

Schwingungsinstabilitäten an Dampfturbine- Generatorstrang

Dr.-Ing. Johann Lenz
KÖTTER Consulting Engineers, Rheine

1 Situationsbeschreibung

Bei der Inbetriebnahme eines Generatorstranges in Österreich 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 umfangreichen meßtechnischen Untersuchung beauftragt.

2 Meßdurchführung

In Abbildung 1 ist der prinzipielle Aufbau des Generatorstranges 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 1/min ($f_N = 201$ Hz) wird das Drehmoment über ein einstufiges Getriebe mit Ritzel- und Radwelle auf die langsamlaufende Generatorwelle mit 1.500 1/min ($f_G = 25$ 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).

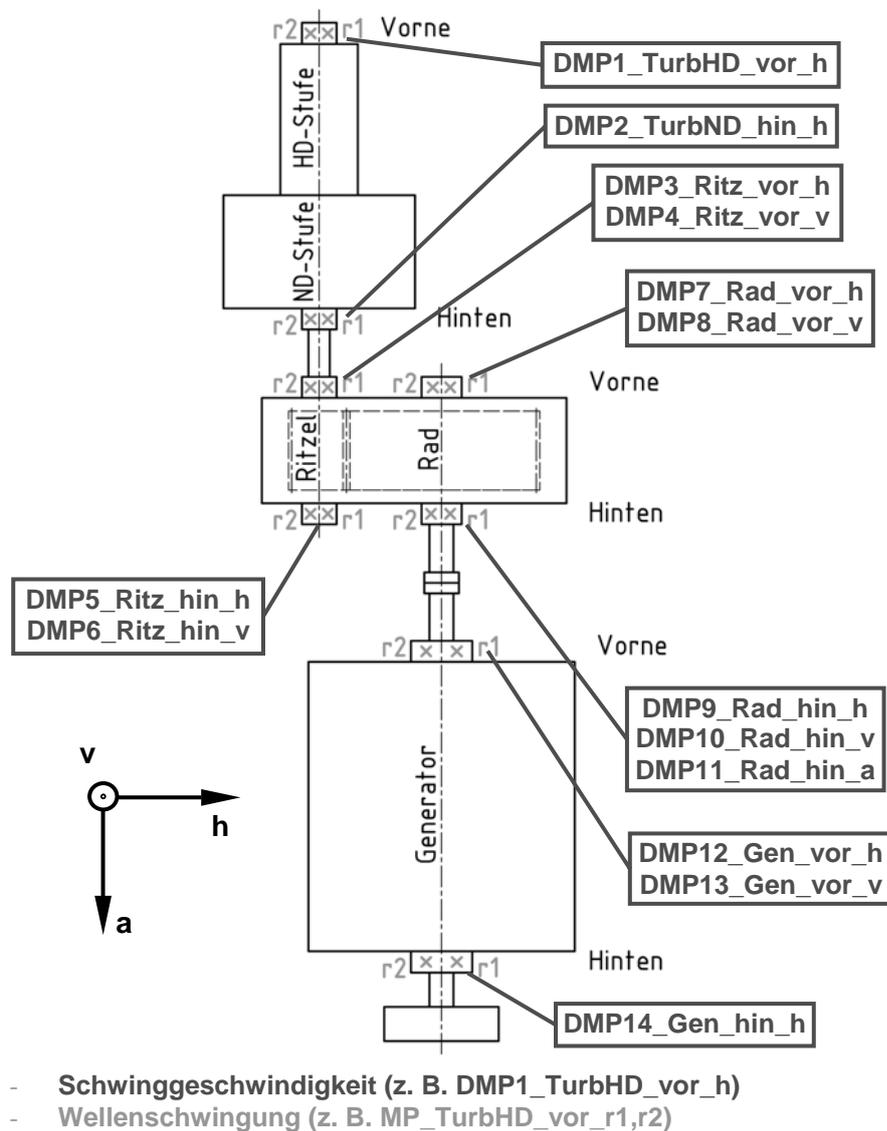


Abbildung 1: Prinzipskizze des Generatorstranges sowie Lage der Meßpunkte

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

- Unabhängig vom Lastbereich traten lokal begrenzt am ausgangseitigen 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 Ritzelwelle $S_{\text{max}} = 95 \text{ }\mu\text{m}$ 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.

