung unterzogen, wobei über 50 Einzelspektren linear gemittelt wird. Hierzu werden die mittelwertfreien Zeitreihen in Einzelsequenzen mit einem Overlap von 50% der Datenreihe gesplittet, mittels FFT in den Frequenzbereich überführt und anschließend gemittelt. Es findet die von (Welch 1963) vorgestellte Methode Anwendung. Abbildung 3 zeigt hierzu den schematischen Ablauf der Signalauswertung der einzelnen Druck- und Schwingbeschleunigungssignale.



Abb. 3: Verlauf der Signalauswerteroutine für die dynamischen Druck- und Beschleunigungssignale der Druckaufnehmer p_1 und p_2 sowie der Beschleunigungsaufnehmer B1 - B5 (vgl. Abb. 1)

Betriebspunktabhängigkeit der Druckpulsationen

Zunächst wird die Betriebspunktabhängigkeit der Druckpulsationen im Saug- und Druckstutzen der Pumpe betrachtet. Abbildung 4 stellt hierzu die Frequenzspektren bei zunächst drei verschiedenen Drehzahlen und jeweils fünf verschiedenen Drosselpunkten dar. Mit steigender Drehzahl zeigt sich erwartungsgemäß, sowohl saug- als auch druckseitig, ein annähernd quadratischer Anstieg der Druckpulsationen über weite Frequenzbereiche. Dies steht in Übereinstimmung mit der Literatur (vgl. Gülich 2013, Gülich und Bolleter 1992, Kalmár und Hegedűs 2019).



Abb. 4: Verlauf der Druckamplituden in Saug- (p₁, linke Spalte) und Druckstutzen (p₂, rechte Spalte) der untersuchten Pumpe bei Drehzahlen n = {725,1450,2900} min⁻¹ und spez. Durchflüssen q*= $Q_N/Q_=$ {1, 0,75, 0,5, 0,25, 0}

Eine Detailansicht der Druckpulsationsspektren für zwei spezifische Betriebspunkte zeigt Abbildung 5 für die Drehzahlen 1450 min⁻¹ und 2900 min⁻¹, jeweils bei drehzahlabhängigen ungedrosselten Nenndurchflüssen q*=Q/Q_N=1. Die druckseitigen Pulsationsamplituden zeigen über weite Frequenzbereiche erhöhe Amplitudenwerte (logarithmische Darstellung), insbesondere auch die drehzahlabhängigen Amplituden bei Nenndrehfrequenz f_N und Schaufelpassierfrequenz f_{BPF} sowie deren ganzzahligen Vielfachen zeigen im Druckstutzen erhöhte Amplitudenwerte.



Abb. 5: Berechnete Frequenzspektren der Druckfluktuationen gemessen im Saugstutzen (p₁, blau) und Druckstutzen (p₂, orange) für die Drehzahlen n = 1450 (oben) und 2900 min⁻¹ (unten) bei Nennförderstrom q^{*} = $Q/Q_N = 1$. Die Amplitudenwerte bei Nenndrehfrequenz f_N, Schaufelpassierfrequenz f_{BPF} und den ersten Harmonischen sind durch Marker (Kreisring und Dreieck) hervorgehoben.

Im Teillastbereich zeigen sich diskrete Amplitudenwerte, denen im Rahmen dieser Arbeit noch keine genaue Drehzahlabhängigkeit zugeordnet werden kann (vgl. exemplarisch die roten Rauten in Abbildung 5 oben). Eine mögliche Erklärung könnte jedoch eine im Teillastbetrieb typischerweise stärker ausgeprägte Rezirkulationsströmung innerhalb der Pumpe (vgl. Gülich 2013, Berten 2010) liefern. Die im Teillastbetrieb dann oftmals ungewollt vorliegenden Strömungsablösungen im Pumpenlaufrad können dabei Geschwindigkeitsfluktuationen hervorrufen, welche wiederum messbare Druckpulsationen anregen (vgl. Gülich 2013, Krause et al. 2005). Eine zusätzliche Untersuchung der Geschwindigkeitsfluktuationen könnte daher an dieser Stelle weitere Erklärungen zur Existenz entsprechender Druckfluktuationen liefern. Hierzu sind im weiteren Verlauf des Projektes zeitaufgelöste High-Speed Particle Image Velocimetry (PIV) Messungen geplant.

Gegenüberstellung Druck- und pumpenseitige Vibrationsmessdaten

Der verwendete Prüfaufbau ermöglicht die zeitaufgelöste Erfassung sowohl dynamischer Druckpulsationen als auch simultaner Schwingungen des Pumpengehäuses. Abbildung 6 zeigt hierzu eine Gegenüberstellung der Frequenzspektren der im Druckstutzen gemessenen Pulsation (p₂), als auch der Schwingungsamplituden am Druckstutzen, erfasst am druckseitigen Pumpenflansch (vgl. (B5) in Abbildung 2). Beide Spektren zeigen erwartungsgemäß ausgeprägte Amplitudenwerte bei Dreh- und Schaufelpassierfrequenz sowie höheren Harmonischen.



