

# Stabil oder instabil – Erhöhte Schwingungen am Turbinen-Generator-Strang

Von J. LENZ\*

## 1 Situationsbeschreibung

Zur Stromerzeugung werden je nach Ressourcen sowohl gas- als auch dampfbeaufschlagte Turbinenanlagen eingesetzt. Bei der Inbetriebnahme eines solchen Generatorstrangs in Österreich (Abb. 1) wurden im Teillastbereich stark erhöhte Wellenschwingungen festgestellt, so dass die Abnahme vom Betreiber verweigert wurde. Da die Ursache für die Schwingungserhöhung unbekannt war, wurde Kötter Consulting Engineers mit einer umfassenden messtechnischen Untersuchung beauftragt.

## 2 Messdurchführung

In Abbildung 2 ist der prinzipielle Aufbau des Generatorstrangs sowie die Lage der verwendeten Messstellen dargestellt. Ausgehend von der Dampfturbine (Nennleistung 8,5 MW) mit einem Hochdruck- und Niederdruckteil sowie einer festen Betriebsdrehzahl von  $12.065 \text{ min}^{-1}$  ( $f_N = 201 \text{ Hz}$ ) wird das Drehmoment über ein einstufiges Getriebe mit Ritzel- und Radwelle auf die langsamlaufende Generatorwelle mit  $1.500 \text{ min}^{-1}$  ( $f_G = 25 \text{ Hz}$ ) übertragen.

Zur Durchführung der Messung wurden die vorhandenen Wellenschwingungssensoren sowie zusätzlich installierte Schwinggeschwindigkeitssensoren an den Lagerböcken gleichzeitig mit der Drehzahl bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen erfasst (32 Kanäle).

Aus den durchgeführten Messungen konnten zwei Problembereiche hinsichtlich erhöhter Schwingungen festgestellt werden:

- Unabhängig vom Lastbereich traten lokal begrenzt am ausgangsseitigen Lager des Niederdruckteils (DMP2\_TurbND\_hin\_h) erhöhte Lagerbockschwingungen auf. Die hier in horizontaler Richtung gemessene effektive Schwinggeschwindigkeit von  $v_{\text{eff}} = 7 \text{ mm/s}$  wurde primär durch eine 25 Hz-Komponente bestimmt.
- Im Teillastbereich (0,3 MW – 2 MW) wurden am Getriebe erhöhte Lagerbockschwingungen  $v_{\text{eff}} = 5,2 \text{ mm/s}$  sowie erhöhte Wellenschwingungen an der Ritzel-



Abb. 1 Beispiel eines Dampfturbine-Generator-Strangs

welle  $S_{\text{max}} = 95 \mu\text{m}$  festgestellt. Die erhöhten Schwingungen traten in erster Linie als Einzelfrequenzen bei ca. 60 Hz auf. Diese subsynchrone Frequenz wies in Abhängigkeit von der aufgegebenen Last leichte Änderungen auf.

Zur näheren Analyse der erhöhten Lagerbockschwingungen wurde das Schwingungsniveau (effektive Schwinggeschwindigkeit) an verschiedenen Positionen in horizontaler Richtung im Bereich des niederdruckseitigen Turbinenlagers betrachtet.

Es zeigte sich, dass das horizontale Schwingungsniveau, ausgehend vom Fundamentrahmen bis zur Höhe des Wellenstrangs, stark anstieg (Abb. 3). Um diesen Verstärkungsmechanismus zu erfassen, wurden am Lagerbock bei Stillstand der Anlage Anschlagversuche zur Ermittlung des horizontalen dynamischen Übertragungsverhaltens durchgeführt. Der Anschlag erfolgte im Bereich des eigentlichen Lagerbocks

