

# Erfolgreiche Schwingungsanalyse an einer 200 MW Pumpturbine in Luxemburg

Dr.-Ing. Patrick Tetenborg, Dr.-Ing. Johann Lenz, Dipl.-Ing. Gilles Nosbusch

Das Pumpspeicherkraftwerk Vianden in Luxemburg ist Ende der fünfziger Jahre in Betrieb gegangen und wurde seitdem in verschiedenen Ausbaustufen erweitert. Es dient zur Speicherung von Überschussenergie – zum Beispiel Windenergie – aber auch zur Abdeckung von Spitzenlasten. Zu den Zeiten, in denen der Verbrauch niedrig ist, z. B. nachts, wird mit der überschüssigen Energie der Grundlastkraftwerke Wasser vom Unter- in das Oberbecken gepumpt (Speicherung). Zu den Zeiten, in denen der Strombedarf ansteigt, strömt das gespeicherte Wasser über Turbinen zurück ins Unterbecken, siehe Abb. 1.

Die gesamte installierte Turbinenleistung beträgt fast 1.300 MW. Im Pumpbetrieb stehen 1.040 MW zur Verfügung. Das Pumpspeicherkraftwerk ist aufgeteilt in ein Kavernen-

kraftwerk (Maschine 1 bis 9), ein Schachtkraftwerk (Maschine 10) sowie eine separate Kaverne für Maschine 11 (M11). Das Kavernenkraftwerk beinhaltet 9 horizontal angeordnete dreiteilige Maschinensätze mit jeweils 100 MW Turbinenleistung und

jeweils 70 MW Pumpenleistung. Das Schachtkraftwerk besteht aus einem vertikalen zweiteiligen Maschinensatz von 196 MW Turbinenleistung und 220 MW Pumpenleistung. Im Jahr 2010 wurde das Kraftwerk um die Maschine 11 als weitere 200 MW-Pump-

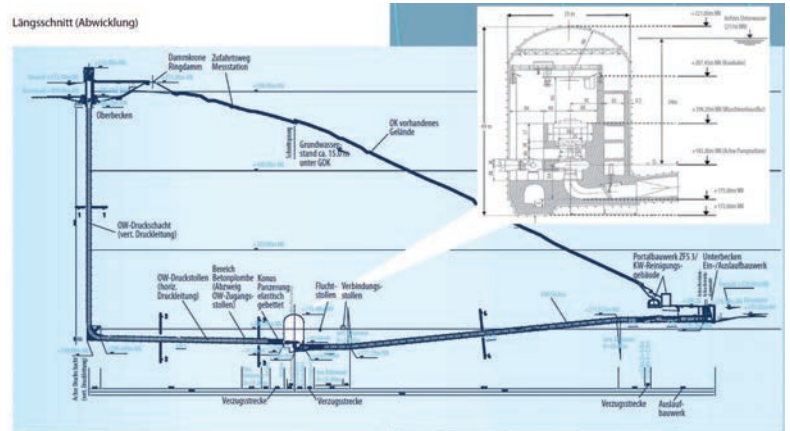


Abb. 2: Schnittzeichnung zur Anordnung der Maschine 11 mit Vergrößerungsdarstellung der unterirdischen Kaverne (Quelle: SEO).



Abb. 1: Luftaufnahme des geteilten Oberbeckens sowie des Unterbeckens bzw. des aufgestauten Flußverlaufes (Our) in Vianden (Luxemburg).

turbine erweitert, siehe Abb. 2. Zur Inbetriebnahme dieser Anlage Ende 2014 reiste der damalige Bundespräsident Joachim Gauck im Rahmen eines Staatsbesuches an, um zusammen mit dem Großherzog Henri von Luxemburg die Maschine 11 in Betrieb zu setzen. Die M11 ist mit einer Francisturbine (Durchmesser 4,3 m) als Einzelanfertigung für Pump- und Turbinenbetrieb ausgestattet. Sie kann mit einem Nenndurchfluss von 78.200 l/s bei einer Turbinenleistung von 197 MW und einer Pumpleistung von 196 MW betrieben werden.

## Ausgangssituation und Aufgabenstellung

Die Maschine 11 überzeugte bei der Inbetriebnahme mit einer besonders ausgeprägten Laufruhe über einen weiten Betriebsbereich sowohl im Pump- als auch im Turbinenbetrieb. Im oberen Leistungsbereich bei ca. 180 MW tritt im Turbinenbetrieb jedoch seit der Erstinbetriebnahme eine

markante 150 Hz Vertikalschwingung an dem Pumpturbinesatz auf, die in der unterirdischen Kaverne auch als Einzelton markant wahrnehmbar ist. Zur Ursachenfindung wurden mehrere internationale auf Wasserkraftwerke spezialisierte Gutachter hinzugezogen. Die durchgeführten Messungen zeigten folgendes Ergebnis:

1. Die Schwingungen waren wegen der ansonsten guten Laufruhe und der schmalen Frequenzbreite relativ auffällig als tiefer Brummtön wahrnehmbar und sehr gut reproduzierbar.
2. Die Schwingungen traten in einem Lastbereich zwischen 160 MW und 190 MW im Turbinenbetrieb auf.
3. In Abhängigkeit der anstehenden Fallhöhe variierte die Leistung, bei welcher die Schwingungen auftraten, geringfügig. Unabhängig von der Fallhöhe trat das Phänomen immer bei gleicher Durchflussmenge auf.