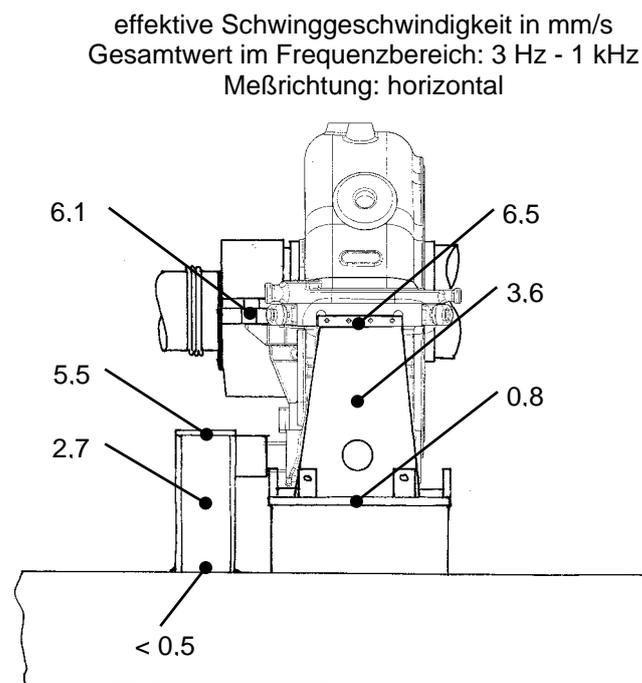


Abbildung 2: Gemessene effektive Schwinggeschwindigkeiten im Bereich des niederdruckseitigen Turbinenlagers in horizontaler Richtung

Es zeigte sich, daß das horizontale Schwingungsniveau, ausgehend vom Fundamentrahmen bis zur Höhe des Wellenstranges, stark anstieg (Abbildung 2). 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 (Höhe des Wellenstranges) 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 Wellenstranges für unterschiedliche Lasten verglichen. Zur Orientierung sind in Abbildung 3 die Positionen der Wellenschwingungssensoren (r_1 , r_2) an den Lagern beispielhaft für Ritzel- und Radwelle dargestellt.

In Abbildung 4 bis Abbildung 6 sind die Orbits der schnelllaufenden Welle für eine stationäre Last von 0,3 MW, 2 MW und 4 MW dargestellt.

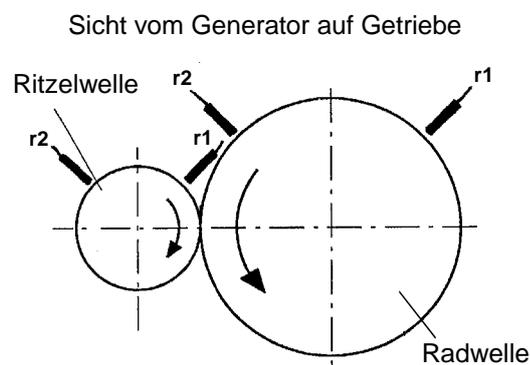


Abbildung 3: Position der Wellenschwingungssensoren r_1 und r_2 an Ritzel- und Radwelle