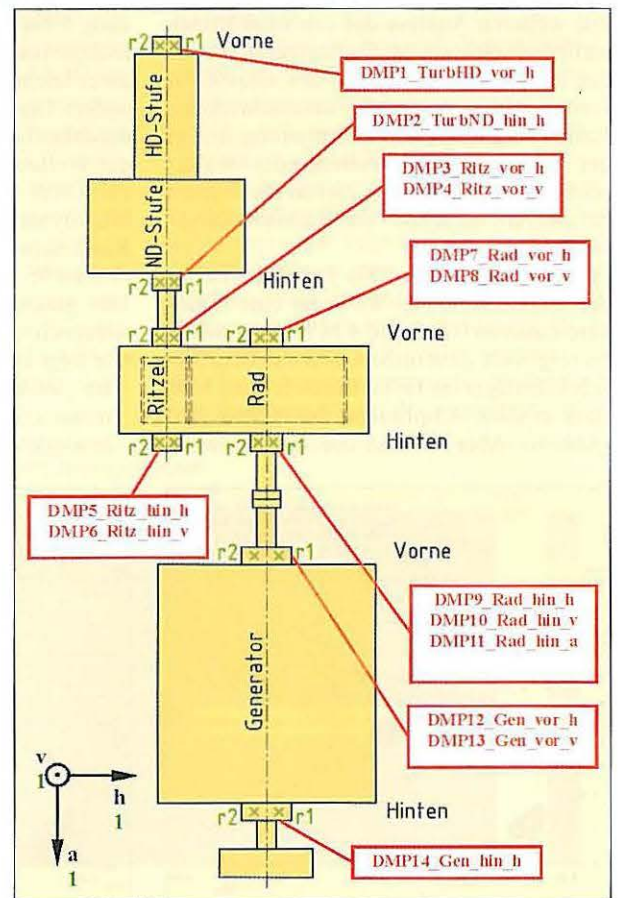


Abb. 2 Prinzipskizze des Generatorstrangs sowie Lage der Messpunkte (Schwinggeschwindigkeit: rot (z. B. DMP1\_TurbHD\_vor\_h; Wellenschwingung: grün (z. B. MP\_TurbHD\_vor\_r1, r2))

\*Dr.-Ing. Johann Lenz, Fachbereichsleiter Maschinendynamik, Kötter Consulting Engineers, Rheine (E-mail: Lenz@koetter-consulting.com).

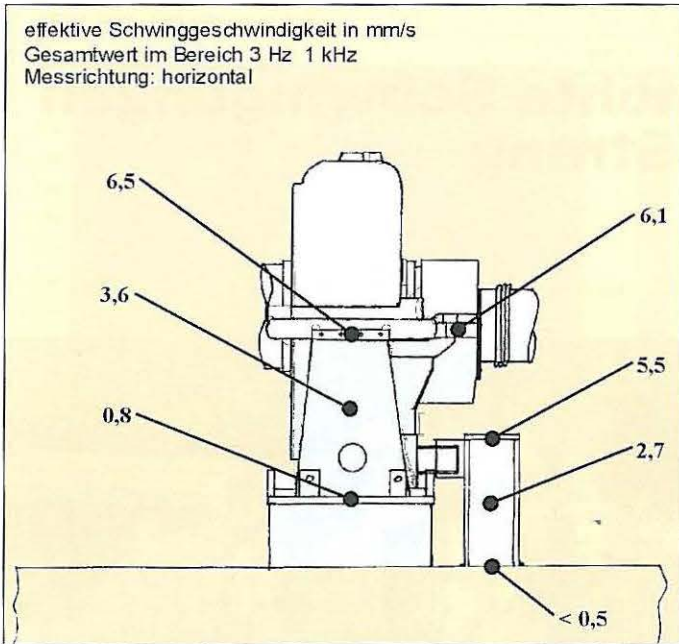


Abb. 3 Gemessene effektive Schwingungsgeschwindigkeiten im Bereich des niederdruckseitigen Turbinenlagers in horizontaler Richtung

(Höhe des Wellenstrangs) mit einem auf einen anzuregenden Frequenzbereich bis 300 Hz abgestimmten Modalhammer. Im Bereich von ca. 26 Hz konnte eindeutig eine Eigenfrequenz in der horizontalen Richtung am Lagerbock der niederdruckseitigen Turbine detektiert werden. Zur weiteren Analyse der erhöhten Ritzelwellenschwingung im Teillastbereich wurden die Orbitdarstellungen des schnelllaufenden Wellenstrangs für unterschiedliche Lasten verglichen. Zur Orientierung sind in der Abbildung 4 die Positionen der Wellenschwingungssensoren ( $r_1$ ,  $r_2$ ) an den Lagern beispielhaft für Ritzel- und Radwelle dargestellt. In den Abbildungen 5 bis 7 sind die Orbits der schnelllaufenden Welle für eine stationäre Last von 0,3, 2 und 4 MW dargestellt. Es zeigt sich, dass insbesondere an dem Ritzelwellenlager im Teillastbereich von 2 MW stark erhöhte Amplituden feststellbar sind (Abb. 6). Aber auch an der Turbinenwelle