Als möglicher Grund für die Lastabhängigkeit der Schwingung kam ein unzureichender Axialversatz zwischen Laufrad und Gehäuse in Frage. Daher wurde versucht, durch Änderung des Axialschubes den Lastbereich der Schwingung zu ändern. Hierzu wurde an der Deckelentlastungsleitung (siehe Abb. 3) der Innendurchmesser der eingesetzten Drosselblende verkleinert. Der sich dadurch einstellende erhöhte Axialschub erbrachte jedoch keine Änderung. Die maximalen Schwingungen traten nach wie vor bei ca. 180 MW auf. Verändert hatten sich jedoch die Schwingungsamplituden sowie die Frequenz, die leicht angestiegen war.

Als zweite Maßnahme wurde das Laufrad um 1 mm tiefer eingebaut. Auch damit stellte sich jedoch nicht der erhoffte Erfolg ein. Die Gutachter bestätigten abschließend, dass ein derartiges Phänomen bei Pumpturbinen bisher nicht in Erscheinung getreten ist.

Aufgrund der unklaren Situation wurde daraufhin erstmalig das auf Schall- und Schwingungstechnik spezialisierte unabhängige Ingenieurunternehmen KÖTTER Consulting Engineers GmbH & Co. KG hinzugezogen. Auf Basis von regelmäßigen Kontrollmessungen („Fingerprint-Messungen“) sollte das Phänomen beobachtet und charakte-

ristische Veränderungen im Betriebsverhalten (bspw. durch Beschädigungen) rechtzeitig detektiert werden. Zusätzlich sollte unabhängig von den bisherigen Gutachten eine Ursachenanalyse vorgenommen werden. Dazu wurden mehrere Messreihen bei verschiedenen Betriebsbedingungen durchgeführt. Innerhalb einer Zeitspanne von ca. 5 Minuten wurde dabei stufenweise die Anlagenleistung erhöht und Schwingungen sowie Druckschwankungen zeitgleich aufgezeichnet.

Während die Pulsationen am Saugrohrkonus (p17) ähnliche Tendenzen zu den Schwinggeschwindigkeiten liefern, konnte im Bereich des Turbinendeckels (p27 und p28) zunächst kein Zusammenhang festgestellt werden. Dafür verantwortlich ist unter anderem die Ausführung der Druckmesspunkte am Turbinendeckel. Diese besitzen keine Möglichkeit zur Entlüftung und können für die Ursachenanalyse üblicherweise nur bedingt herangezogen werden.

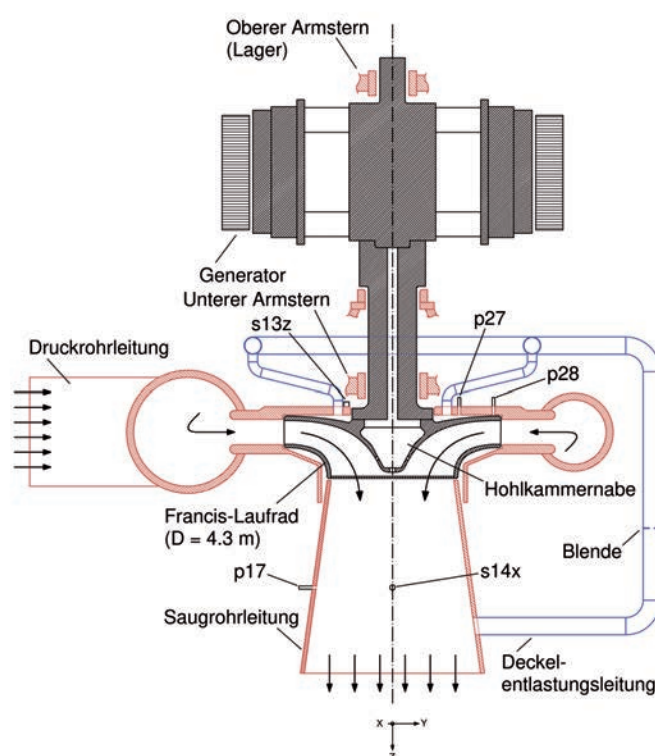


Abb. 3: Prinzipskizze des Pumpturbinaufbaus mit ausgewählten Schwingungsmesspunkten (s13z, s14x) und Druckmesspunkten (p27, p28, p17).