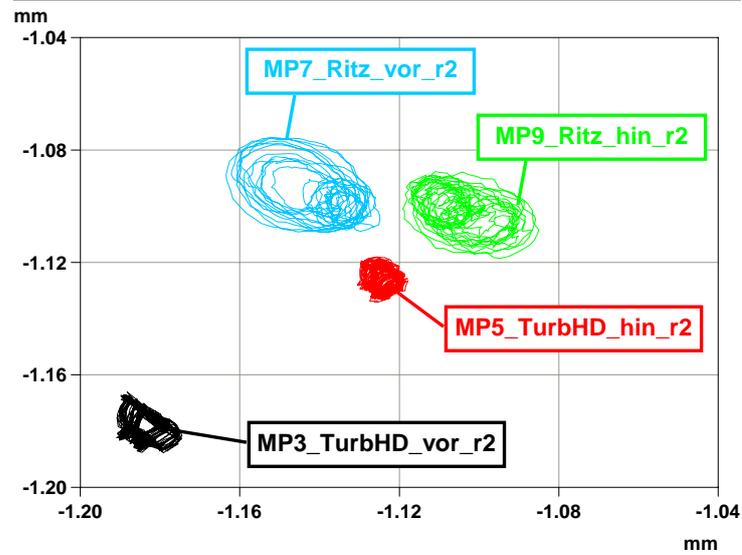


Abbildung 4: Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 0,3 MW (r_1 -Achse horizontal, r_2 -Achse vertikal)

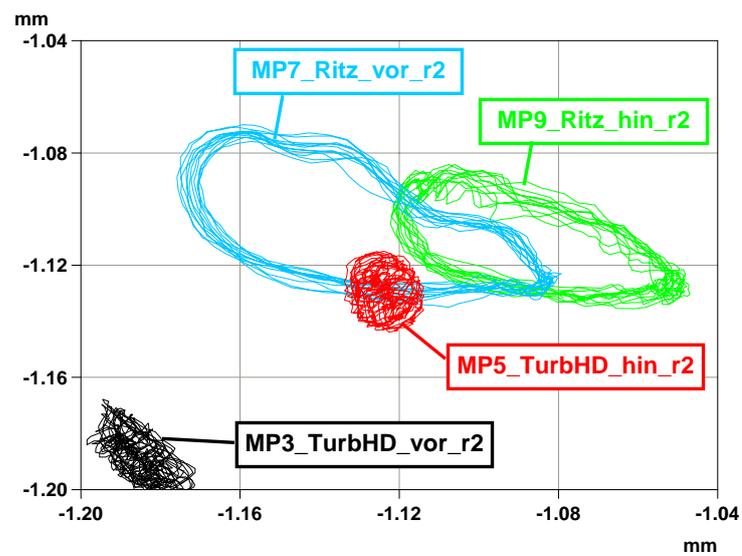


Abbildung 5: Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 2 MW (r_1 -Achse horizontal, r_2 -Achse vertikal)

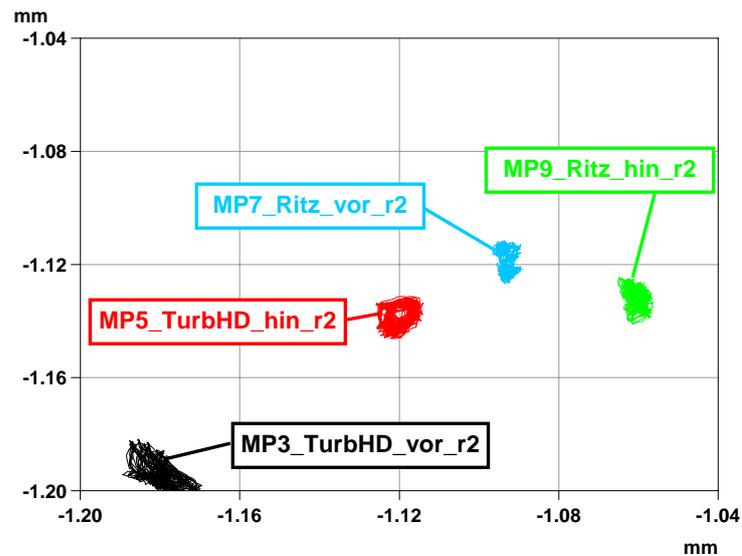


Abbildung 6: Orbitdarstellung der Wellenschwingungen von Turbinen- und Ritzelwelle bei 4 MW (r_1 -Achse horizontal, r_2 -Achse vertikal)

