



Ermüdungsrisse infolge hochfrequenter Wechselbeanspruchung.

Laufradschwingungen sicher erkennen

Erkenntnisse aus Grimsel 2 | An den Laufrädern der Francis-Turbinen im Pumpspeicherwerk Grimsel 2 der KWO traten nach 30-jährigem Einsatz wiederholt Risse auf. Ein Forschungsprojekt zeigte, dass die entscheidende Schädigung der Räder nicht im Turbinenbetrieb, sondern während der Start- und Abstellvorgänge erfolgte. Wie lassen sich solche Probleme untersuchen und entschärfen?

MAXIMILIAN TITZSCHKAU, PETER DÖRFLER

Der Betrieb von Wasserturbinen ist immer mit Lärmemissionen und Schwingungen verbunden. Die Art und Intensität dieser Vorgänge hängt typischerweise vom aktuellen Betriebsmodus oder Lastpunkt ab. Je nach Intensität stellt sich die Frage nach der Zulässigkeit der Schwingungen. Ob sie zulässig sind, kann bei niederfrequenten Phänomenen häufig anhand geltender Normen, z.B. [1], oder Garantievereinbarungen entschieden werden. Bei höherfrequenten Schwingungen oder Lärmemissionen ist die Beurteilung oft schwierig, weil

als Ursache vielfältige Vorgänge hydraulischer, mechanischer oder elektrischer Natur in Frage kommen können. Wenn die Maschine über ein einwandfreies Betriebsverhalten verfügt, werden Lärmemissionen und hochfrequente Schwingungen meist in Kauf genommen. Es besteht sonst nur die Alternative, das ursächliche Problem zu lösen oder den betreffenden Betriebszustand möglichst zu vermeiden. Die Lösung kann grosse Schwierigkeiten bereiten; solange die Ursache nicht identifiziert ist, haben Lösungsversuche geringe Chancen.

Diese Problematik verschärft sich seit einigen Jahren, da durch die Integration regenerativer Energieträger ein erhöhter Bedarf an flexibler Regenergie besteht. Die Anlagen werden stufenlos geregelt und in Lastbereichen betrieben, die früher wegen zu geringem Wirkungsgrad oder zu grossen Schwingungswerten nicht genutzt wurden und bei denen erhöhte Beanspruchungen auftreten können. Auch Start- und Stoppvorgänge, die stark zur Alterung wichtiger Bauteile – vor allem des Laufrads – beitragen, sind viel häufiger geworden. Es werden auch als pro-

blematisch bekannte Betriebsbereiche zur Produktion genutzt und, wie erwähnt, insbesondere hochfrequente Phänomene toleriert.

Dieser Beitrag zeigt einerseits auf, dass ein akzeptiertes, vermeintlich unbedeutendes Lärmproblem langfristig Schäden verursachen kann und drastische Auswirkungen auf die Lebensdauer der betroffenen Komponenten hat und andererseits, dass die Lösung eines Problems manchmal nicht offensichtlich ist und seine Ursache lange unerkannt bleiben kann.

Unerwartete Ermüdungsrisse

Das 1980 in Betrieb genommene Kraftwerk Grimsel 2 verfügt über vier horizontale, fix gekuppelte Maschinensätze mit einer installierten Motorgeneratoreistung von je 100 MVA bei einer Nenndrehzahl von 750 min^{-1} . Die Nennwassermenge beträgt $25 \text{ m}^3/\text{s}$ pro Maschine bei einer Nennfallhöhe von 430 m. Das Kraftwerk wälzt das Wasser zwischen den Staubecken Oberaarsee und Grimselsee um und wird für Netzdienstleistungen nach dem geltenden Grid Code [2] eingesetzt.

2012 wurde die Maschinengruppe 1 mit einem 100-MW-Frequenzumformer ausgestattet, um die Pumpleistung mittels variabler Drehzahl (690 min^{-1} bis 765 min^{-1}) regulieren zu können. Die Leistungsaufnahme der übrigen drei Pumpen ist nicht regulierbar, die vier Turbinen werden bei fixer Drehzahl über einen Leistungsbereich von 20 bis 100 % eingesetzt.

