

Einsatz von Dehnungsmessstreifen am Ende der Lebensdauer – zwei Beispiele aus der Praxis

M. Titzschkau¹, P. Dörfler²

1: Kraftwerke Oberhasli AG – Grimsel Hydro, Innertkirchen, Schweiz

2: Hydro-Berater GmbH, Zürich, Schweiz

Inhalt

Risse in der Druckleitung des Kraftwerks Handeck 1

Disposition Kraftwerk Handeck 1

Verteilleitung Kraftwerk Handeck 1

Anzeigen und Massnahmen

Dehnungsmessung zur Überwachung

Schwellwertüberschreitung am 01.01.2021 – Notstopp Kraftwerk

Schaden & Massnahmen

Ermüdungsrisse an den Francisrädern Grimsel 2

Dehnungsmessungen auf dem Laufrad und Korrelation mit anderen Messwerten

Zwischenfazit

Ursachenfindung

Von Kármán – Anregung ?

Kleine Designänderung

Fazit

Risse in der Druckleitung des Kraftwerks Handeck 1

Eckdaten zum Kraftwerk:

- Ältestes Kraftwerk der Kraftwerke Oberhasli AG – Baujahr 1928-33
- Druckschacht vom Gelmersee zum Kraftwerk, ohne vorgelagerten Triebwasserweg und Wasserschloss
- 2 (4) vertikale Peltonmaschinensätze à 24MW
- Nennfallhöhe 540m

- Retrofit zweier Maschinensätze 2012

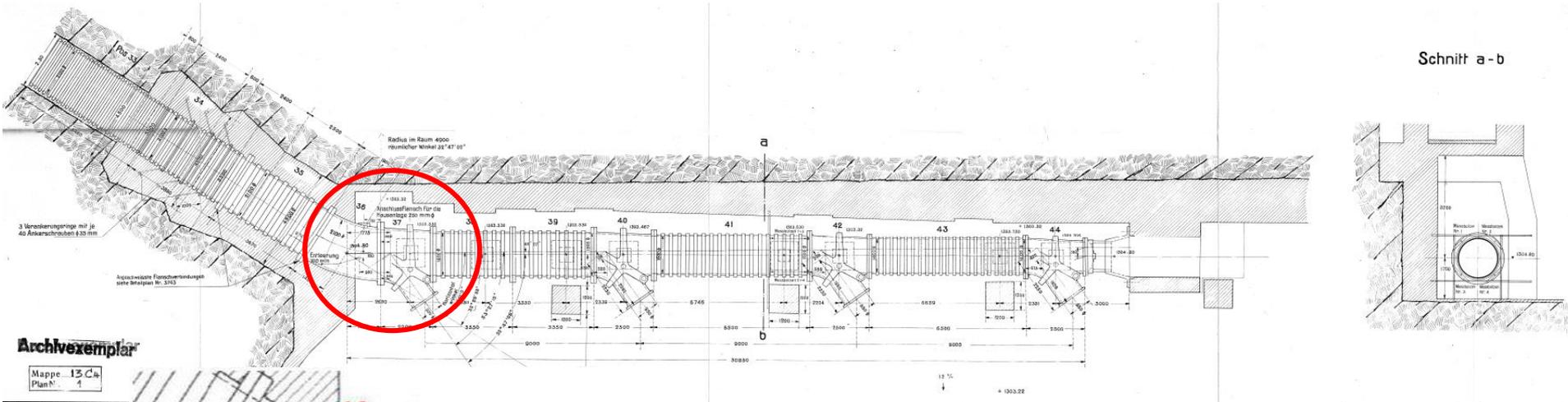
Verteilleitung Kraftwerk Handeck 1

Im Rahmen einer Inspektion wurden an der Druck- und Verteilleitung des Kraftwerks Handeck 1 diverse Risse entdeckt. Als Folge wurden unterschiedliche Massnahmen getroffen.

- Betriebliche und Bauliche Massnahmen
- Bandagierung eines Verteilleitungsabschnittes
- Schweissreparaturen
- Monitoring eines aussergewöhnlich grossen "Lunkers" mittels Dehnungsmessstreifen [DMS]
- Lebensdauerberechnung an der DMS-Messstelle und Definition eines schonenden Betriebsregimes

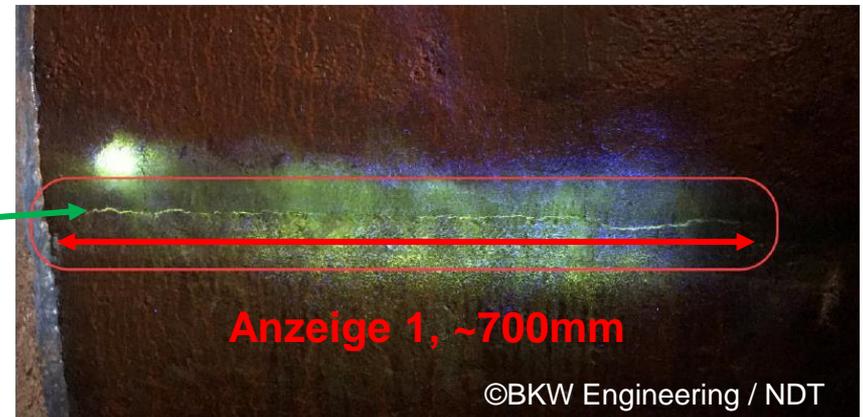
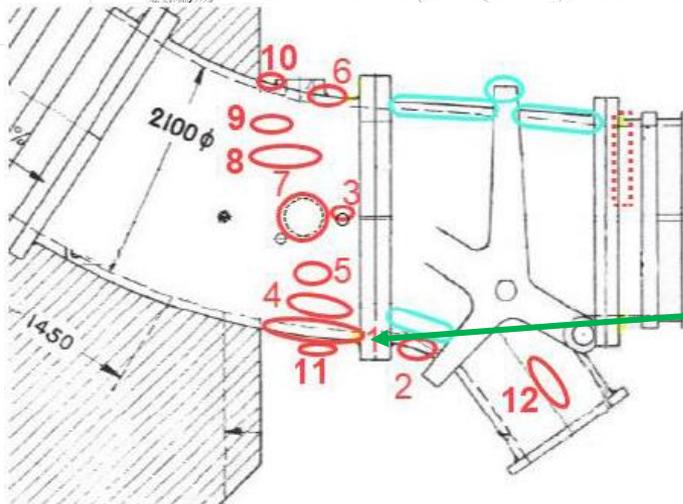
Mit diesen Massnahmen soll mittelfristig ein sicherer Betrieb ermöglicht werden