Es zeigt sich, daß insbesondere an dem Ritzelwellenlager im Teillastbereich von 2 MW stark erhöhte Amplituden feststellbar sind (Abbildung 5). Aber auch an der Turbinenwelle treten hier höhere Wellenschwingungen auf. Aus der Größenordnung der auftretenden Störampplitude können jedoch keine Rückschlüsse auf den Entstehungsort der Schwingungen gezogen werden. Der Vergleich von Abbildung 4 bis Abbildung 6 zeigt ferner, wie sich die Wellenlage insbesondere am Ritzelwellenlager unter leichten Lastveränderungen stark verändert. Die Laufrichtung, mit der die Orbits durchlaufen werden, ist gleichlaufend, d. h. mit der Wellendrehrichtung. Ab einer Last von ca. 4 MW stellt sich wiederum ein sehr stabiles dynamisches Verhalten der Ritzelwelle mit Schwingungswerten unter 20 μm p-p (vorher 95 μm p-p) ein.

Die geschilderten Beobachtungen dieser subsynchronen Wellenschwingung werden wie folgt zusammengefaßt:

- Im Teillastbereich zwischen 0,3 MW - 3 MW treten erhöhte Wellenschwingungen insbesondere an der Ritzelwelle auf.

- Die die Schwingung dominierende Frequenz liegt bei ca. 1/3 der Drehfrequenz (subsynchrone Wellenschwingungen, siehe auch Tabelle 1). Die Schwingungsfrequenz ändert sich leicht in Abhängigkeit vom Lastzustand.
- Die Drehrichtung der erhöhten subsynchronen Schwingung erfolgt „gleichlaufend“ in Wellendrehrichtung.

Last [MW]	Hauptschwingungsfrequenz f_H [Hz]	Drehfrequenz der Welle f_N [Hz]	Frequenzverhältnis f_H/f_N
0,3	57,45	201,09	0,285
1	58,24	201,12	0,289
2	60,63	201,03	0,301
3	63,82	201,14	0,317

Tabelle 1: Gemessene Schwingungsfrequenzen und Wellendrehfrequenzen in Abhängigkeit vom Lastzustand des Turbinenstranges

Das Auftreten dieser festgestellten Schwingungsphänomene deutet auf ein allgemeines Instabilitätsproblem der schnelllaufenden Welle hin.

3 Phänomene der Schwingungsinstabilität

Bei den meisten Schwingungserscheinungen wird durch die auftretende Dämpfung die erzwungene Resonanzamplitude reduziert bzw. die stoßerregte Schwingung klingt ab.

Sofern selbsterregte Schwingungen auftreten, kommt es zu erhöhten Amplituden, wenn Kräfte entstehen, die den Dämpfungskräften entgegen wirken. 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:

- Das 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 Eigenfrequenz kommt es zu auffallend stark erhöhten lastabhängigen Schwingungen (oil-whip).

In der nachfolgenden Abbildung 7 sind diese grundlegenden Phänomene prinzipiell dargestellt. Die Schwingungsamplituden sind als zweiseitiges Campbell-Diagramm beim Hochlauf einer Maschine aufgetragen. Gestrichelt gekennzeichnet sind die einfache Drehfrequenz (+ 1x), die als Diagonale vorgezeichnet ist, 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 (whirl) zu erkennen bis zu dem Zeitpunkt, zu dem auch hier die 1. Eigenfrequenz erreicht wird. Es treten dann erhöhte Schwingungen bei dieser festen Frequenz auf. Dies wird auch als „Einrasten“ (whip) bezeichnet.