Die konventionellen Pumpen werden bei gefülltem Pumpenrad mit Hilfe der Turbine gestartet. Sobald sich der stabile Betriebspunkt einstellt, wird die Turbine ausgeblasen. Die Pumpe der Maschinengruppe 1 kann mittels Frequenzumformer direkt aus dem Stillstand gestartet werden.

2005 trat an einem der Turbinenräder im Kraftwerk Grimsel 2 erstmals ein Riss am Übergang von der Nabe zur Schaufel am Laufradaustritt auf. Dieser wurde im eingebauten Zustand ohne tiefere Rissanalyse repariert. Aufgrund der vergleichsweise niedrigen Betriebsstundenzahl des Laufrades ging man davon aus, dass ein Material- oder Bearbeitungsfehler zu diesem Riss geführt hatte. Ab 2009 kam es zu vermehrten Rissbildungen an verschiedenen Laufrädern, die alle dasselbe Erscheinungsbild aufwiesen. Die Risse

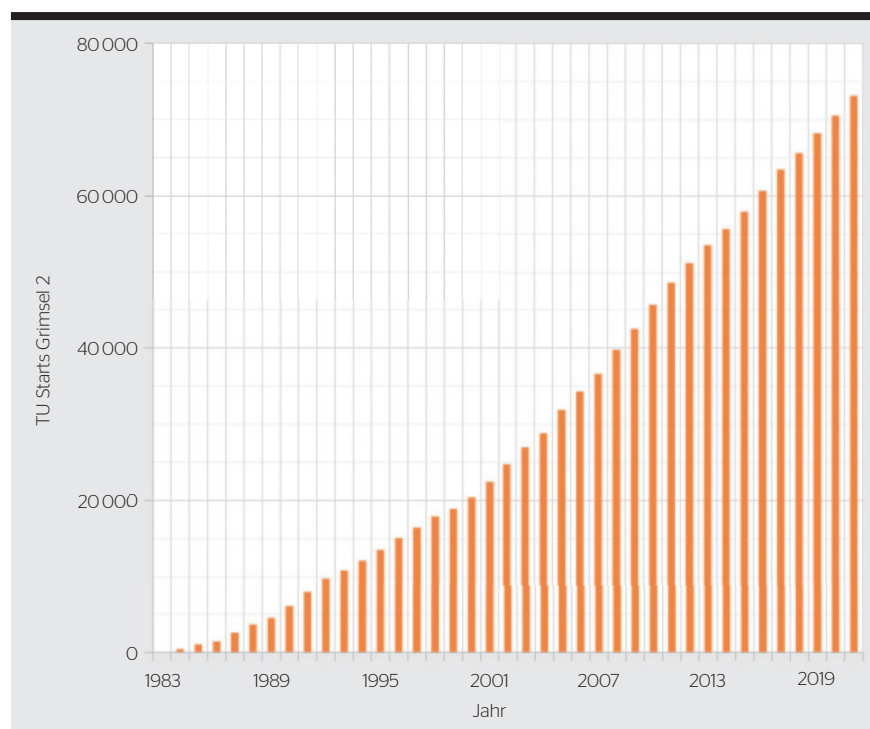


Bild 1 Kumulierte jährliche Anzahl Turbinenstarts des Kraftwerks Grimsel 2 von 1983 bis 2021.

gingen immer an der Austrittskante an, im Übergangsradius von der Schaufel zur Nabe, und wuchsen entlang diesem. Ab einer gewissen Risslänge wanderten sie dann in das Schaufelblatt hinein.

Diese Risse wurden jeweils im eingebauten Zustand mit artfremdem Schweißgut repariert, um einen sicheren Betrieb bis zur nächsten planmäßigen Revision zu ermöglichen. Bei diesen Revisionen wurde das Reparaturschweißgut an allen Laufrädern entfernt und die Schaufelfussradien von 5 mm auf 12 mm vergrößert. Dennoch traten auch bei diesen modifizierten Laufrädern wieder Risse auf. Für die KWO folgte daraus, dass die Laufräder ungewöhnlich früh das Ende ihrer Lebensdauer erreicht hatten, und sie plante deren Ersatz.