### Messtechnische Untersuchung

In Abb. 4 sind auszugsweise die erfassten Schwingungen als Effektivwert und Peak-to-Peak-Werte der gemessenen Druckpulsationen bei stufenweise verfahrenener Anlagenleistung über der Zeit dargestellt. Bei den Verläufen der effektiven Schwinggeschwindigkeiten ist ab ca. 174 MW ein Anstieg des Schwingungsniveaus sowohl am Turbinendeckel (s13z) als auch am Saugrohrkonus (s14x) zu verzeichnen. Die maximalen Effektivwerte liegen bei ca. 180–184 MW vor. Bei den Druckpulsationen zeigt sich ein weniger eindeutiges Verhalten.

Das Phänomen trat also sowohl unterhalb (Druckpulsationen im Saugrohrkonus und Oberflächenschwingungen des Saugrohrkonus) als auch oberhalb (Schwingungen des Turbinendeckels) der Pumpturbine auf. Diese Erkenntnis sowie die durchgeführten Untersuchungen der vorherigen Gutachter deuteten auf einen Einfluss der Deckelentlastungsleitung (DEL) hin. Diese verbindet das Saugrohr mit dem oberen Radseitenraum des Laufrades, um einen ausreichenden Axialschubausgleich zu gewährleisten. Einen möglichen Einflussmechanismus stellen akustische Resonanzeffekte dar.

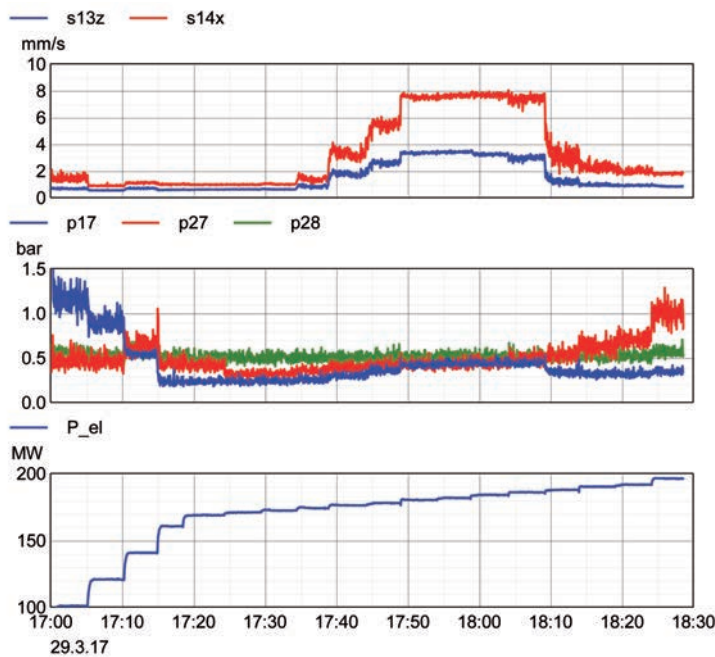


Abb. 4: Gemessene effektive Schwinggeschwindigkeiten sowie Peak-to-Peak-Werte am Saugrohrkonus und am Turbinendeckel sowie dazugehöriger Leistungsverlauf im Turbinenbetrieb.

### Akustische Simulation

Eine direkte messtechnische Erfassung der Druckpulsationen innerhalb der DEL war zu diesem Zeitpunkt nicht möglich. Um dennoch eine Aussage über einen möglichen Einfluss der DEL treffen zu können, wurden in einem

nächsten Schritt die Druckpulsationen der DEL simuliert.

In Abb. 6 ist auszugsweise ein Teil der modellierten Deckelentlastungsleitung sowie der eindimensional abgebildete Kreisring des Radseitenraums dargestellt. Die untersuchten Anregungspositionen sowie die Posi-

tionen ergebnisrelevanter Knotenpunkte sind ebenfalls abgebildet. Zudem ist die Auswertung schematisch dargestellt. Die Simulationen wurden im Zeitbereich durchgeführt. Das akustische Modell wurde kontinuierlich über eine Frequenzrampe angeregt. Die lokale Antwort des Systems wurde über Amplitudenspektren ausgewertet. Um das Übertragungsverhalten daraufhin zu analysieren, wurde abschließend auf orts- und frequenzabhängige Farbkarten zurückgegriffen.

In einem ersten Berechnungsschritt wurde das Modell genutzt, um das akustische Übertragungsverhalten in der Rohrleitung als Ist-Situation zu ermitteln. Hierzu wurden über verschiedene Erregerpositionen (hier exemplarisch: A) im Radseitenraum Druckpulsationen durch Vorgabe eines Frequenzweeps von 25 bis 250 Hz mit konstanter Schnelleamplitude induziert. Das akustische Übertragungsverhalten des Systems führt zu unterschiedlichen lokalen Verteilungen der Pulsationen in Abhängigkeit von der Anregungsfrequenz und -position. Die Simulationsergebnisse haben eine akustische Resonanz bei ca. 150 Hz innerhalb der DEL ergeben.