treten hier höhere Wellenschwingungen auf. Aus der Größenordnung der auftretenden Störampplitude können jedoch keine Rückschlüsse zum Entstehungsort der Schwingungen gezogen werden. Der Vergleich von Abbildung 5 bis 7 zeigt ferner, wie sich die Wellenlage insbesondere am Ritzelwellenlager unter leichten Lastveränderungen stark verändert. Die Laufrichtung, mit der die Orbits durchlaufen werden, ist gleichlaufend mit der Wellendrehrichtung. Ab einer Last von ca. 4 MW stellt sich wiederum ein sehr stabiles dynamisches Verhalten der Ritzelwelle mit Schwingungswerten unter  $20 \mu\text{m p-p}$  (vorher  $95 \mu\text{m p-p}$ ) ein. Die geschilderten Beobachtungen dieser subsynchronen Wellenschwingung werden wie folgt zusammengefasst:  
 – Im *Teillastbereich* zwischen 0,3–3 MW treten erhöhte Wellenschwingungen insbesondere an der Ritzelwelle auf.

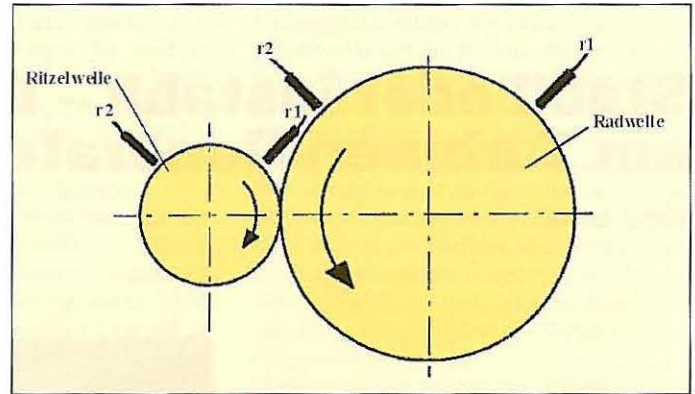


Abb. 4 Position der Wellenschwingungssensoren  $r_1$  und  $r_2$  an Ritzel- und Radwelle

Tabelle 1 Gemessene Schwingungsfrequenzen und Wellendrehfrequenzen in Abhängigkeit vom Lastzustand des Turbinenstrangs

Last [MW]	Hauptschwingungsfrequenz $f_H$ [Hz]	Drehfrequenz der Welle $f_N$ [Hz]	Frequenzverhältnis $f_H/f_N$
0,3	57,5	201,1	0,28
1	58,3	201,1	0,29
2	60,6	201,0	0,30
3	63,8	201,1	0,31

- Die die Schwingung dominierende Frequenz liegt bei ca. 1/3 der Drehfrequenz (subsynchroner Wellenschwingungen siehe auch Tabelle 1). Die Schwingungsfrequenz ändert sich leicht in Abhängigkeit vom Lastzustand.
  - Die Drehrichtung der erhöhten subsynchronen Schwingung erfolgt »gleichlaufend« in Wellendrehrichtung.
- Das Auftreten dieser festgestellten Schwingungsphänomene deutet auf ein allgemeines Instabilitätsproblem der schnelllaufenden Welle hin.

### 3 Einführung in die Schwingungsinstabilitätstheorie

Bei den meisten auftretenden Schwingungserscheinungen wird durch die auftretende Dämpfung die erzwungene Resonanz-

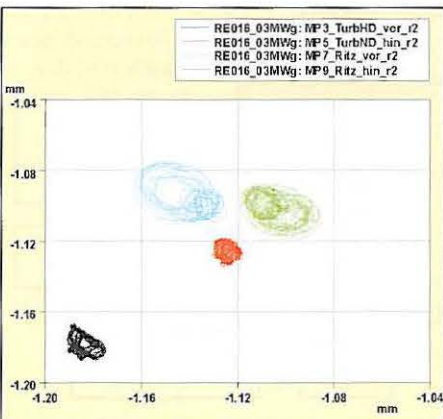


Abb. 5 Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 0,3 MW ( $r_1$ -Achse horizontal,  $r_2$ -Achse vertikal)