Aufgrund der nach unerwartet wenigen Betriebsstunden (rund 30 000 h) auftretenden Risse wurde im Vorfeld einer Neubeschaffung beschlossen, der Ursache auf den Grund zu gehen. Man wollte ausschliessen, dass sie im hydraulischen Design der Maschine (Spirale, Leitapparat, Labyrinth, Saugrohr) liegt und das eigentliche Problem nicht mit neuen Laufrädern lösbar ist. Im Rahmen des Vorprojekts zur Erhöhung des Grimselsees wurden FEM-Analysen des bestehenden Lauf-

raddesigns ausgeführt. Die dabei prognostizierten Wechsellastspannungen genügten nicht für eine Materialermüdung, wie sie aufgefunden wurde, und konnten die Rissbildung daher nicht erklären. Auch eine Masterarbeit in Zusammenarbeit mit der HSLU, die die Eigenmoden des Laufrades untersuchte, konnte nicht zur Klärung der Ursache beitragen [3].

Messkampagne

Im Austausch mit Anlagenbetreibern, Hochschulen und Turbinenlieferanten stellte sich heraus, dass insbesondere der transiente Betrieb die Lebensdauer der Laufräder verkürzt. KWO verfügte bereits über einschlägige Erfahrungen mit Dehnungsmessungen an Peltonlaufrädern und die dafür erforderliche Ausrüstung. Man sah vor, hochauflösende Dehnungsmessungen am Laufrad durchzuführen, mit Fokus auf transiente Betriebszustände. Eine Untersuchung des Betriebsverhaltens der Maschinen, insbesondere der Häufigkeit von Starts und Stopps, untermauerte diese Vorgehensweise. Die Anzahl der jährlichen Start-Stopp-Vorgänge blieb bis Ende der 1990er-Jahre annähernd konstant, nahm dann aber deutlich zu und hatte sich bis 2015 mehr als verdoppelt (Bild 1). Zudem

zeigte es sich, dass die jeweils ersten Risse an allen Laufrädern nach einer vergleichbaren Anzahl von rund 15 000 Start-Stopp-Vorgängen auftraten.

Im Rahmen des 2015 lancierten Forschungsprojekts Flexstor wurde dieses Thema als Arbeitspaket eingebracht. Gemeinsam mit den Westschweizer Hochschulen EPFL und HES-SO wurde eine ganzheitliche Betrachtung mit mehreren Messkampagnen an verschiedenen Maschinengruppen des Kraftwerks Grimsel sowie aufwendige struktur- und fluidmechanische Simulationen der Turbine durchgeführt. Die hochauflösenden Messungen umfassten Dehnungs- und Beschleunigungsmessungen auf dem rotierenden Laufrad, Vibrationsmessungen an mehreren Stellen der Maschine, Durchfluss-, Druck- und Schallmessungen sowie die Aufzeichnung aller verfügbarer Betriebsdaten. Der Fokus der Untersuchungen lag auf den schwierig zu simulierenden Vorgängen während des Starts und des Stopps; es wurden zusätzlich diverse Betriebspunkte verteilt über den gesamten verfügbaren Lastbereich sowie der Einfluss des Pumpbetriebs gemessen. Angeregt durch Diskussionen mit Fachkollegen wurden ebenfalls verschiedene Öffnungsprofile des Leitapparates getestet. Die gewonnenen Versuchsdaten sollten es einerseits ermöglichen, die Ergebnisse der Simulationen zu validieren und die Randbedingungen passend darzustellen, andererseits sollten sie helfen, die Schadensursache aufzudecken.

Messresultate

Bild 2 zeigt beispielhaft den Spannungsverlauf am Übergang von der Schaufel zur Nabe sowie einige

Betriebsparameter während eines Start- und Stoppvorgangs sowie bei mittlerer Teillast. Die Messkampagne bestätigte, dass im stationären Netzbetrieb bei keiner Last, auch nicht bei tiefer Teillast, unzulässige Belastungen auftreten. Sehr hohe Spannungsamplituden fanden sich jedoch im Leerlauf und noch höhere während des Auslaufvorgangs beim Abstellen der Turbine.