Da jedoch keine lokalen Messergebnisse vorlagen und ein eindeutiger Anregungsmechanismus auch nicht identifiziert werden konnte, wurde kurzfristig eine akustische Verstimmung der DEL vorgenommen. Sollte die akustische Resonanz für das 150 Hz Schwingungsphänomen verantwortlich sein, würde diese Maßnahme eine wesentliche Veränderung des Betriebsverhaltens hervorrufen. Durch den einfachen Verschluss von zwei der vier Arme der DEL wurde in einem Versuch vor Ort festgestellt, dass die Akustik innerhalb der DEL nicht die entscheidende Rolle für das Schwingungsphänomen spielte.

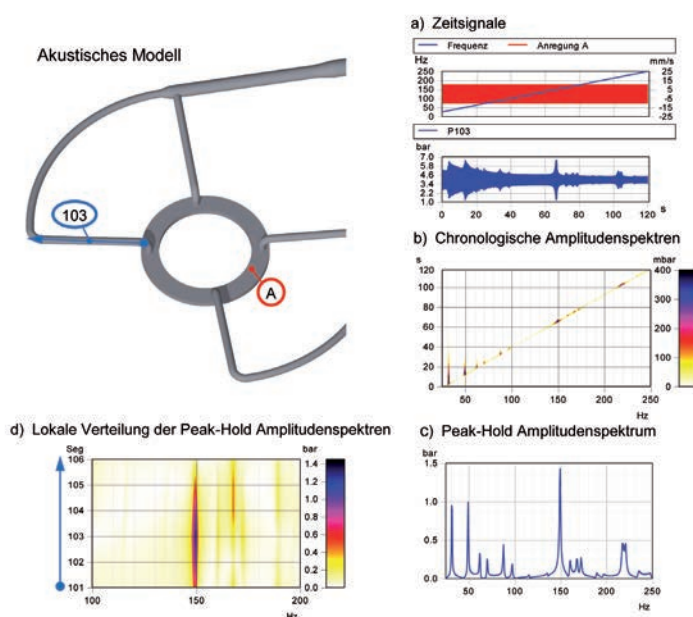


Abb. 5: Beispielhafte Darstellung der Berechnungsergebnisse: Druckpulsationen am Knotenpunkt 103 als Zeitsignal, als Farbkartendarstellung mit chronologischen Amplitudenspektren, als Peak-Hold Amplitudenspektrum der Einzelspektren und als lokale Verteilung der Peak-Hold Amplitudenspektren in einer Farbkarte.

### Umfangreiche Analyse

Nachdem dieser Ansatz nicht zielführend war, wurden nochmals die vorhandenen Materialien und Messergebnisse intensiv gesichtet und analysiert. Folgende Ursachen konnten auf Basis der bestehenden Erkenntnisse bereits ausgeschlossen werden:

- Generatorinduzierte Schwingungen
- Ausrichtungsfehler des Laufrades
- Axialschubeinflüsse
- Anregung durch Höherharmonische des Drehklanges
- Akustische Verstärkung durch DEL

Bei der erneuten Analyse rückte die Ausführung der Messpunkte p27 und p28 nochmals in den Fokus. Die Drucksignale wurden bereits bei den vorherigen Gutachten mit aufgezeichnet, aufgrund der mangelnden Entlüftung jedoch nicht weiter für die Analyse hinzugezogen. In der Abb. 7 ist die genaue Lage des Messpunktes p27 sowie die Ausführung nochmals detailliert dargestellt. Die vorhandene Luft in der Anschlussbohrung kann beim Fluten der Anlage nicht entweichen. Es bildet sich somit ein Luftpolster unmittelbar unterhalb des Sensorkopfes. Da-

bestimmen, kann ein Rauschsaum über Langzeit-Frequenzspektren bestimmt werden, siehe Abb. 6. Bei der Betrachtung eines Rauschsaums wird davon ausgegangen, dass durch die turbulente Strömung sämtliche Frequenzen stochastisch angeregt werden und somit ein qualitatives Übertragungsverhalten ermittelt werden kann. Durch Mittelung dieses Spektrums mit sehr hoher Auflösung kann die Resonanzfrequenz der Luft-Wasser-Säule näherungsweise bestimmt werden. Das Spektrum zeigt, dass hochfrequente Pulsationen im nabennahen Bereich des Radseitenraumes nur marginal auf den Messpunkt übertragen werden und die Luft-Wasser-Säule als Tiefpassfilter wirkt.