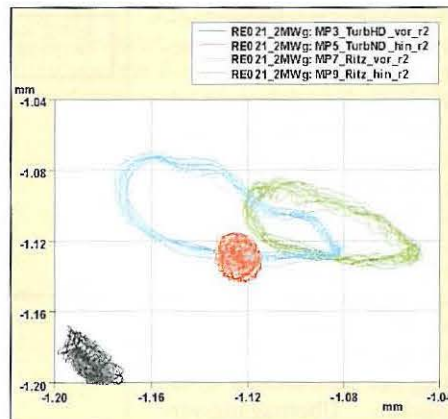


Abb. 6 Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 2 MW ( $r_1$ -Achse horizontal,  $r_2$ -Achse vertikal)

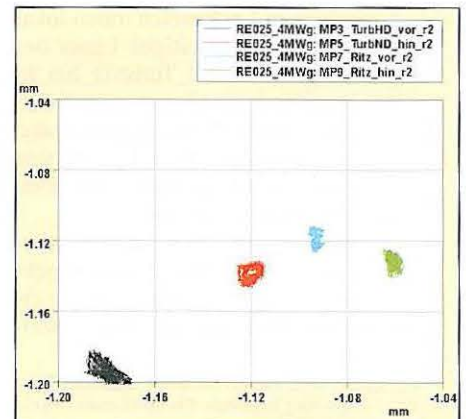


Abb. 7 Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 4 MW ( $r_1$ -Achse horizontal,  $r_2$ -Achse vertikal)

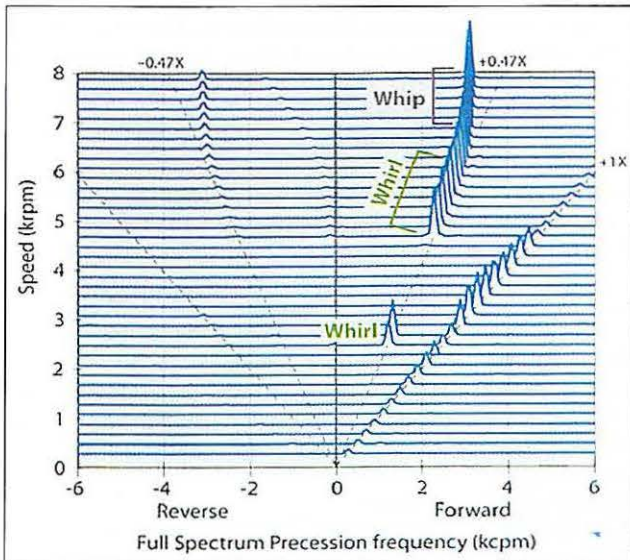


Abb. 8 Zweiseitiges Campbell-Diagramm mit Darstellung des »oil-whirl« und »oil-whip« Phänomens beim Hochlauf einer Maschine [1]

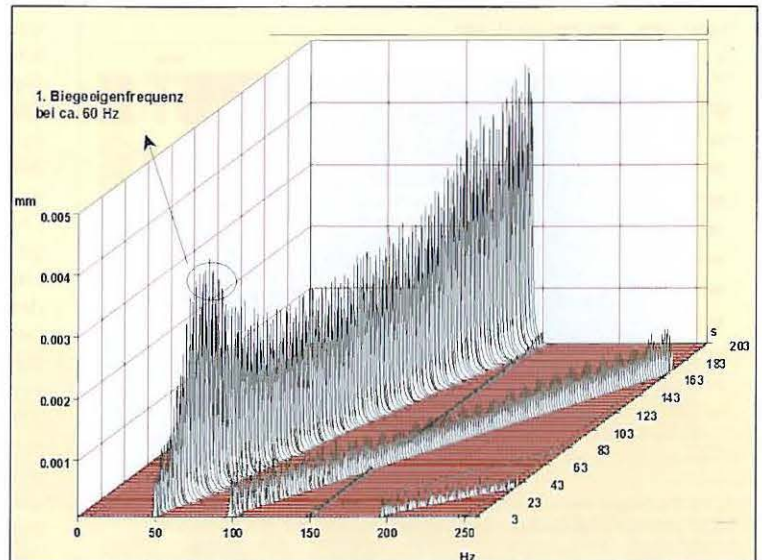


Abb. 9 Wasserfalldiagramm als Amplitudenspektrum der radialen Wellenschwingungen beim Hochlauf der Turbinenwelle