Verteilleitung Schieberkammer



Archivexemplar

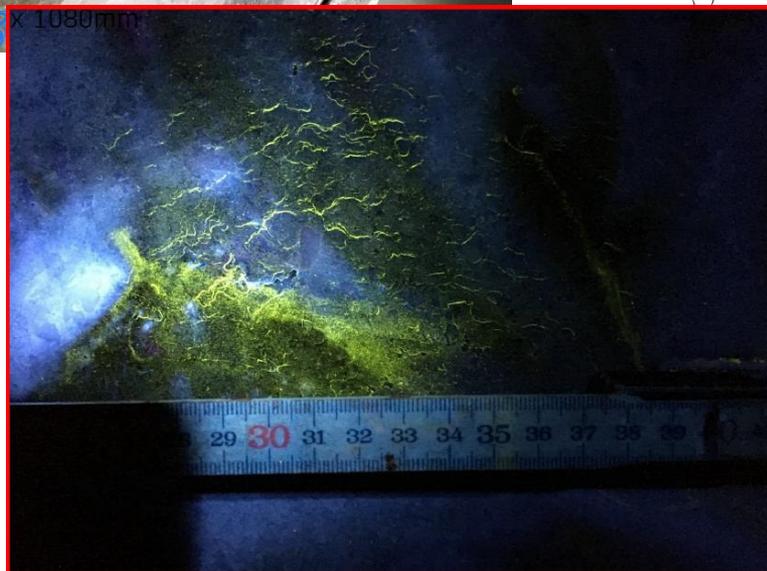
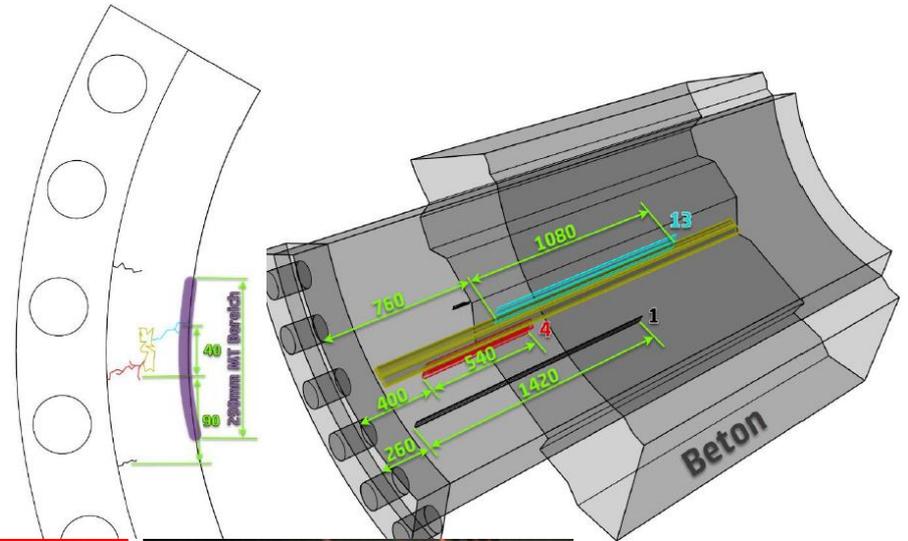
Mappe 13 Ca
Plan N. 1



Übersicht der Anzeigen

○ Beschliffene / Reparierte Stellen

Anzeige am Anschlussrohr (#01)



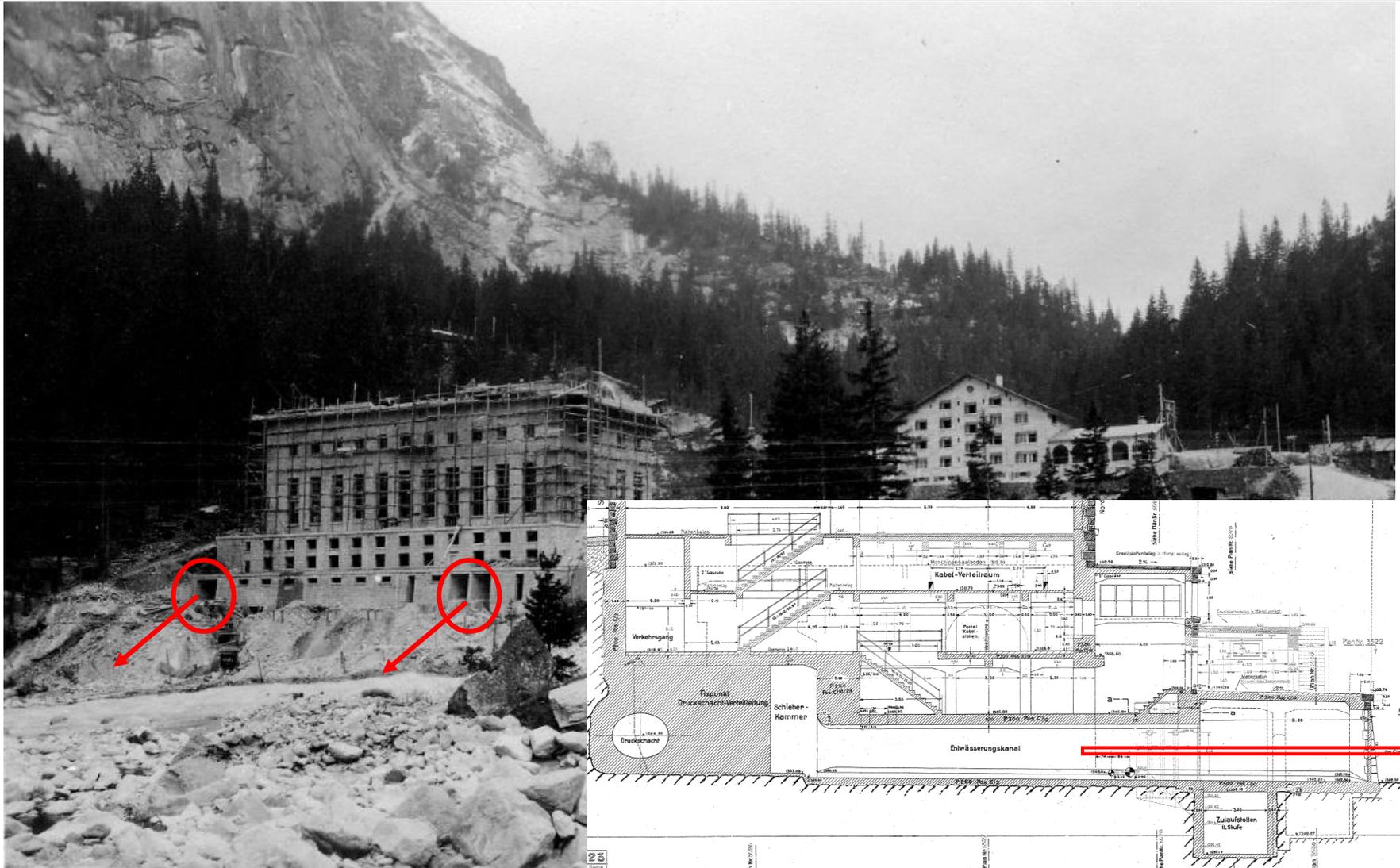
Bauliche Massnahmen

Zu Zeiten der Inbetriebnahme war das Kraftwerk bezüglich seiner Grösse ein herausragendes Bauwerk. Die Erbauer rechneten mit diversen Havarien und bauten die Zentrale damals so, dass durch verschiedene Entlastungsöffnungen grosse Mengen Wasser aus der Schieberkammer und dem Turbinenboden abgeführt werden können. Diese Entlastungen wurden über die Jahrzehnte verbaut.