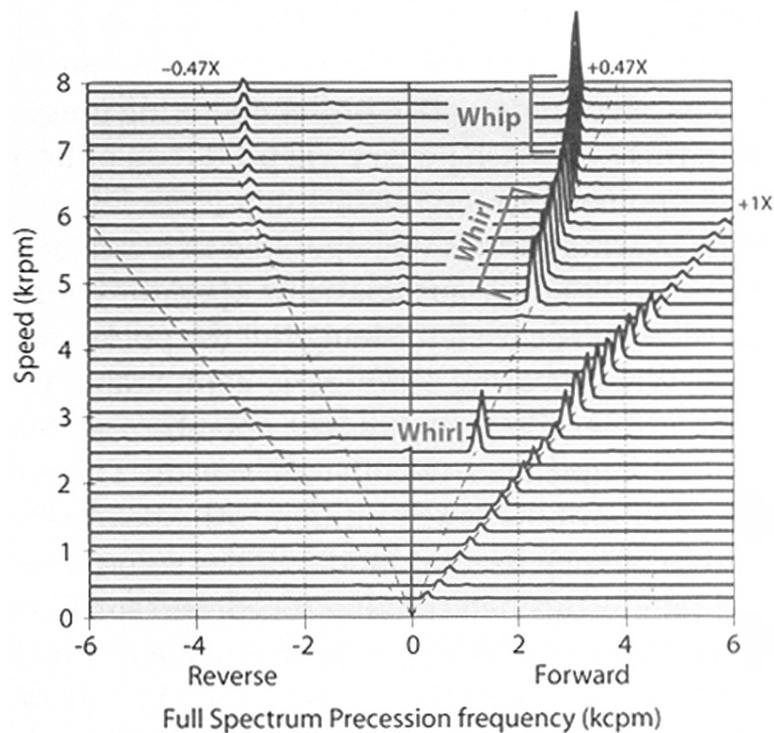


Abbildung 7: Zweiseitiges Campbell-Diagramm mit Darstellung des oil-whirl und oil-whip Phänomens beim Hochlauf einer Maschine [1]

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 1/min auf 9.000 1/min aufgezeichnet. In Abbildung 8 ist dieser als Wasserfalldiagramm der radialen Turbinenwellenschwingungen dargestellt.