amplitude reduziert bzw. die stoßerregte Schwingung klingt ab. Insofern selbsterregte Schwingungen auftreten, kommt es zu erhöhten Amplituden, wenn Kräfte entstehen, die den Dämpfungskräften entgegenwirken. Falls diese anregenden Kräfte die Wirkung der dämpfenden Kräfte aufheben, tritt eine Instabilität (Aufschaukeln) der Schwingungen auf, die zu großen Amplituden führen kann. Quellen für diese Selbsterregung sind Gleitlager, Schaufelspiele oder Dichtungsspiele. Von den genannten Arten der Instabilitäten ist die Gleitlagerinstabilität die häufigste. Folgende Punkte sind beim Auftreten von Gleitlagerinstabilität zu beobachten:

- Vorstadium einer Gleitlagerinstabilität tritt meist mit mäßigen Amplituden und einer Frequenz *unterhalb der halben Drehfrequenz* auf (oil-whirl).
- Die Schwingungsinstabilität ist immer *gleichlaufend* mit der Drehrichtung der Welle und meistens *lastabhängig*.
- Bei Übereinstimmung der »oil-whirl«-Frequenz und einer *mechanischen Eigen-*

*frequenz* kommt es zu auffallend stark erhöhten lastabhängigen Schwingungen (oil-whip). In der Abbildung 8 sind diese grundlegenden Phänomene prinzipiell dargestellt. Aufgetragen als zweiseitiges Campbell-Diagramm sind die Schwingungsamplituden beim Hochlauf einer Maschine. Als Diagonale vorgezeichnet ist gestrichelt gekennzeichnet die einfache Drehfrequenz ( $+1x$ ) und eine weitere Diagonale unterhalb der halben Drehfrequenz ( $+0,47x$ ). Beobachtet man beim aufgezeichneten Hochlauf der Maschine die einfache Drehfrequenzkomponente, so tritt kurzzeitig beim Überfahren der 1. Eigenfrequenz die typische Schwingungsüberhöhung auf. Vergleicht man hierzu die Komponente der 0,47-fachen Drehzahl, so sind typische unregelmäßige Schwingungserhöhungen zu erkennen (whirl) bis zu dem Zeitpunkt, wo auch hier die 1. Eigenfrequenz erreicht wird. Es treten dann erhöhte Schwingungen bei dieser festen Frequenz auf. Dies wird auch als »Einrasten« (whip) bezeichnet.

**4 Überprüfung des vorgefundenen Schwingungsverhaltens** Entscheidend ist, dass in der Regel nur beim Zusammentreffen der »oil-whirl«-Frequenz und einer Eigenfrequenz der Welle kritische Schwingungen auftreten. Zur Überprüfung der Lage der ersten Biegeeigenfrequenz der schnelllaufenden Welle wurde im vorliegenden Fall der Hochlauf der Turbinenwelle von ca. 3.000 auf 9.000 1/min aufgezeichnet. In Abbildung 9 ist dieser als Wasserfalldiagramm der radialen Turbinenwellenschwingungen dargestellt. Es zeigt sich, dass bei ca. 60 Hz eine erste Schwingungsüberhöhung auftritt, die auf die erste Biegeeigenfrequenz der Turbinenwelle zurückgeführt werden kann. Dies bestätigt sich auch aufgrund der vorgefundenen Phasenlage der Wellenschwingung. Beim Hochlauf sind jedoch die Instabilitätsphänomene nicht wie in Abbildung 9 dargestellt aufgetreten. Vielmehr wurden erst nach Erreichen der Nenn Drehzahl und nach dem Synchronisieren des Generators, d. h.