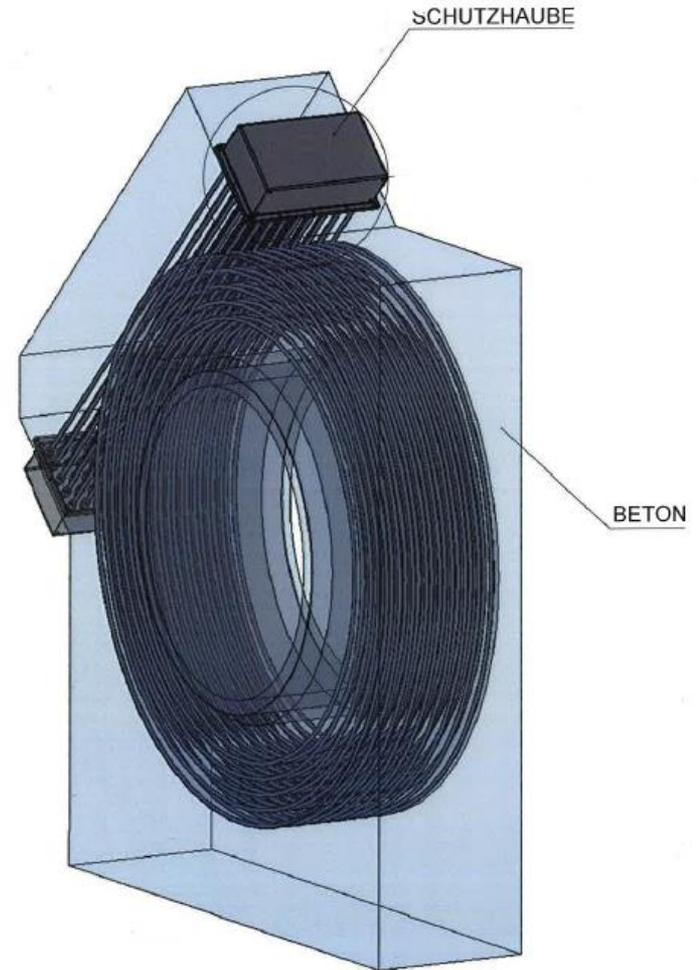
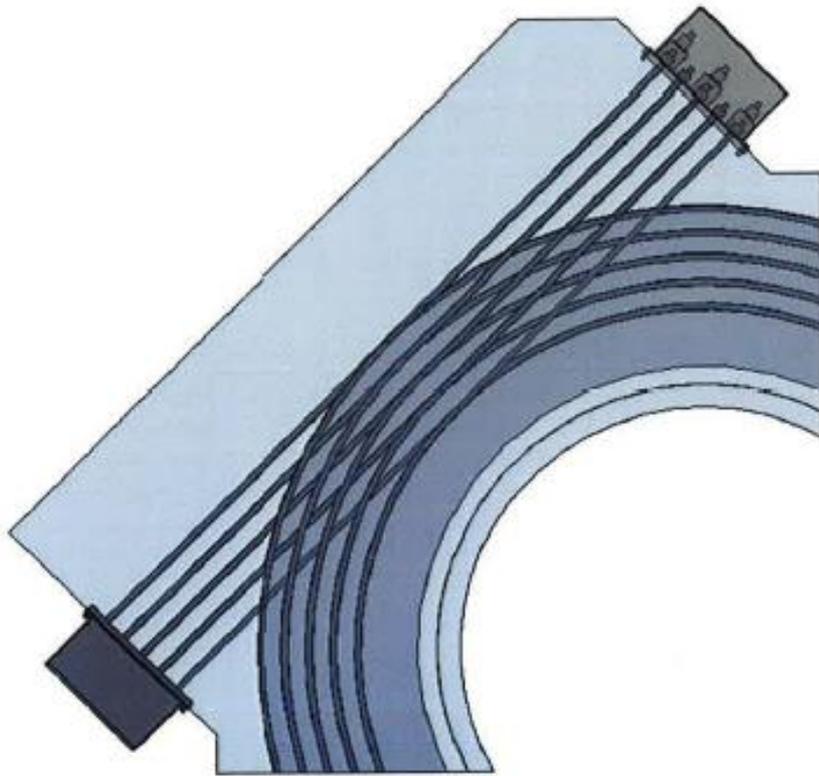
Durch umfangreiche Massnahmen konnten diese Entlastungsbauwerke nun wieder einsatzbereit gemacht werden.

Das Anschlussrohr wurde mit Spannseilen armiert und mit hochfestem Beton vergossen, so dass die tragende Funktion der Rohrwand an die Hilfskonstruktion übergeben wird. Drei dieser Spannlitzen werden mit Kraftmessdosen überwacht.

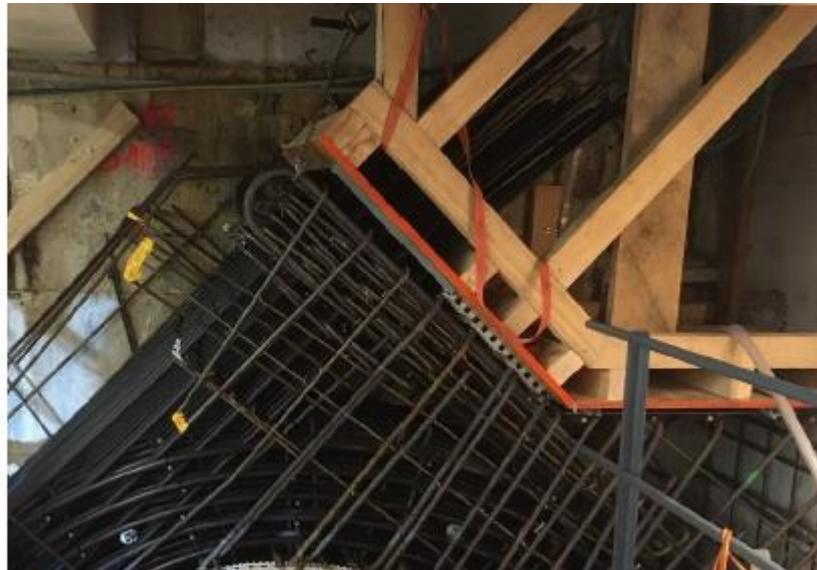
Bauliche Massnahmen



Armierung Anschlussrohr

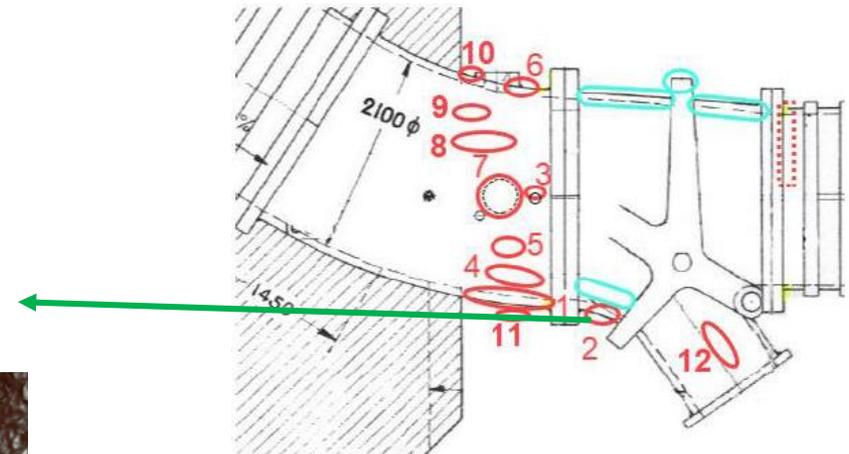


Armierung Anschlussrohr



Anzeigen an Abzweiger 1 (#2&12)

Am Abzweiger eins wurden zwei Anzeigen näher betrachtet. Anzeige zwei wurde durch eine bruchmechanische Berechnung als potenziell kritisch bewertet, in der Folge ausgemuldet und verschweisst und wird nun überwacht.



Übersicht der Anzeigen

○ Beschliffene / Reparierte Stellen

Anzeigen an Abzweiger 1 (#2&12)

Anzeige 12 wurde mittig in der Rohrwand detektiert, mit signifikantem Anstand zu den Oberflächen. Insofern wurde davon ausgegangen, dass es sich um einen Materialdefekt handelt. Dies auch, da das Prüfergebnis der Ultraschallprüfung den Erfahrungswerten bezüglich Materialfehlstellen bei altem Stahl entsprach.

Eine FE-Simulation der betreffenden Stelle sowie eine Lebensdauerberechnung unter Verwendung der Simulationsergebnisse ergab eine ausreichende Sicherheit für den geplanten Betrieb. Zur Rückversicherung wurde der Bereich mit Dehnungsmessstreifen versehen und kontinuierlich überwacht. Die Ergebnisse der Dehnungsmessung bestätigten die Ergebnisse der FE-Berechnung.