Dies entsprach den Erwartungen insofern, als dadurch die Schädlichkeit der transienten Betriebszustände bewiesen war. Es überraschte jedoch, dass die maximalen Belastungen bei geschlossenem Leitapparat während des Ausdrehens der Maschine auftraten. Gemäss der Auswertung hatten die Schwingungen sowohl am Laufrad als auch an den feststehenden Teilen eine Frequenz von 611 Hz, sowohl im Leerlaufbetrieb als auch während des Auslaufvorgangs bei stark abfallender Drehzahl. Diese Frequenz entspricht der 48,9-fachen netzsynchronen Drehfrequenz. Eine begleitende Modalanalyse im Rahmen des Flexstor-Projekts hatte unter anderem Eigenschwingungen des Laufrads entsprechend der 47- und 49-fachen Drehfrequenz ergeben.

Obwohl dies das Problem teilweise erklärte, blieb offen, wodurch die Schaufelschwingung angeregt wird. Die Kampagne führte zu zwei nützlichen Resultaten: Die schädlichen Betriebsbedingungen wurden geklärt, und es stellte sich heraus, dass das festgestellte Schwingungsphänomen auch durch die wesentlich einfachere Messung von Gehäuseschwingungen oder mittels einer Schallmessung detektiert werden kann.

Ein weiteres, weniger erfreuliches Resultat war, dass Veränderungen des Anfahrvorgangs keine Verbesserungen

brachten. Teilweise führten die unterschiedlichen Startrampen sogar zu Anregungen struktureller Grundfrequenzen der Kaverne. Die grössten Amplituden traten ausserdem während des Leerlaufs bei Nenndrehzahl und des Abstellens auf, nicht während des Beschleunigens der Maschine.

Der Leerlaufbetrieb lässt sich nicht vermeiden, da eine gewisse Zeitspanne erforderlich ist, um die rotierende Maschine mit dem Netz zu synchronisieren. Erst dann kann der Durchfluss durch Öffnen des Leitapparats auf das betrieblich zulässige Minimum erhöht werden. Die erzielten Fortschritte waren begrenzt, denn die Ursache des Problems konnte nicht gefunden werden und eine grundlegende Anpassung der Betriebsparameter liess sich nicht umsetzen. Es wurden zwar Anpassungen an der Synchronisierereinrichtung vorgenommen, um die Leerlaufzeiten zu minimieren, aber das Abstellen der Turbine konnte nicht angepasst werden. KWO sah sich mit der Notwendigkeit konfrontiert, die Laufräder ersetzen zu müssen und der Lieferant der neuen Laufräder hätte garantieren müssen, dass er das unbekannte Phänomen vermeiden könne.

Die Verfasser dieses Artikels unternahmen in dieser Situation nochmals einen Anlauf zum Verständnis des Problems. Eine vertiefte Analyse der Messdaten zeigte zunächst, dass die Wechselspannung aus zwei Schwingungen ähnlicher Intensität und Frequenzen von 611 Hz und 617 Hz resultiert [5]. Damit war die deutlich sichtbare Schwebung der Amplituden erklärt; die Frequenzanalyse musste dafür mit genügender Auflösung erfolgen, um die beiden Schwingungsmoden unterscheiden zu können.