Durch Ausnutzung der Analogie dieser schwingungsfähigen Luft-Wasser-Säule zu einem Ein-Massen-Schwinger kann die Übertragung der lokalen Pulsati-

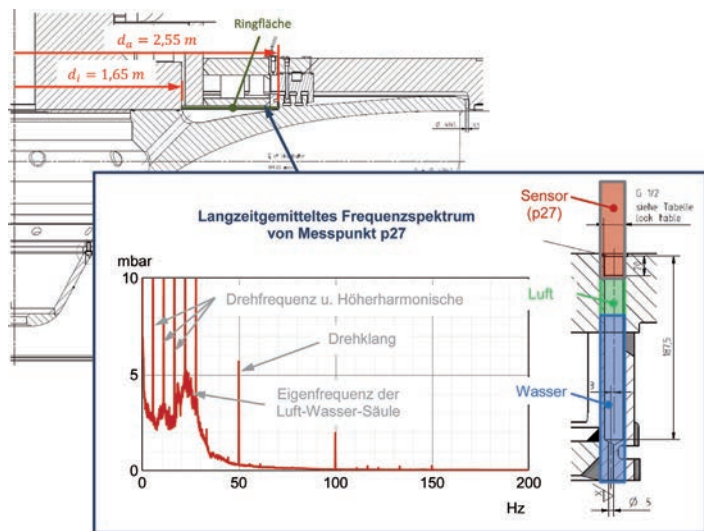


Abb. 6: Detailsicht zur Lage und Ausführung des Messpunktes p27 mit einem langzeitgemittelten Frequenzspektrum bei einer Turbinenleistung von 160 MW.

aus resultiert ein schwingungsfähiges System, welches in Analogie zu einem Ein-Massen-Schwinger über die Kompressibilität der Luft (äquivalent zu einer Steifigkeit) und die Trägheit der Wassermasse definiert wird.

Um das Übertragungsverhalten der Druckschwankungen in den Radseitenräumen auf die Messpunkte qualitativ zu

onen anhand der Vergrößerungsfunktion für einen Ein-Massen-Schwinger abgeschätzt werden. Diese wird für überkritische Anregungen maßgeblich durch das Frequenzverhältnis beeinflusst. Unter der Annahme einer Resonanzfrequenz dieser Luft-Wasser-Säule von ca. 25 Hz folgt aus einem Frequenzverhältnis von  $\eta = 6$  der nachfolgende Verstär-

# Make your business flow

## 11. Internationale Fachmesse mit Kongress für Industrie-Armaturen



27.-29. November

# 2018

Düsseldorf, Germany



[valveworldexpo.de](http://valveworldexpo.de)

Supported by:



Sponsored by:



Messe Düsseldorf GmbH  
Postfach 10 10 06 - 40001 Düsseldorf\_Germany  
Tel. +49 (0) 2 11/45 60-01 - Fax +49 (0) 2 11/45 60-6 68  
[www.messe-duesseldorf.de](http://www.messe-duesseldorf.de)

Messe  
Düsseldorf

kungsfaktor  $V$  für die übertragenen Druckpulsationen:

$$V = f\left(\eta = \frac{150 \text{ Hz}}{25 \text{ Hz}} = 6\right) = \frac{1}{\sqrt{(1 - \eta^2)^2}} = 0,029$$

Nach dieser Theorie waren die tatsächlich im Radseitenraum vorliegenden Druckpulsationen um den Faktor 35 (Kehrwert von 0,029) größer als die am Messpunkt erfassten Druckpulsationen.

$$F_{ptop} = p_{ptop} \cdot \frac{1}{V(\eta = 6)} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (d_a^2 - d_i^2) = 166 \text{ kN}$$

Aufgrund der Größenordnung stellen die lokalen Druckschwankungen einen möglichen Anregungsmechanismus für das 150 Hz Schwingungsphänomen dar. Die Position der Kraftanregung erklärte zudem, warum insbesondere die Turbinendeckelschwingungen am Messpunkt s13z stark zunahmen.

und Umströmung der Bohrungen vom Hersteller nötig.

Bei der detaillierten Betrachtung des grundlegenden Charakters der 150 Hz Schwingung fiel auf, dass das Schwingungsphänomen nur in einem sehr schmalbandigen Bereich auftrat, siehe Abb. 8. Zudem schien die Schwingfrequenz am Messpunkt s13z auch bei kontinuierlich über den Volumenstrom gesteigerter Leistung bei einer festen Frequenz von hier ca. 149 Hz zu verharren. Ein solches Einrasten ist häufig auf die Beteiligung strukturmechanischer oder akustischer Resonanzeffekte zurückzuführen. Eine durch Wirbelablösungen angeregte akustische Resonanz im Nabenhohlraum konnte somit ein plausibler Wirkmechanismus für das 150 Hz Schwingungsphänomen sein.