Situation Messstelle

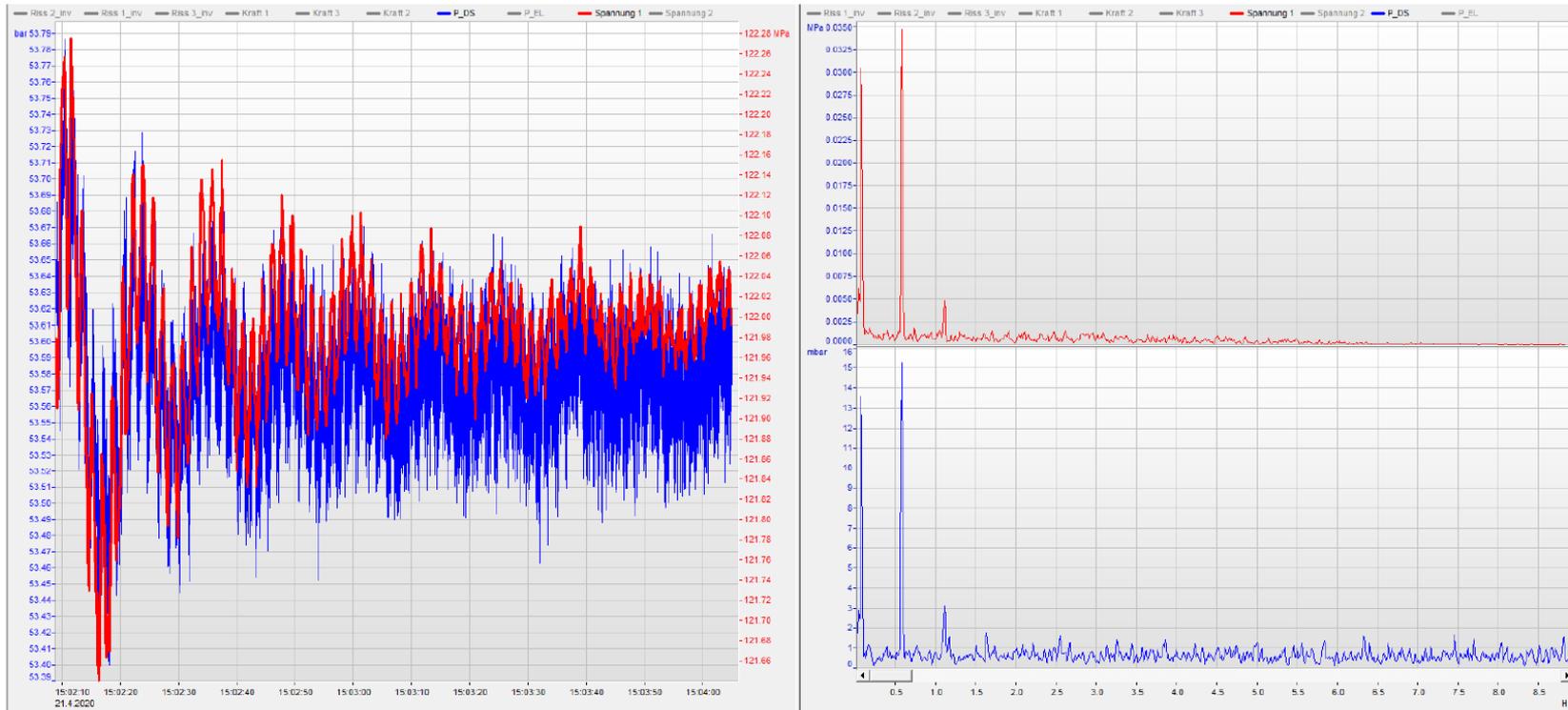


Messinstallation zur Fehlstellenüberwachung:

- DMS 1 unmittelbar über der UT-Anzeige
- DMS RES als Backup für DMS 1, sollte dieser ausfallen
- DMS 2 als Referenz am gesunden Grundmaterial
- Verlauf UT-Anzeige rot skizziert



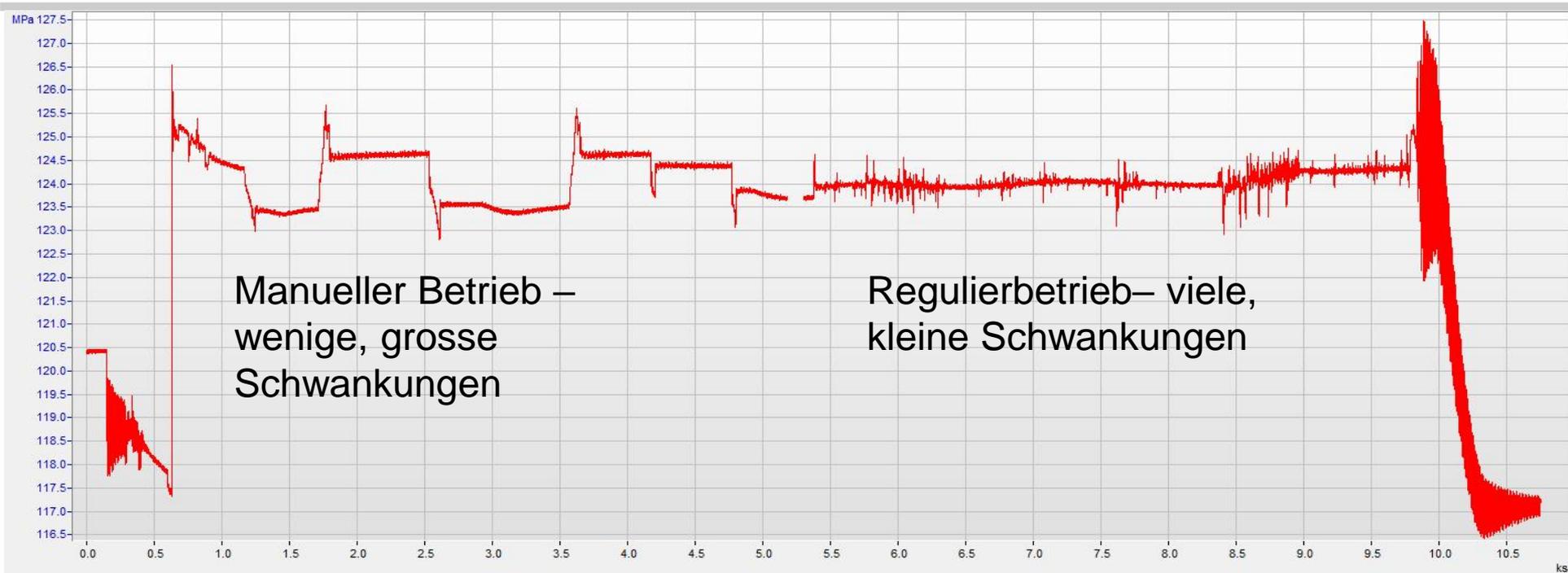
Plausibilitätsprüfung DMS



Das **DMS-Signal** wurde mit der **Druckmessung** verglichen. Die gemessenen Frequenzen waren identisch, so dass eine gute Qualität der Messstelle angenommen werden durfte.

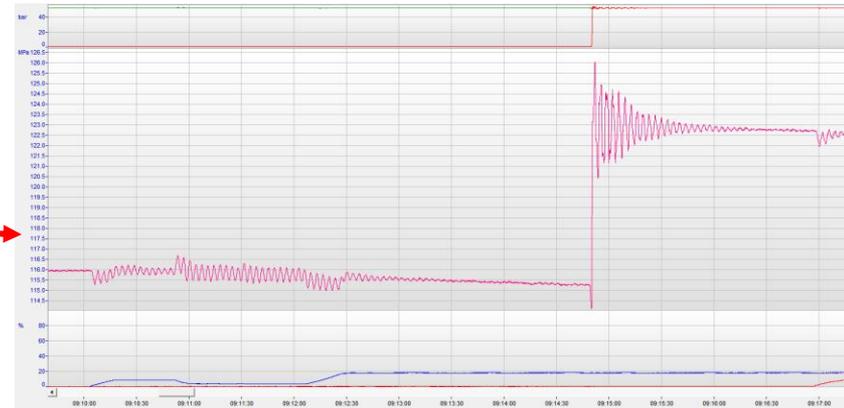
Ebenso entsprachen die gemessenen Dehnungen sehr gut den FEM-Berechnungsergebnissen