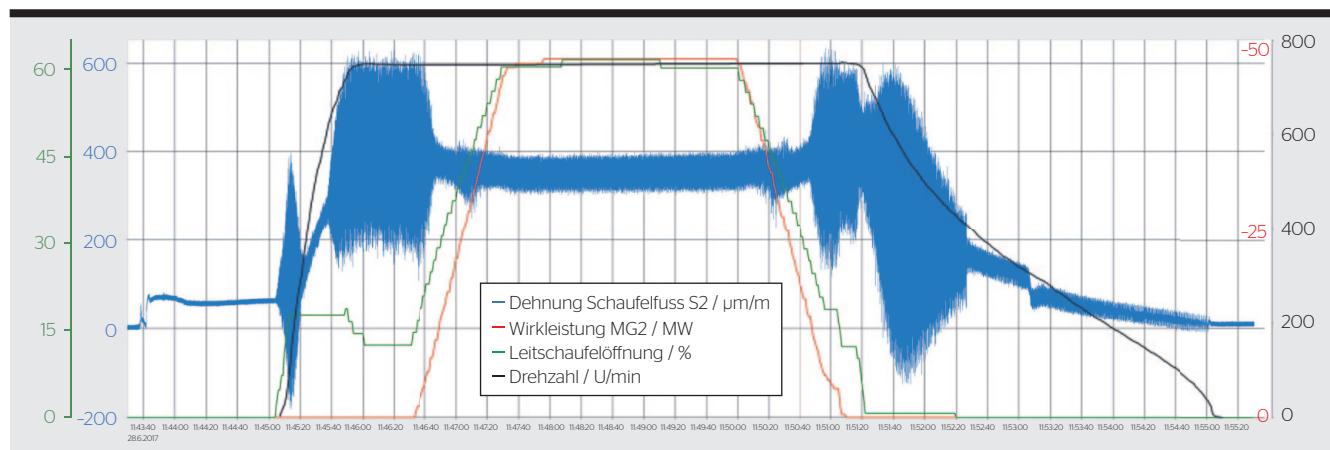


Bild 2 Wechselbeanspruchung der Laufschaufelwurzel an Schaufel 2 während eines Lastzyklus.

Wichtiger war es, den Unterschied zwischen den Spektren am Laufrad und am feststehenden Gehäuse zu beachten. Auf beiden Seiten der jeweiligen Eigenfrequenz befinden sich zahlreiche Seitenbänder, deren Frequenzen sich von der Eigenfrequenz um ganzzahlige Vielfache der momentanen Drehfrequenz unterscheiden. In den gut aufgelösten Spektrogrammen (Bild 3) sind diese Seitenbänder deutlich erkennbar. Im Vergleich zur Eigenfrequenz sind sie am Laufrad sehr schwach, am Gehäuse jedoch von vergleichbarer Intensität. Dieses Merkmal erwies sich später bei anderen Anlagen als wichtige Hilfe zur Diagnose der Schwingungsursache.

Schwierige Ursachenfindung

Tritt in einer Anlage eine Kármán-erregte Schwingung auf, so äussert sich dies gewöhnlich durch unangenehme Pfeifgeräusche, typischerweise einige 100 Hz, und Vibrationen mit schmalbandigem Spektrum. Zunächst ist jedoch weder bekannt, um welches Phänomen es sich handelt, noch welche Komponente betroffen ist. Die Suche nach der Ursache sollte immer nach dem Ausschlussverfahren aufgrund der Eigenschaften der Schwingung erfolgen. So konnte im Fall der Grimsel-Laufräder die Rotor-Stator-Wechselwirkung (RSI) als Ursache ausgeschlossen werden, da die Frequenz während des Auslaufvorgangs nicht der Drehzahl folgte. Auch eine zunächst vermutete rotordynamische Instabilität infolge von Spaltströmungen wurde verworfen, und zwar aufgrund der komplizierten Beschleunigungsspektren.

Eine Anregung durch Kármán-Wirbel, d.h. durch gegenläufige Wirbel, die sich hinter einem umströmten Körper ausbilden und die von Theodore von Kármán erstmals 1911 nachgewiesen und berechnet wurden, wurde nach Vorliegen der Messresultate zunächst nicht für möglich gehalten, da das Laufrad in den betreffenden Betriebszuständen ohne nominellen Durchfluss ist. Nach einer erneuten, vertieften Literaturrecherche zeigte schliesslich eine ältere Publikation über Kármán-erregte Schaufelschwingungen beim Abstellvorgang der Turbinen Xiaolangdi [6], dass stark schädigende Schwingungen durchaus auch dann möglich sind, wenn im Laufrad nur eine Sekundärströmung ohne