Um die strukturmechanischen Eigenschaften des Laufrades zu charakterisieren, wurden Anschlagversuche bei entleerter Pumpturbine durchgeführt. Dabei konnte eine schwach gedämpfte markante Laufraudeigenform bei 150 Hz ermittelt werden. Die Übertragbarkeit der Ergebnisse auf die strukturdynamischen Eigenschaften mit umliegendem Wasser ist meist nur bedingt gegeben. Die schwache Dämpfung und die gute Übereinstimmung ließen jedoch auf eine Beteiligung an dem Schwingungsphänomen schließen.

Allerdings besaß die Struktureigenform des Laufrades bei ca. 150 Hz ein nahezu lineares gedämpftes Schwingungsverhalten. Bei linearen schwingfähigen Systemen mit adäquaten Dämpfungsgraden ist ein kontinuierlicher breitbandiger Anstieg einer Schwingungskomponente zu erwarten. Das hier sehr schmalbandige Auftreten der erhöhten Pulsationen bzw. Schwingungen ist unter anderem für Helmholtz-Resonatoren typisch.

Der Bereich des Nabenhohlraums und der unterhalb der Ringfläche beim Messpunkt p27 (Abb. 6 oben) befindliche Ringraum stellen ein Helmholtz-Resonator ähnliches System dar. Um die Möglichkeit einer dort stattfindenden Verstärkung pragmatisch abzuschätzen, wurde überschlägig die Eigenfrequenz für einen äquidistanten Helmholtz-Resonator bestimmt. In einer ersten Annah-

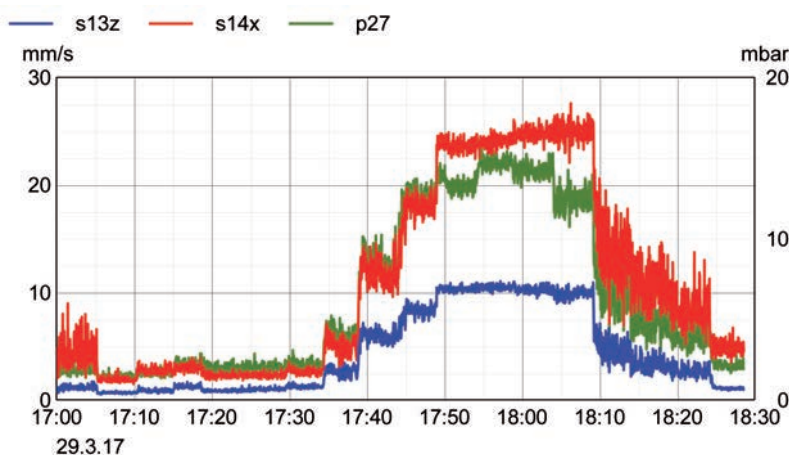


Abb. 7: Qualitativer Vergleich der von 140 Hz bis 160 Hz bandpassgefilterten Peak-to-Peak Schwinggeschwindigkeiten und Pulsationen an den Messpunkten s13z, s14x und p27.

Aufgrund dieser Erkenntnis wurde noch einmal die Korrelation der Druckpulsationen am Messpunkt p27 mit den Schwingungen am Turbinendeckel s13z und am Saugrohr s14z verglichen, siehe Abb. 7. Die Verläufe zeigen eine sehr gute quantitative Übereinstimmung. Bis zum Schwingungsmaximum verlaufen die Signale proportional und zeigen lediglich im Schwingungsmaximum leichte Abweichungen im Trendverlauf.

Um die mögliche Relevanz dieser lokalen Druckschwankungen für das 150 Hz Schwingungsphänomen abschätzen zu können, wurden die lokalen Druckschwankungen in eine äquivalente Axialkraft umgerechnet. Dazu wird davon ausgegangen, dass in dem nabennahen Radseitenraum eine homogene Druckverteilung vorliegt. Unter Berücksichtigung der dazugehörigen Ringfläche (siehe Abb. 6) kann die entsprechende Axialkraft berechnet werden, welche sowohl auf den Turbinendeckel als auch auf das Laufrad übertragen wird:

Zudem war die Übertragung der lokalen Pulsationen über die diagonalen Ausgleichsbohrungen in den Hohlraum der Nabe und über die anschließenden Ausgleichsbohrungen in den eigentlichen Strömungskanal ebenfalls denkbar. Dadurch könnte auch das erhöhte Schwingungsniveau am Saugrohrkonus und die ausgeprägten Pulsationen im Saugrohrkonus erklärt werden.