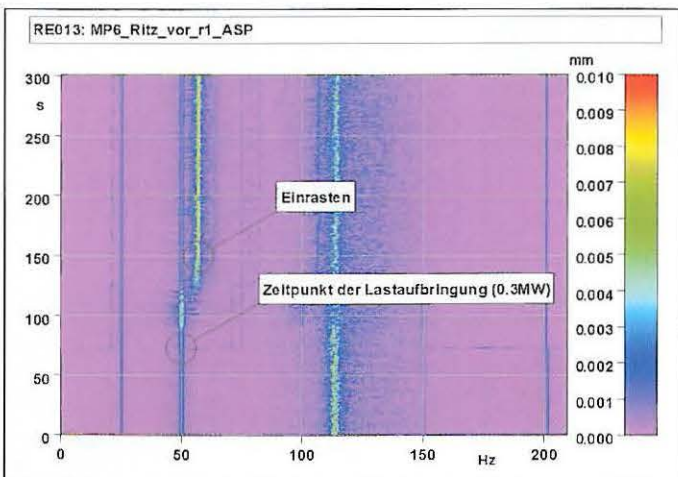


Abb. 10 Farbkarte der Ritzelwellenschwingung zu Beginn der Lastaufbringung

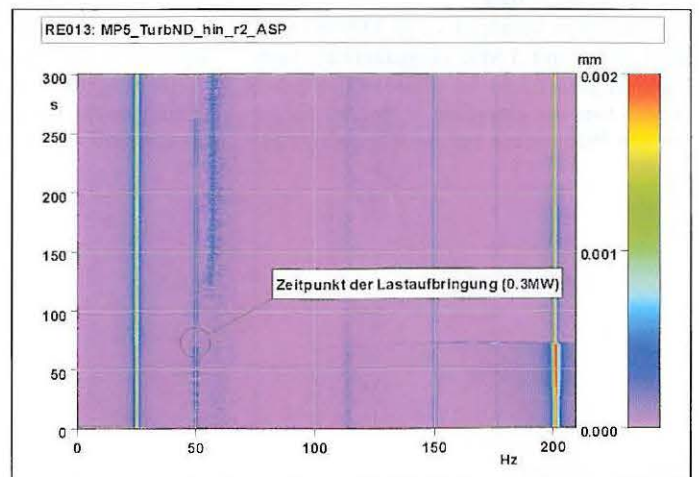


Abb. 11 Farbkarte der Turbinenwellenschwingungen zu Beginn der Lastaufbringung

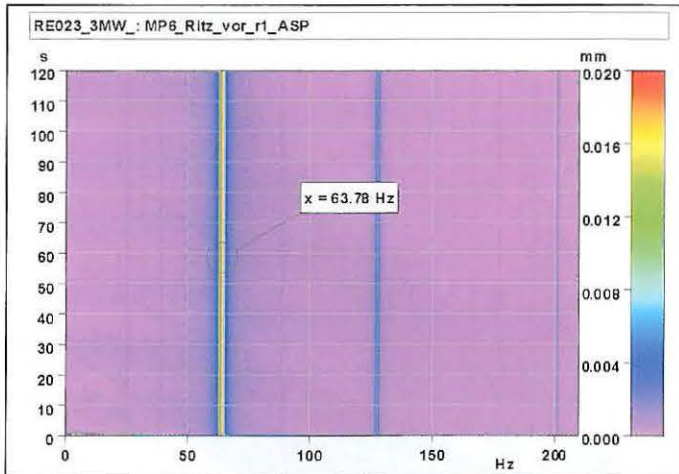


Abb. 12 Farbkarte der subsynchronen Schwingung der Ritzelwelle »eingeraushtet« auf der Biegeeigenfrequenz der Turbinenwelle

zur Zeit der Lastaufbringung die subsynchrone Schwingungen festgestellt.

Nachfolgend ist anhand der zeitgleich erfassten Signale dargestellt, wie die subsynchronen Schwingungen entstehen. Dazu sind die Amplitudenspektren der Wellenschwingungen an der Ritzelwelle und an der Turbinenwelle beim Übergang von der Synchronisation zur Lastaufbringung von 0,3 MW in den Farbkarten der Abbildungen 10 und 11 dargestellt.

In Abbildung 10 ist zu erkennen, dass zum Zeitpunkt der Lastaufbringung ausgehend von einer etwas breitbandig verteilten Schwingungsamplitude bei ca. 115 Hz, Amplituden- und Frequenzschwankungen im Bereich von 50 Hz ( $T = 90\text{--}120$  s) auftreten und sich anschließend ab dem Zeitpunkt  $T = 125$  s eine Amplitude bei einer festen Frequenz von ca. 57 Hz einstellt. Auffallend ist, dass zuerst Schwingungen bei ca. dem 0,6-fachen der Drehfrequenzen beobachtet werden, die dann, nachdem Last aufgegeben wurde, abschwächen und sich erhöhte Schwingungen bei ca. dem 0,3-fachen der Drehfrequenzen einstellen.

Abbildung 11 zeigt diesen Vorgang an der Turbinenwelle leicht verzögert, jedoch kann nicht eindeutig geklärt werden, wo das Phänomen zuerst auftrat.