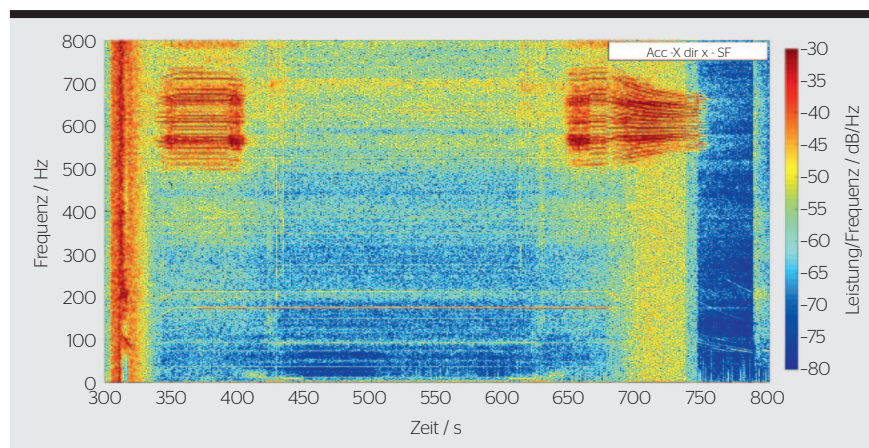


Bild 3 Spektrogramm [4] der Beschleunigung während des Lastzyklus von Bild 2. Man beachte die Distanz der Seitenbänder im Auslaufvorgang.

Nettodurchfluss vorliegt. Die in dieser Publikation gefundenen Schwingungssignaturen entsprachen exakt denjenigen von Grimsel 2. Tatsächlich konnte in der Folge das Schwingungsproblem an den Grimsel-Laufrädern durch eine Korrektur des Profils der Schaufelaustrittskanten nachweislich eliminiert werden [5]. Für die Definition der neuen Austrittskante waren die Arbeiten von Zobeiri [7] sehr hilfreich.

Eindeutige Diagnose

Weil ein Kármán-erregtes Problem besonders am Laufrad relativ leicht zu beheben ist, ist ein mit einfacher Messtechnik umsetzbares und dabei zuverlässiges Diagnosekriterium praktisch. Um eine Kármán-erregte Schwingung der Laufradschaufeln nachzuweisen, werden in den betroffenen Betriebspunkten Messungen der radialen Beschleunigung am Saugrohreintritt oder saugseitige Schalldruckmessungen der Maschine benötigt. Die Messdaten müssen die Erstellung von Spektren mit hoher Frequenzauflösung erlauben und über einen ausreichend hohen Frequenzbereich verfügen. Es geht darum herauszufinden, ob es Gruppen von Frequenzbändern gibt, die sich exakt um ganzzahlige Vielfache der Drehfrequenz unterscheiden. Ist dies der Fall, dann liegt Kármán-Anregung der Laufschaufeln vor. Es kann vorkommen (wie bei Grimsel 2), dass mehr als eine Eigenfrequenz an der Schwingung beteiligt ist; es gibt dann für jede Eigenfrequenz eine eigene Schar von Seitenbändern und das typische Erscheinungsbild einer Schwebung.

Die Seitenbänder in den Signalen der ortsfesten Messstellen entstehen dadurch, dass die Schwingung des Laufrads mit der Eigenfrequenz wegen der endlichen Schaufelzahl in Umfangsrichtung nicht gleichförmig, aber periodisch ist. Man kann sie sich als Summe einer Anzahl Fourier-Komponenten denken, deren jede im rotierenden System eine stehende Welle mit ganzer Periodenzahl k über den Umfang ist. Vom Stator aus betrachtet besteht jede dieser Komponenten aus zwei Teilschwingungen, eine vorwärtslaufende mit der Frequenz $f_e + kf_n$ und eine rückwärtslaufende mit der Frequenz $f_e - kf_n$, wobei f_n die Drehfrequenz und f_e die betreffende Eigenfrequenz ist. Die Seitenbänder gibt es also, weil eine Schwingung auf dem Laufrad vom stillstehenden Gehäuse aus beobachtet wird.

Wie funktioniert die Kármán-Anregung?