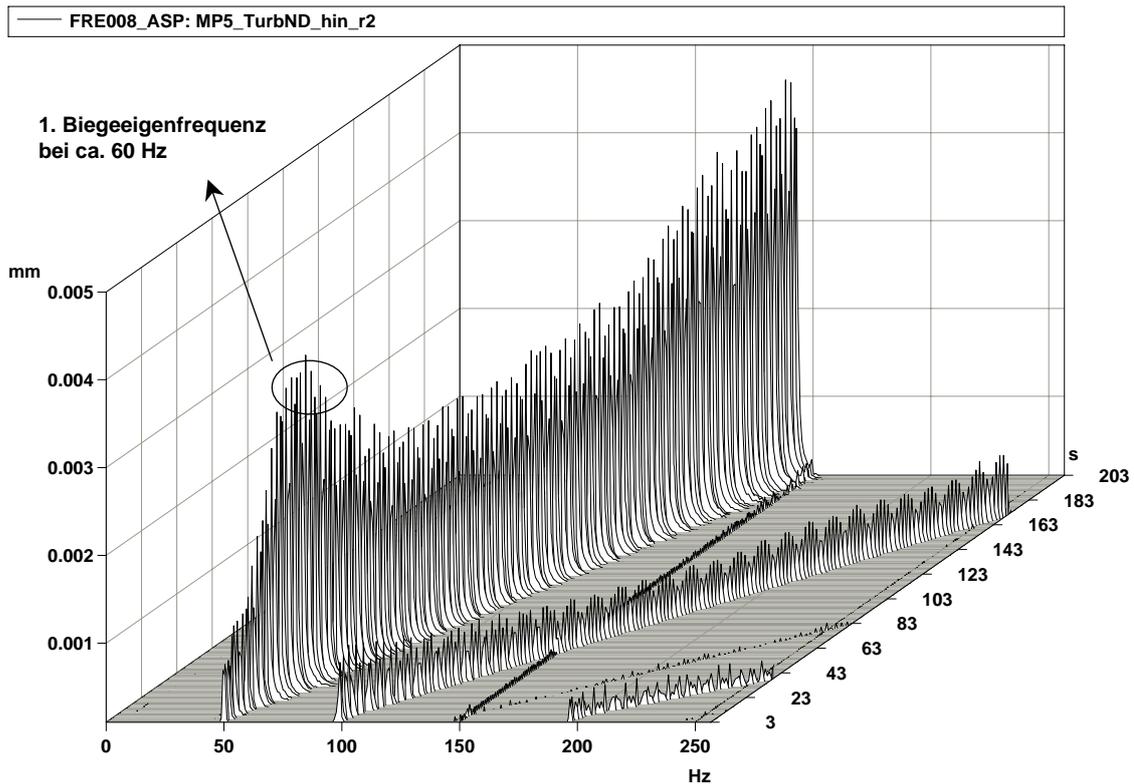


Abbildung 8: Wasserfalldiagramm als Amplitudenspektrum der radialen Wellenschwingungen beim Hochlauf der Turbinenwelle

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 traten die Instabilitätsphänomene jedoch nicht wie in Abbildung 8 dargestellt auf. Vielmehr wurden die subsynchronen Schwingungen erst nach Erreichen der Nenndrehzahl und nach Synchronisieren des Generators, d. h. zur Zeit der Lastaufbringung, festgestellt.

Nachfolgend ist die Entstehung der subsynchronen Schwingungen anhand der zeitgleich erfaßten Signale dargestellt. 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 Abbildung 9 und Abbildung 10 dargestellt.