Nachdem hohe Druckpulsationen als plausibler Erregermechanismus für das aufgezeichnete Schwingungsniveau identifiziert werden konnten, musste die Ursache dieser Druckschwankungen näher analysiert werden. Strömungsinduzierte Wirbelablösungen stellten einen möglichen Anregungsmechanismus dar. Diese könnten beispielsweise an den acht Bohrungen zum Strömungskanal oder im Bereich der Labyrinthdichtung nahe Messpunkt p27 auftreten, siehe Abb. 6. Um diese Möglichkeit abschätzen zu können, waren noch weitere Informationen hinsichtlich der Durch-

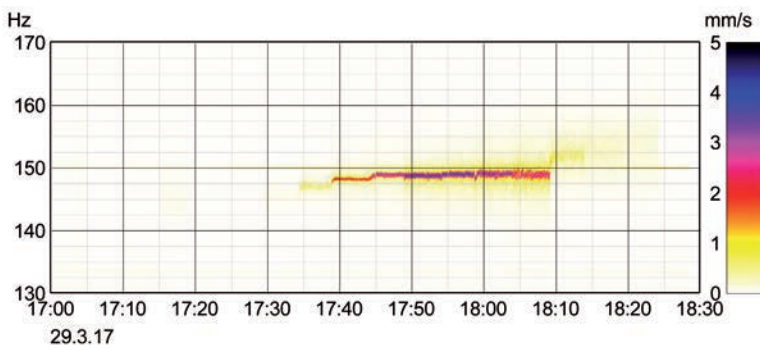


Abb. 8: Chronologisch aufeinander folgende Amplitudenspektren der Schwinggeschwindigkeiten am Turbinendeckel (s13z) als Farbkartendarstellung.

me wurde davon ausgegangen, dass der zentrale Nabenhohlraum das Volumen und die Auslassbohrungen zum Strömungskanal hin die induktiven Flaschenhalse darstellen. Die über diesen Ansatz abgeschätzte Resonatorfrequenz liegt bei 121 Hz.

#### Minderungsmaßnahme

Ein möglicher Ansatz zur Behebung des Problems wäre die akustische Verstimmung des Nabenbereichs. Die Umsetzung einer solchen Maßnahme ist jedoch aufwendig und mit verhältnismäßig langen Stillstandzeiten verbunden.

Anstatt einer geometrischen Modifikation wurde eine kurzfristig umsetzbare Modifikation der Fluideigenschaften – insbesondere der Schallgeschwindigkeit – vorgezogen.

Für eine Umsetzung boten sich Lufteinblasversuche – möglichst nahe im Bereich der Nabe – an, welche zu einer maßgeblichen Beeinflussung des Resonators führen.

Diese Versuche wurden zeitnah durchgeführt, siehe auch Abb. 9. Dabei wurde gezielt der Betriebspunkt mit der 150 Hz Schwingungskomponente angefahren. Anschließend wurde in unterschiedlichen Abständen für ca. 5 Sekunden Luft an dem ursprünglichen Messpunkt von p27 eingedüst. Der Einfluss war sowohl bei den Druckpulsationen im Saugrohrkonus als auch am Turbinendeckel sichtbar. Die 150 Hz Komponenten verschwanden schlagartig ab dem Zeitpunkt der Lufteingdüsung. Die verbliebenen Restpulsationen und Restschwingungen bei den Effektivwertverläufen sind auf ein anlagentypisches Verhalten

(Drehklang, Strömungsturbulenzen etc.) zurückzuführen.

Durch die eingedüste Luft wurde die Schallgeschwindigkeit des Wasser-Luft-Gemischs von ca. 1.400 m/s für reines Wasser auf einen Bruchteil dessen abgesenkt. Dieser Abfall resultiert aus dem für die Schallgeschwindigkeit relevanten Verhältnis zwischen Kompressibilität und Dichte eines Fluids. Die Dichte blieb näherungsweise gleich, aber die zugeführte Luft hat die Kompressibilität des Mediums deutlich erhöht. Das Medium lässt sich nun also leichter komprimieren, welches eine niedrige Ausbreitungsgeschwindigkeit von Schallwellen zur Folge hat. Dadurch verschiebt sich die akustische Resonanzfrequenz nahezu proportional mit der Schallgeschwindigkeit nach unten und wird nicht mehr dominant angeregt.

Nachdem ein Großteil der Luft abtransportiert wurde, nahm die Kompressibilität kontinuierlich weiter ab. Die Schallgeschwindigkeit im Gemisch änderte sich wieder bis hin zur Schallgeschwindigkeit von reinem Wasser. Die Schallgeschwindigkeit besitzt eine sehr starke Abhängigkeit von der vorhandenen Luft bei geringen Volumenanteilen (< 0,1 %). Diese Abhängigkeit erklärt den sehr steilen Anstieg der Schwingfrequenz der Brummkomponente von ca. 135 bis 145 Hz. Dieser Anstieg ist, wie bereits erwähnt, auf die Abhängigkeit der

# No vibrations.

**LEWA Pulsationsstudien – Fundierte Analyse, lange Laufzeiten.**

Sorgen Sie für einen reibungslosen Betrieb und geringere Ausfallzeiten Ihrer Anlage: Durch die Systemoptimierung mit der LEWA Pulsationsstudie erkennen und vermeiden Sie Kavitation, Vibration und Ermüdungsschäden der Rohrleitungen. Vertrauen Sie auf die langjährige Erfahrung von LEWA bei der Auslegung und Optimierung von Anlagen.