Eine der möglichen Schwingungsursachen ist das Auftreten einer Kármán-schen Wirbelstrasse im Nachlauf einer umströmten Komponente. Vor allem stromabwärts von Stützschaufeln und Laufradschaufeln löst sich infolge der endlichen Profildicke am Austritt eine Reihe paralleler Wirbel ab, die eine periodisch oszillierende Querkraft auf die Schaufel mit der Frequenz $f = Sr \cdot v/d$ ausübt. Dabei ist v die Strömungsgeschwindigkeit und die Strouhal-Zahl Sr ein Proportionalitätsfaktor der Grössenordnung 0,2 bis 0,24. Ohne Deformation der umströmten Struktur wäre die Amplitude der anregenden Wechselkraft unbedeutend; allerdings hat

die Kármán-Frequenz oft die gleiche Grössenordnung wie einige Eigenfrequenzen der umströmten Struktur, und im Resonanzfall können wegen der geringen Dämpfung unzulässig grosse Schwingungsamplituden und Lärmemissionen entstehen. Eine wichtige Rolle spielt dabei der sogenannte Lock-In-Effekt. Stimmt die durch die vorliegende Strömung erzeugte Kármán-Frequenz in einem genügend grossen Abschnitt der Austrittskante mit einer Eigenfrequenz des Laufrads überein, dann entstehen resonante Transversalschwingungen der Schaufel, welche ihrerseits die Intensität der sich ablösenden Wirbel verstärken. Die auf die Schaufel einwirkende Wechselkraft ist dann sehr viel grösser als die reine Strömungskraft bei starrer Schaufel. Die mit der betreffenden Eigenfrequenz schwingende Schaufel steuert dann die Frequenz der Wirbelablösungen und erhält die intensive Anregung der Schaufel aufrecht, selbst wenn unterdessen andere Strömungsverhältnisse herrschen – zumindest solange der Unterschied zwischen Strouhal-konformer Frequenz und Eigenfrequenz nicht allzu gross wird.

Tritt der Effekt inmitten des vorgesehenen Betriebsbereichs bei abgegrenzten Teillasten auf, so lässt sich das Auftreten einer Kármán-Anregung in Abhängigkeit des Durchflusses nachvollziehen. Im Fall Grimsel 2 jedoch gibt es offenbar im Leerlauf trotz minimalem Nettodurchfluss infolge der Rotation eine solche Sekundärströmung im Bereich des Laufrads, dass die partiell auftretende Wirbelstrasse die beiden Schwingungsmoden bei 611 Hz und 617 Hz zur Resonanz

bringt. Diese Rückkopplung wirkt sogar noch stärker im Auslaufvorgang, ganz ohne Nettodurchfluss und bei drastisch reduzierter Drehzahl.

Die Problematik ist noch aktuell

Die Vermeidung Kármán-erregter Laufradschwingungen wird dadurch erschwert, dass die Strömungsverhältnisse in Abhängigkeit vom Betriebszustand einer Maschine stark variieren. Es wurde daher schon früh systematisch in Laborversuchen nach Profilformen gesucht, die die Bildung einer Wirbelstrasse nach Möglichkeit unterdrücken [8]. Obwohl die Hersteller der Maschinen solche Erkenntnisse meist in ihrer Konstruktionspraxis berücksichtigen, kommen Stüttschaukelbrüche [9], Laufschaufelrisse [10] oder auch «nur» unerträgliche Pfeiftöne seit Jahrzehnten immer wieder vor. So ist bei kleinen Maschinen – mit dünnen Austrittskanten – eine korrekte Profilierung der Austrittskante schwierig; in anderen Fällen treten in einem bestimmten Lastbereich Strömungsverhältnisse auf, bei denen trotz regelgemässer Ausführung die Unterdrückung der Resonanz nicht gelingt. Besonders mit Bezug auf das Laufrad gilt, dass im Gegensatz zum zweidimensionalen Experiment sowohl zwischen den beiden Schaufelseiten als auch entlang der Austrittskante bedeutende Geschwindigkeitsunterschiede auftreten können – dies zusätzlich zur Lastabhängigkeit. Treten Probleme im Betrieb auf, die auf die vorgestellte Thematik zurückzuführen sind, kann ein vorsichtiges, experimentelles Anpassen der Austrittskante am Prototyp empfohlen werden. Durch dieses

Vorgehen konnten mehrere Laufräder, darunter auch solche mit sehr dünnen Schaufeln, erfolgreich modifiziert werden [11].