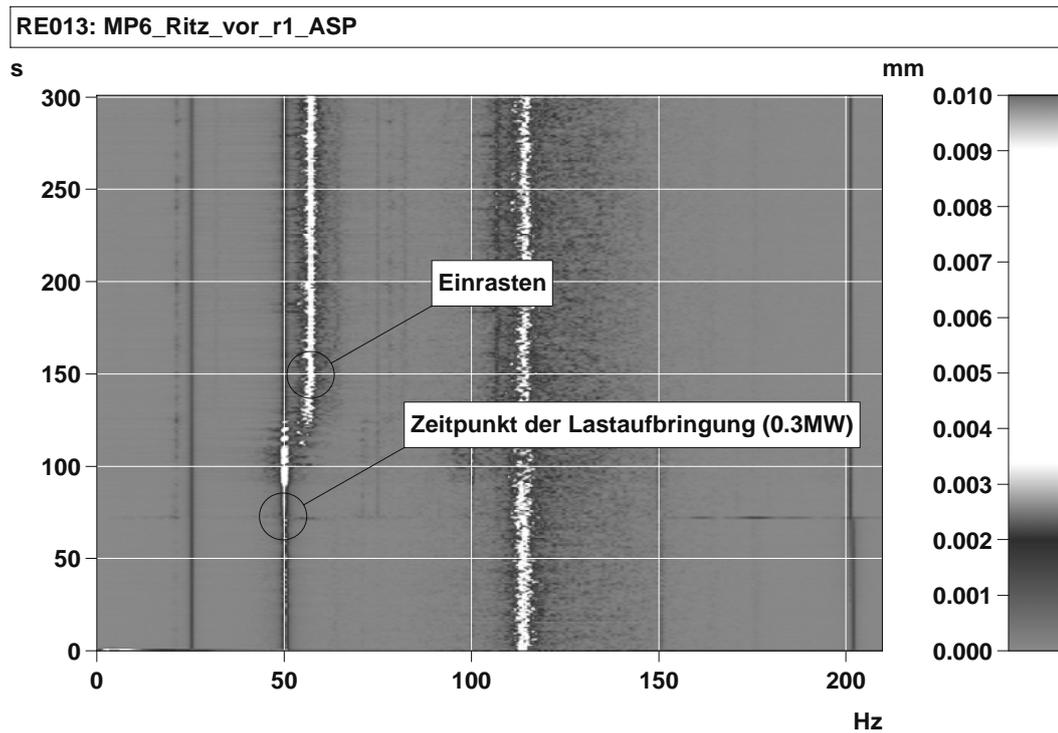


Abbildung 9: Farbkarte der Ritzelwellenschwingung zu Beginn der Lastaufbringung

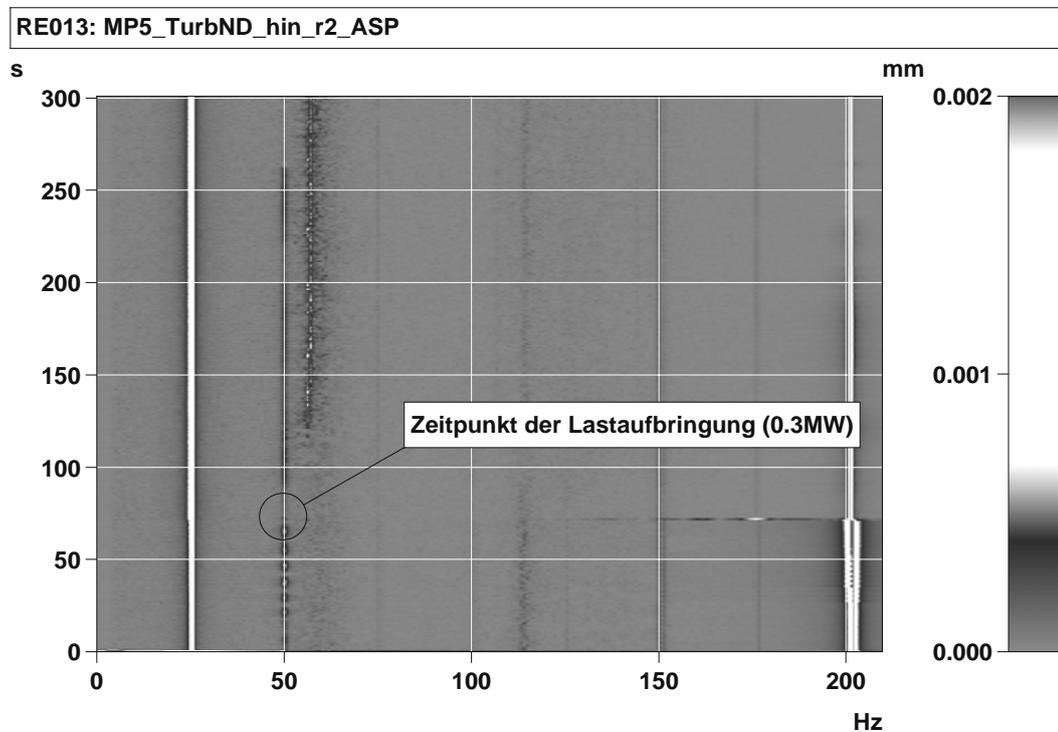


Abbildung 10: Farbkarte der Turbinenwellenschwingungen zu Beginn der Lastaufbringung

In Abbildung 9 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 ($T = 90 - 120$ 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 dem ca. 0,6-fachen der Drehfrequenzen beobachtet werden, die dann, nachdem Last aufgegeben wurde, abschwächen und sich erhöhte Schwingungen bei dem ca. 0,3-fachen der Drehfrequenzen einstellen.