Betriebliche Massnahmen



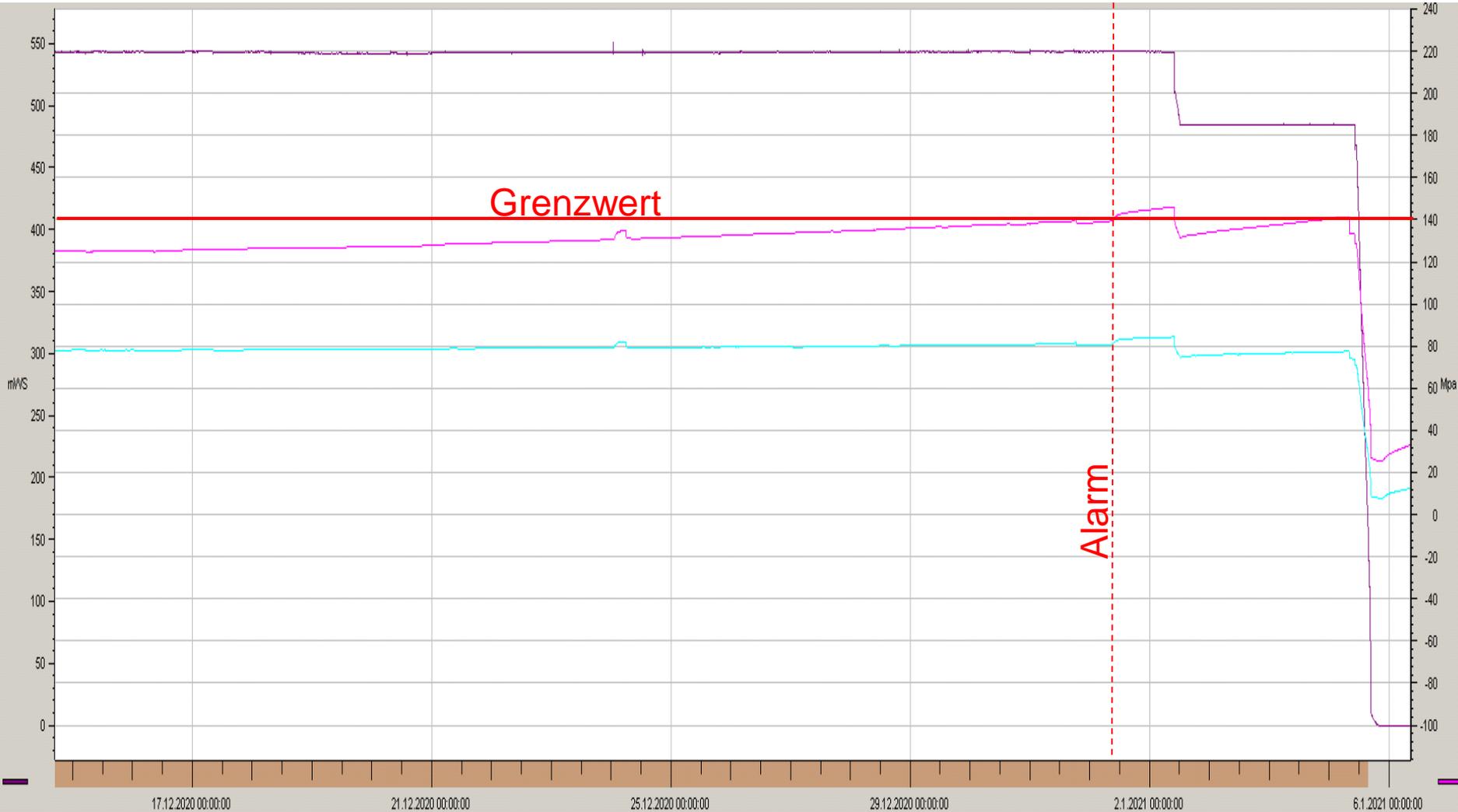
Gemittelte Betriebsdaten über mehrere Monate, um manuellen mit automatischem Betrieb vergleichen zu können. Als Ergebnis ergab sich, dass der Betrieb an der automatischen Regulierung für die Druckleitung die schonendste Betriebsweise darstellt.

Betriebliche Massnahmen



Bisher wurden nach jedem Stopp die Einläufe entlastet. Beim Füllen zeigten sich ausserordentliche Lastamplituden. Seither bleiben die Einläufe belastet und werden nur bei Inspektionen entleert.

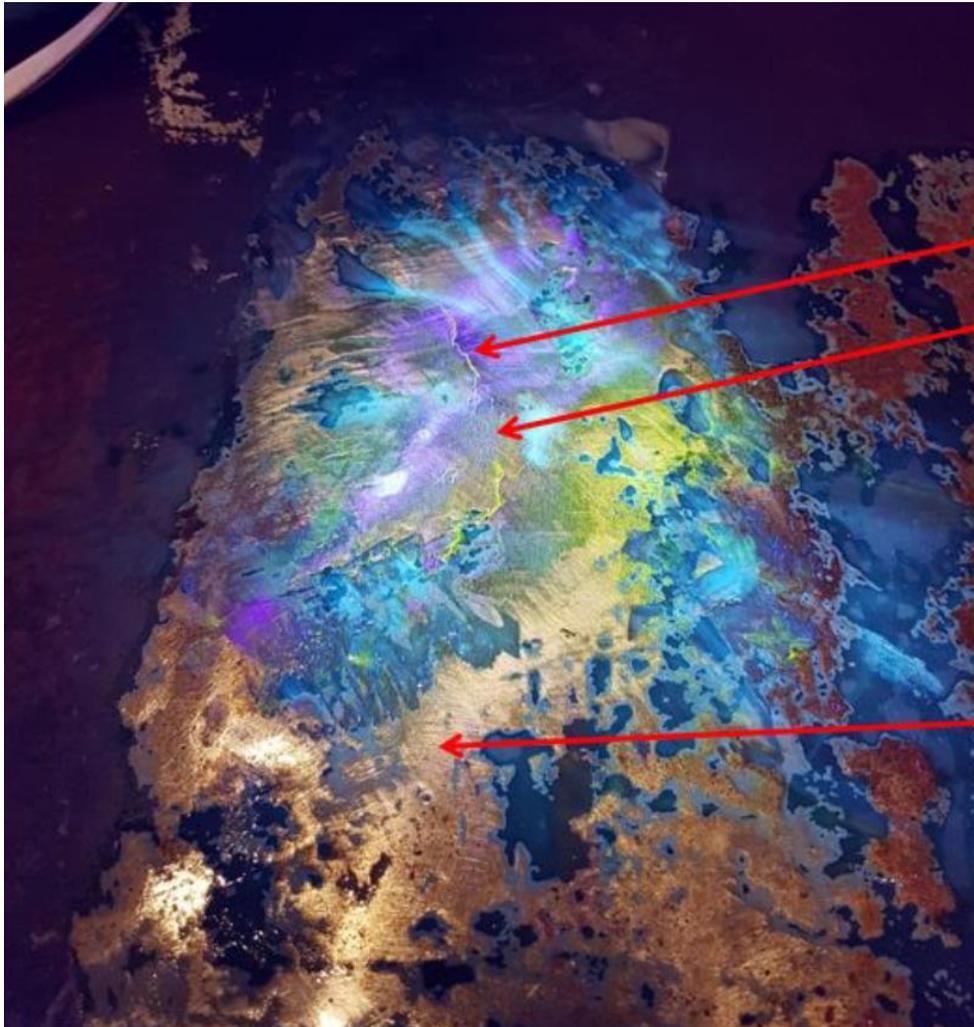
Schwellwertüberschreitung am 01.01.2021 – Notstopp Kraftwerk



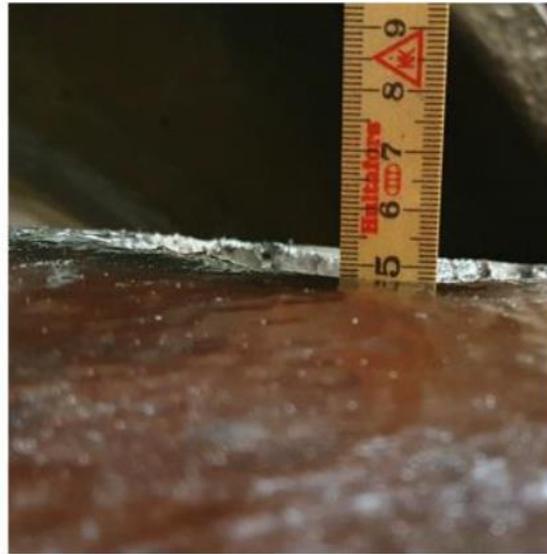
Erste Massnahmen

- Abstellen Kraftwerk, Abmeldung Maschinen
- Prüfung Messstelle – ist die Zunahme der Dehnungen durch einen Ausfall des DMS erklärbar
 - Messfehler konnte nahezu ausgeschlossen werden, DMS funktionieren
 - Reservemessstelle zeigte Dehnungen jenseits der zulässigen Werte
- Notabsenkung um ca. 60m, um Belastungen auf Problemstelle zu reduzieren
 - Gemessene Dehnungen sind weiter gestiegen
 - **Entleerung der Druckleitung!**
- Inspektion der Messstelle visuell und mit Magnetrisprüfung