Referenzen

- [1] ISO standard 20816-5:2018, Measurement and evaluation of machine vibration, Part 5: Machine sets in hydraulic power generating and pumped-storage plants.
- [2] Transmission Code 2019 (TC-CH), Swissgrid Druckschrift Nr. 1005/TC, Ausgabe 2019.
- [3] C. Müller, T. Staubli, R. Baumann, E. Casartelli, «A case study of the fluid-structure interaction of a Francis turbine», IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science, 22, 2014.
- [4] V. Hasmatuchi, J. Decaix, M. Titzschkau, C. Münch-Alligné, «Detection of harsh operating conditions on a Francis prototype based on in-situ non-intrusive measurements», Hydro 2018, Gdansk, 2018.
- [5] M. Titzschkau, P. Dörfler, «Solving the challenging puzzle of the Grimsel 2 runner vibrations», 2022 IOP Conf. Ser.: Earth Environ. Sci. 1079 012099, 2022.
- [6] R. K. Fisher, U. Seidel, G. Grosse, W. Gfeller, R. Klinger, «A case study in resonant hydroelastic vibration: the causes of runner cracks and the solutions implemented for the Xiaolangdi hydroelectric project», Proc. of the 21st IAHR Symposium, Lausanne, 2002.
- [7] A. Zobeiri, «Effect of Hydrofoil Trailing Edge Geometry on the Wake Dynamics», Thèse No. 5218, EPFL, Lausanne, 2012.
- [8] G. Heskestad, D. R. Olberts, «Influence of trailing-edge geometry on hydraulic-turbine-blade vibration resulting from vortex excitation», J. Eng. P., Trans. ASME, Paper No. 59-Hyd-7, S. 103-110, 1960.
- [9] J. H. Gummer, P. C. Hensman, «A review of stay vane cracking in hydraulic turbines», Water Power & Dam Construction, 1992.
- [10] Q. Shi, «Abnormal noise and runner cracks caused by Von Kármán vortex shedding: a case study in Dachaoan H.E.P.», IAHR Section Hydraulic Machinery, Equipment and Cavitation, 22nd Symposium, Stockholm, 2004.
- [11] M. Titzschkau, P. Dörfler, «Kármán-erregte Laufradschwingungen an Wasserturbinenrädern sicher erkennen und eliminieren», Wasser Energie Luft, 116. Jahrgang, Heft 1, 2024.

Autoren

Maximilian Titzschkau ist Experte Hydromechanik und Datenanalyse bei den KWO.
→ KWO AG, Innertkirchen
→ maximilian.titzschkau@kwo.ch

Peter Dörfler ist beratender Ingenieur.
→ Hydro-Berater GmbH, 8057 Zürich

Die Originalversion dieses Artikels erschien in «Wasser Energie Luft», 116. Jahrgang, Heft 1, 2024.

RÉSUMÉ

Détecter les vibrations des roues avec certitude

Enseignements tirés de Grimsel 2

Après 30 années de service, des fissures sont apparues sur les pales des roues des turbines Francis haute pression de la centrale de pompage-turbinage Grimsel 2, exploitée par KWO (Kraftwerke Oberhasli AG). Au cours du projet de recherche Flexstor, mené par KWO en collaboration avec les hautes écoles HES-SO et EPFL, il s'est avéré que les dommages importants subis par les roues ne se produisaient pas pendant le fonctionnement des turbines, mais au cours des phases d'arrêt et de démarrage, dont la fréquence s'est multipliée en raison de la flexibilisation du mode de fonctionne-

ment. Une analyse détaillée a considéré la présence de tourbillons de Kármán dans le sillage des pales pour expliquer le mécanisme d'excitation lié aux sollicitations alternées à haute fréquence. Une correction du profil a permis d'éliminer le problème, de confirmer le diagnostic et d'éviter le remplacement des roues. Parallèlement, il a été constaté que l'apparition de certaines bandes latérales dans le spectre de fréquences d'une mesure d'accélération ou de bruit d'une turbine Francis indiquait clairement des vibrations. Ceci a été confirmé par la suite sur d'autres installations.