Abbildung 10 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 11 der Lastfall mit 3 MW (konstant) als Farbkarte dargestellt. Es ist offensichtlich, daß es sich hier um ein "Einrasten" des festgestellten Phänomens auf der Biegeeigenfrequenz handelt (oil-whip). Es sind im Verlauf keine lastabhängigen Schwankungen hinsichtlich der Frequenz mehr zu erkennen.

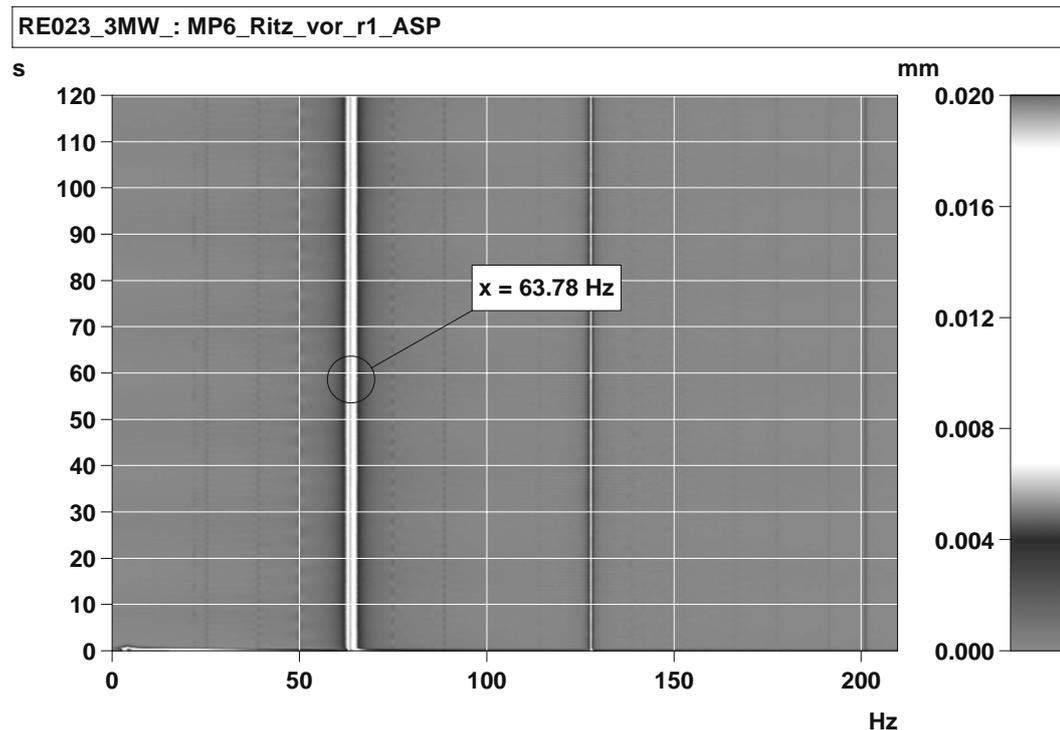


Abbildung 11: Farbkarte der subsynchronen Schwingung der Ritzelwelle „eingrastet“ auf der Biegeeigenfrequenz der Turbinenwelle

Die im weiteren festgestellte subsynchrone Frequenzänderung von ca. 57 Hz bei Min-Last auf ca. 64 Hz bei einer Last von 3 MW konnte auf den Einfluß der sich leicht verändernden Gesamtlagersteifigkeit 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 Stranges (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 Umfangsgeschwindigkeit im Grenzbereich der Ritzelwelle gefahren.

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

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

Die vorgeschlagenen 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 schnellaufenden Welle mehr festzustellen. An der Ritzelwelle wurden im bemängelten unteren Lastbereich radiale Wellenschwingungen von maximal nur 14 µm p-p festgestellt (vorher 95 µm p-p), so daß die Anlage nach Umsetzung der Maßnahmen auch hinsichtlich des Schwingungsverhaltens im „grünen Bereich“ dem Betreiber übergeben werden konnte.

Referenzen:

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