Abb. 6: Gegenüberstellung der Frequenzspektren: a) Spektrum der Druckpulsation p_2 im Druckstutzen b) Spektrum der Schwingbeschleunigung a_2 gemessen am Druckstutzen (B5) für die Drehzahl n=2900 min⁻¹ bei Nennförderstrom q* = Q/Q_N = 1. Die Amplitudenwerte bei Nenndrehfrequenz f_N sowie der Schaufelpassierfrequenz f_{BPF} und den ersten Harmonischen sind durch kreisförmige Marker hervorgehoben.

Das Spektrum des Beschleunigungssignal (Abbildung 6 b)) zeigt im Weiteren markante Amplitudenwerte im Bereich zwischen 20 und 400Hz sowie eine ausgeprägte breitbandige Anregung im Bereich zwischen 100 und 600Hz, welche für den dargestellten Nennbetriebspunkt auch anteilig im Drucksignal sichtbar ist (vgl. Abbildung 6a)). Eine genauere Zuordnung, ob die jeweilige Anregung des Systems mechanisch, hydraulisch oder durch Resonanzerscheinungen des Prüfaufbaus hervorgerufen wird, ist die Aufgabe weitergehender Messungen, auch unter Einbeziehung weiterer Messdaten und Variation der Messtellen.

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieses Beitrags wurde in einem ersten Ansatz ein Versuchsstand für die Zustandsüberwachung einer radialen Normpumpe im Nennleistungsbereich bis 3kW beschrieben und exemplarisch Messergebnisse erster Druck- und Schwingungsmessungen präsentiert. Der Versuchsstand wurde zwecks Realisierung eines Zustandsüberwachungssystems (Condition Monitoring System) sowohl mit zeitauflösender Druckmesstechnik sowie einem separaten schwingungsbasierten Messsystem ausgestattet und ermöglichte anhand der applizierten Sensorik permanente In-situ-Messungen bei unterschiedlichen Betriebspunkten entlang der Pumpenkennlinie. Die ersten Messungen zeigen erwartungsgemäß qualitativ gute Übereinstimmung zwischen den Frequenzspektren der Druck- und Schwingbeschleunigungssignale, in ausgewählten Frequenzbereichen. So konnten die für Kreiselpumpen charakteristischen Amplituden bei Schaufelpassierfrequenz und deren höhere Harmonische, sowie drehfrequente Signalanteile eindeutig in den Druck- und Schwingungssignalen identifiziert werden. Die vorliegenden Messungen dienten zunächst der Erfassung des betriebsmäßigen Normalzustands ("Gutzustand") der Pumpe bei variierenden Betriebspunkten. Im Rahmen zukünftiger Arbeiten werden weitergehende Messungen hinsichtlich der Einbringung künstlich reproduzierter Pumpenschäden, als auch eine detailliertere Analyse der Beeinflussung der Messung durch anlagenseitige Randbedingungen erfolgen. Eine simultane Flankierung der Druck- und Schwingungsmessungen durch zeitaufgelöste PIV-Messungen der instationären Pumpeninnenströmung ist geplant.

Dankesworte

Dieses Projekt wird im Rahmen der "Strategie für Forschung und Transfer 2018+" als internes Forschungsvorhaben durch die Hochschule Bochum gefördert (Laufzeit: 2020-2023). Die Autoren bedanken sich darüber hinaus bei der Firma Siemens für die Überlassung der schwingungsbasierten Messdaten.

Literatur

Berten, S., 2010: "Hydrodynamics of High Specific Power Pumps for Off-Design Operating Conditions", Diss., EPFL, Lausanne

Brennen, C.E., 2011: "Hydrodynamics of Pumps". Cambridge: Cambridge University Press.

Guelich, J. F., Bolleter, U., 1992: "Pressure Pulsations in Centrifugal Pumps", In: Journal of Vibration and Acoustics, 114 (2), S. 272–279.

Guelich, J. F., 2013: "Kreiselpumpen. Handbuch für Entwicklung, Anlagenplanung und Betrieb", Springer, Berlin Heidelberg

Kalmár, C., Hegedűs, F., 2019: "Condition Monitoring of Centrifugal Pumps based on Pressure measurements" Period. Polytech. Mech. Eng. 63 (2), S. 80-90

Kolerus, J., Wassermann, J., 2017: "Zustandsüberwachung von Maschinen.", Expert Verlag, Renningen Stuttgart

Krause, N., Zähringer, K., Pap, E., 2005: "Time-resolved particle imaging velocimetry for the investigation of rotating stall in a radial pump" In: Exp. Fluids 39 (2), S. 192–201.

Lehr, C., Linkamp, A., Brümmer, A., 2017: "Pulsationen an kavitierenden Kreiselpumpen bei Schaufelpassierfrequenz", 43. Jahrestagung für Akustik. Kiel.

Offenhäeuser, H., 1973: "Druckschwankungsmessungen an Kreiselpumpen mit Leitrad", In: VDI-Berichte, S. 211–218.

Schlücker, E., Klapp, U., Leilich, J., Fronek, A., 2005: "Störungsfrüherkennung an Prozessmaschinen", In: Chem. Ing. Tech. 77 (4), S. 353–362

Welch, P., 1967: "The use of fast fourier transform for the estimation of power spectra: A method based on time averaging over short, modified periodograms", In: IEEE Trans. Audio Electroacoust., 15 (2), S. 70–73.