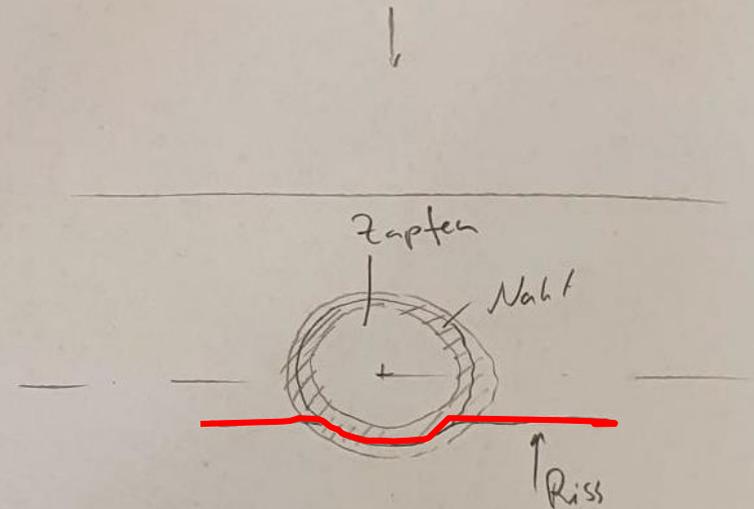
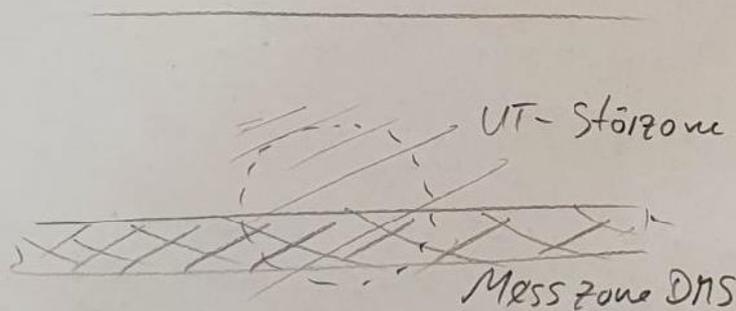
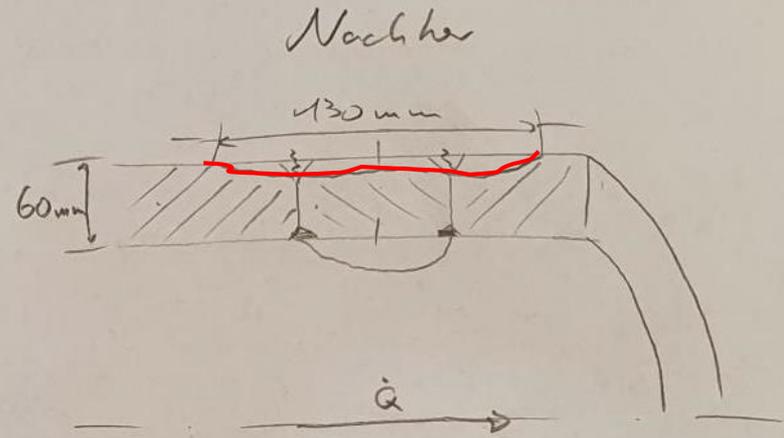
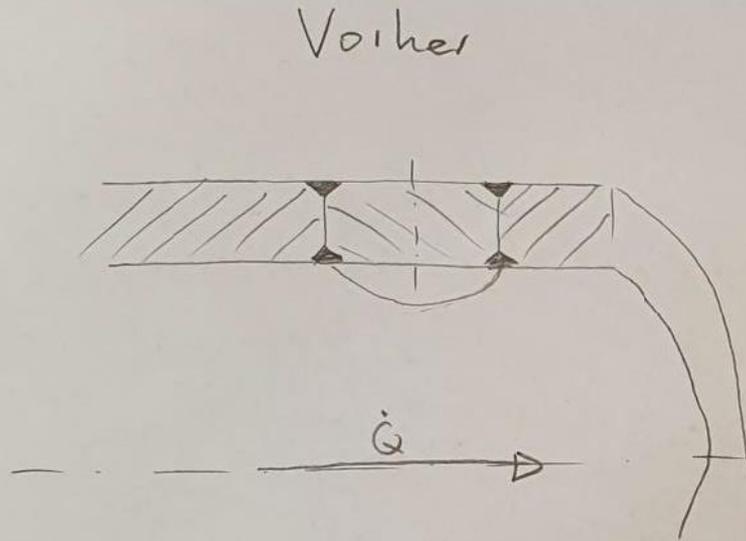
Riss an Dehnungsmessstelle



Schadensausmass

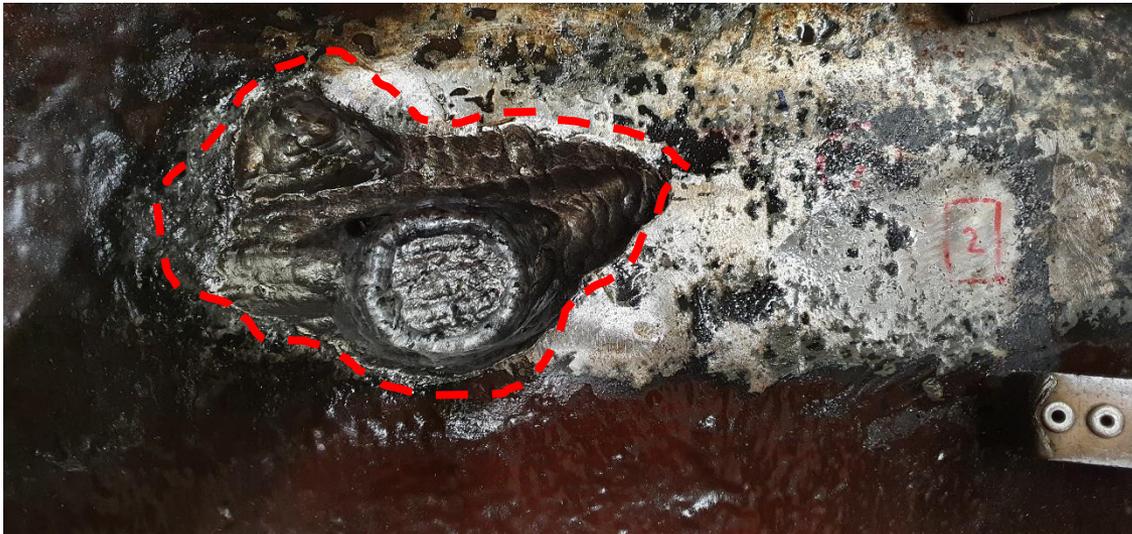


Schadensursache



Massnahmen

Die Zone wurde von fehlerhaftem Material bereinigt und komplett mit Schweissgut aufgefüllt. Das Schweissgut verfügt über bessere Materialeigenschaften als das alte Grundmaterial, so dass diese Stelle für die verbleibende Zeit als betriebssicher angesehen werden darf.