Mehr unter [www.lewa.de/pulsationsstudie](http://www.lewa.de/pulsationsstudie)

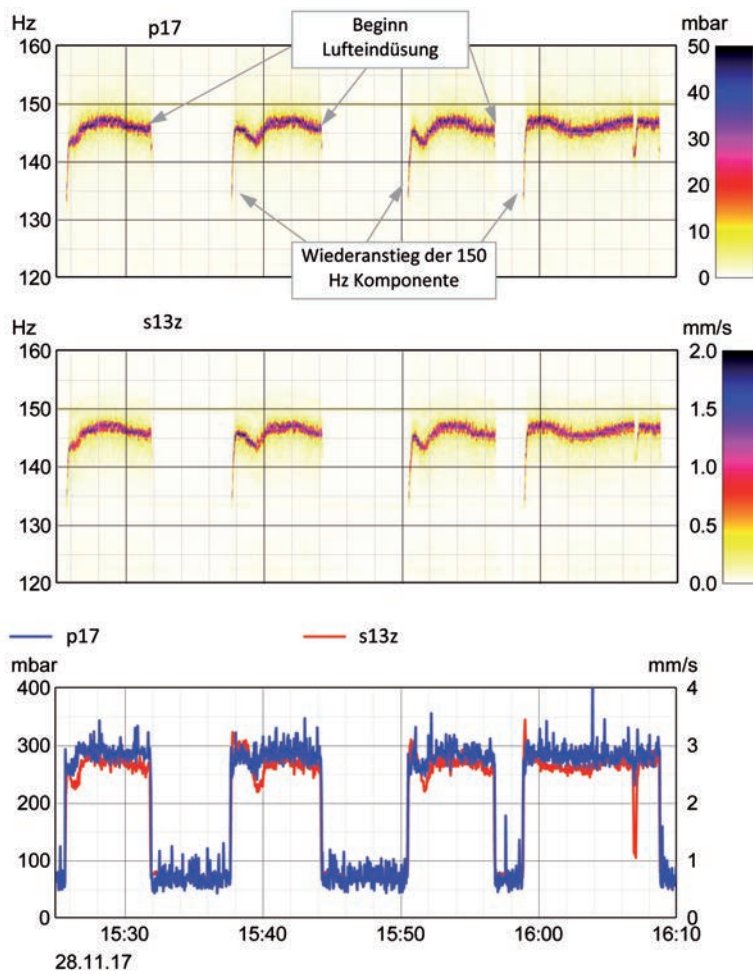


Abb. 9: Farbspektren der Messpunkte p17 und s13z sowie dazugehöriger Peak-to-Peak-Verlauf für den Messpunkt p17 und Effektivwert-Verlauf für den Messpunkt s13z.

akustischen Resonanzfrequenz von der Schallgeschwindigkeit zurückzuführen. Nachdem sich keine Luft mehr im Bereich des Nabenhohlraums befand, pendelte sich die Schwingungsfrequenz erneut leicht unterhalb von 150 Hz ein.

#### Fazit

Nach einer Vielzahl umfangreicher Untersuchungen von unterschiedlichen internationalen Gutachtern ist es dem Ingenieurunternehmen gelungen, den verantwortlichen Wirkmechanismus

für das seit der Inbetriebnahme im Jahr 2014 auftretende 150 Hz Schwingungsphänomen an der Maschine 11 im Pumpspeicherkraftwerk Vianden zu ermitteln. Die kurzfristig umgesetzte Minderungsmaßnahme, bei der durch Lufteindüsung das akustische Übertragungsverhalten in dem relevanten Nabenbereich maßgeblich verstimmt wurde, ermöglicht die vollständige Behebung des 150 Hz Schwingungsphänomens. Von Seiten des Betreibers und auch des Herstellers ist abschließend noch zu klären, welche wirtschaftlichen und energieeffizienten Auswirkungen aus dieser Maßnahme resultieren. In Abhängigkeit dieser Auswirkungen wird ggf. noch eine finale geometrische Modifikation des Nabenbereichs vorgenommen. Der grundsätzliche Lösungsansatz – eine Verstimmung des akustischen Übertragungsverhaltens im Nabenbereich – bleibt dabei aber unverändert.

Autoren:  
 Dr.-Ing. Patrick Tetenborg  
 Projektingenieur  
 KÖTTER Consulting  
 Engineers GmbH & Co. KG,  
 Rheine, Deutschland  
 Dr.-Ing. Johann Lenz  
 Geschäftsführer  
 KÖTTER Consulting  
 Engineers GmbH & Co. KG,  
 Rheine, Deutschland  
 Dipl.-Ing. Gilles Nosbusch,  
 Chef de Service adjoint  
 SEO S.A. Centrale de Vianden,  
 Stolzenbourg, Luxemburg