Zum weiteren Vergleich ist in Abbildung 12 der Lastfall mit 3 MW (konstant) als Farbkarte dargestellt. Es ist offensichtlich, dass es sich hier um ein »Einrasten« des festgestellten Phänomens auf der Biegeeigenfre-

quenz handelt (oil-whip). Es sind im Verlauf keine lastabhängigen Schwan- kungen hinsichtlich der Frequenz mehr zu erkennen.

Die im weiteren fest- gestellte subsynchrone Frequenzän- derung von ca. 57 Hz bei Min-Last auf ca. 64 Hz bei einer Last von 3 MW konnte auf den Einfluss der sich leicht verän- dernden Gesamtlager- steifigkeit auf die Biegeeigenfrequenz der Turbinenwelle

zurückgeführt werden.

## 5 Fazit, Realisierung und Überprüfung der empfohlenen Maßnahmen

Aus den vorangegangenen Ausführungen kann geschlossen werden, dass die konstruktive Ausführung der Lagereinheit, die unter anderem bei 25 Hz eine mechanische Eigenfrequenz aufweist und in horizontaler Richtung eher eine geringe Steifigkeit besitzt, verantwortlich ist für die am ausgangsseitigen Lager des Niederdruckteils der Turbine auftretenden erhöhten Lagerbockschwingungen.

Die Ursache der erhöhten subsynchronen Wellenschwingung ist das Auftreten einer Instabilität in Verbindung mit der Biegeeigenfrequenz des schnelllaufenden Strangs (Turbinenwelle). Die Ergebnisse der Untersuchung deuten auf eine Gleitlagerinstabilität der Ritzelwelle (oil-whip). Die festgestellte subsynchrone Schwingungsfrequenz liegt im Bereich zwischen dem 0,28- und 0,31-fachen der Drehfrequenz. Die Messungen belegen, dass die Instabilität gleichlaufend mit der Drehrichtung der Welle und lastabhängig auftritt.

Das Kriterium für allgemeine Instabilität ist ein Grenzwert des logarithmischen Dekrements. Der berechnete Wert der Turbine liegt bei  $\vartheta = 0,3$  und kann damit als unkritisch bewertet werden. Die eingesetzten Gleitlager der Ritzelwelle hingegen wurden hinsichtlich des Lagerspiels und der Um-

fangsgeschwindigkeit im Grenzbereich der Ritzelwelle gefahren. Aus diesen und aus den vorher erläuterten Feststellungen wurde die Ursache auf die Instabilität der Ritzelwellengleitlager zurückgeführt.

Als Maßnahme zur Vermeidung der Instabilität wurde eine Modifizierung des Ritzelwellengleitlagersystems empfohlen. Dabei kann sowohl ein Einfluss über Veränderung der Lagergeometrie (Lagertyp, Breitenverhältnis, Spiel) als auch über die Lagerbelastung bzw. die Zähigkeit des Schmiermittels vorgenommen werden.

Darüber hinaus wurde zur Minderung der oben aufgeführten Lagerbockschwingung eine Versteifung des niederdruckseitigen Lagerbocks in horizontaler Richtung vorgeschlagen.

Die empfohlenen Maßnahmen wurden umgehend umgesetzt. Das radiale Lagerspiel der Ritzelwelle wurde reduziert. Nach der Realisierung wurden erneute Schwingungsmessungen vom Hersteller vorgenommen. Die Lagerbockschwingungen konnten auf Werte von maximal 1,8 mm/s eff (vorher 7,1 mm/s eff) reduziert werden. Darüber hinaus waren keinerlei Instabilitäten der schnelllaufenden Welle mehr festzustellen. An der Ritzelwelle wurden im bemängelten unteren Lastbereich radiale Wellenschwingung von maximal nur 14  $\mu\text{m}$  p-p festgestellt (vorher 95  $\mu\text{m}$  p-p), so dass die Anlage nach Umsetzung der Maßnahmen auch hinsichtlich des Schwingungsverhaltens im »grünen Bereich« dem Betreiber übergeben werden konnte [2].

### Literatur

- [1] Donald E. Bently, Charles T. Hatch: Fundamentals of Rotating Machinery Diagnostics. Bently Pressurized Bearing Company, Minden (USA), 2002
- [2] Lenz, Johann: Vibrationen auf der Spur. Firmeneigene Projektbroschüre ([www.koetter-consulting.com](http://www.koetter-consulting.com))