Vorbereitete Reparaturzone,
Anzeigen verschweisst,
Oberfläche gereinigt



Ausgehämmerte Zwischenlage,
jeweils PT- und MT-geprüft

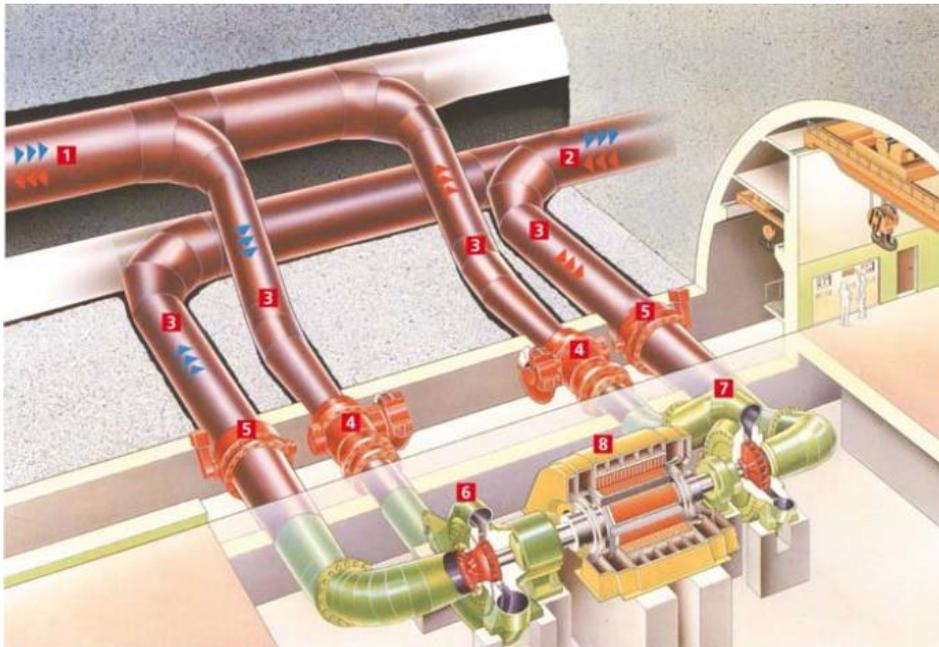
Massnahmen



Ermüdungsrissse an den Francisrädern Grimsel 2

Eckdaten zum Kraftwerk:

- Baujahr 1973 – 1980
- 4 einstufige ternäre Pumpturbinensätze à 100MVA
- Nennfallhöhe 430m
- Nenndurchfluss / Maschine 25m³/s
- Ermüdungsrissse an allen Laufrädern nach 30'000-35'000 Betriebsstunden, unabhängig von der Maschine



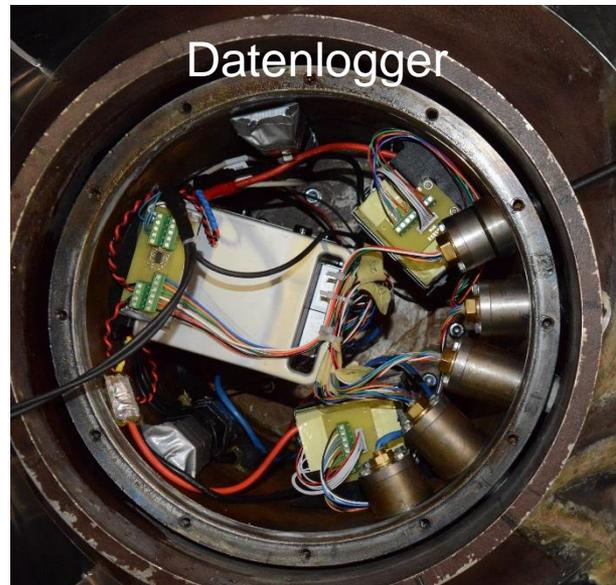
Ermüdungsrisse Francisräder Grimsel 2



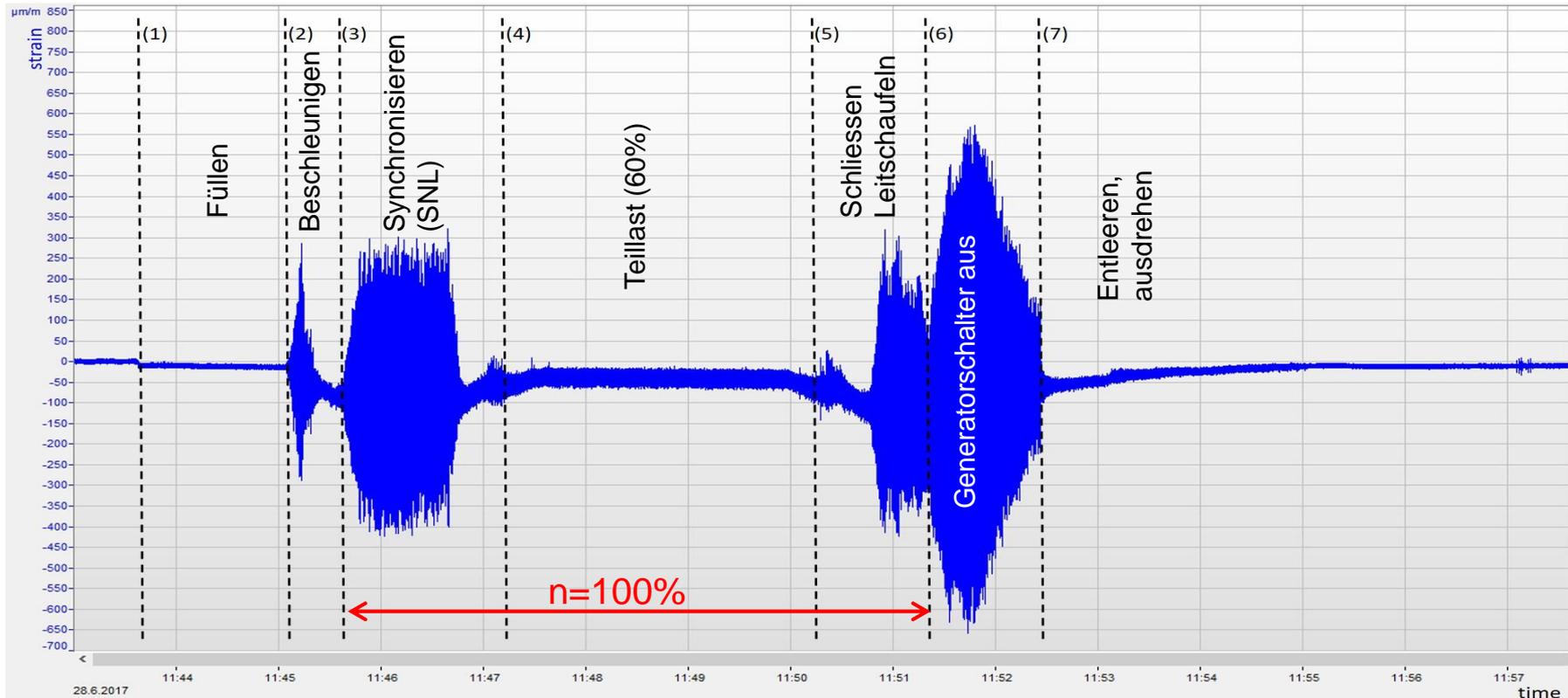
Ermüdungsrisse an den Austrittskanten bei allen Laufrädern ab ca. 30'000 Betriebsstunden. Die Risse wurden durch Schweißreparaturen repariert und die Schaufelfussradien deutlich vergrößert.

Für einen dauerhaft sicheren Betrieb musste jedoch die Schadensursache gefunden werden.

Dehnungsmessungen auf dem Laufrad 2017



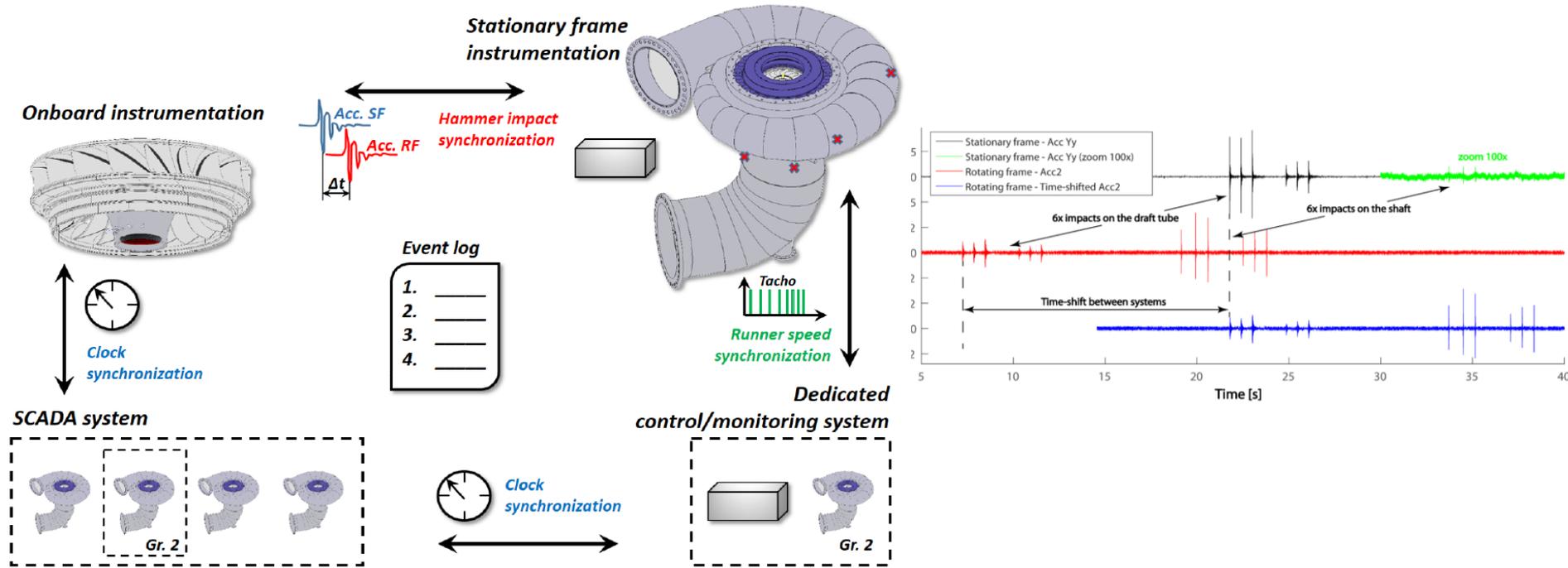
Ergebnisse Dehnungsmessung 2017



Hohe Dehungsamplituden bei Speed-No-Load-Betrieb und unerwartet hohe Amplituden beim Ausdrehen – rechnerisch und praktisch führen diese nach ~18'000 Start-Stopp-Vorgängen zu Ermüdungsrissen

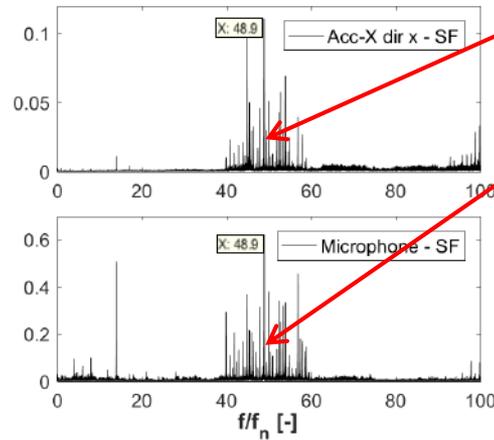
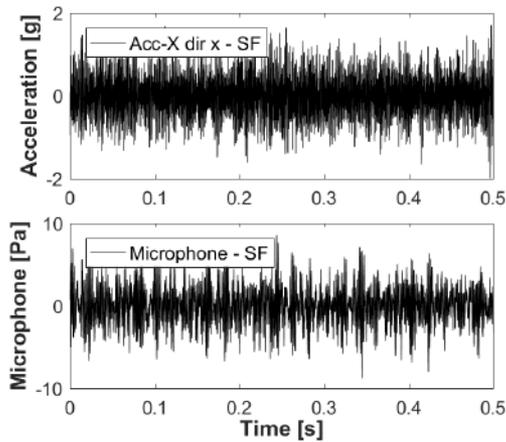
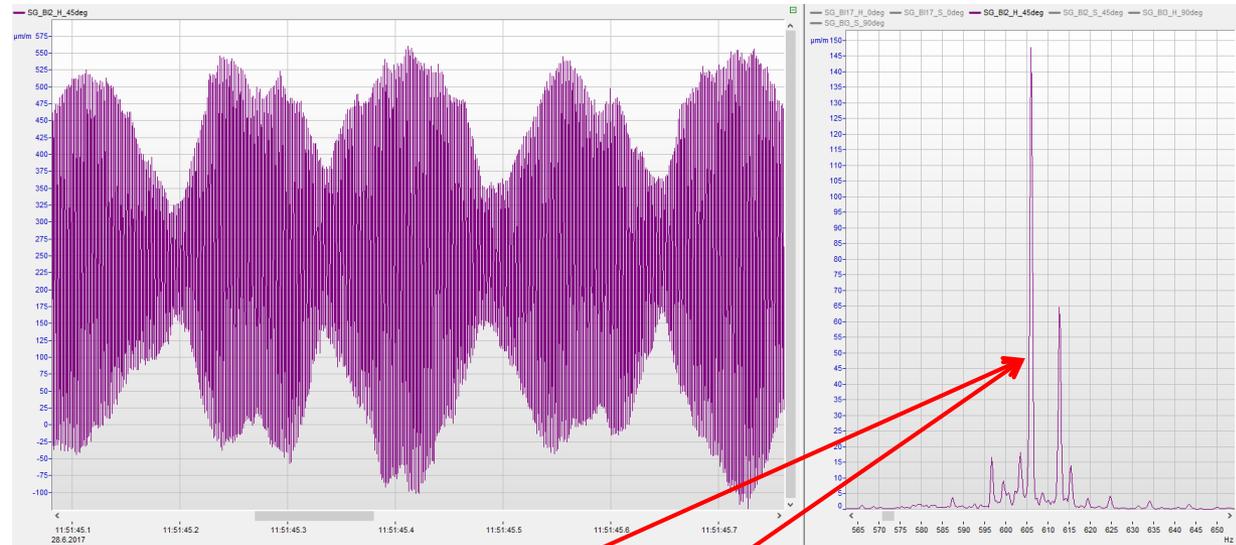
Korrespondierende Messungen von aussen

Synchronisierte Messungen mit diversen Sensoren mit dem Ziel, vergleichbare Informationen wie auf dem Laufrad zu messen.



Anregung während Abstellvorgang

Die Messdaten auf dem Laufrad (links) und am Saugrohr (unten) zeigen bezüglich der ermittelten Frequenzen gute Übereinstimmungen.



Zwischenfazit

Durch die Messungen am Laufrad und von aussen konnten die schädigenden Frequenzen detektiert werden. Abschliessend war klar, dass jegliche Massnahmen zur Verbesserung der Situation mit vergleichbar kleinem Messaufwand nachzuweisen sein wird.

Nun stellte sich die Frage, mit welcher Massnahme die Situation verbessert werden könnte. Folgende Ansätze wurden verfolgt:

- Optimierung des Start- und Abstellvorganges, zur Reduktion der schädlichen Zyklenzahl -> Optimierung der Maschinenregelung
- Auskopplung von Leitschaufeln, um bessere Anströmbedingungen zu schaffen
- Anfahren mit reduzierter Wassersäule

Keiner dieser Ansätze verfolgte jedoch die Beseitigung der Störungsquelle, sondern lediglich der Reduktion der zeitlichen Exposition oder der schädlichen Energie.

Die Frage nach der Ursache stand bis 2020 im Raum. Dank zahlreicher Veröffentlichungen zum Thema wurde Peter Dörfler (Hydro-Berater GmbH) auf die Problematik aufmerksam und anerkennen, KWO bei der Lösungsfindung zu unterstützen.

Grundlagen der Problemlösung

Bereits bekannt ist: es handelt sich um ein Schwingungsproblem
Entscheidend ist die Klärung des Anregungsmechanismus

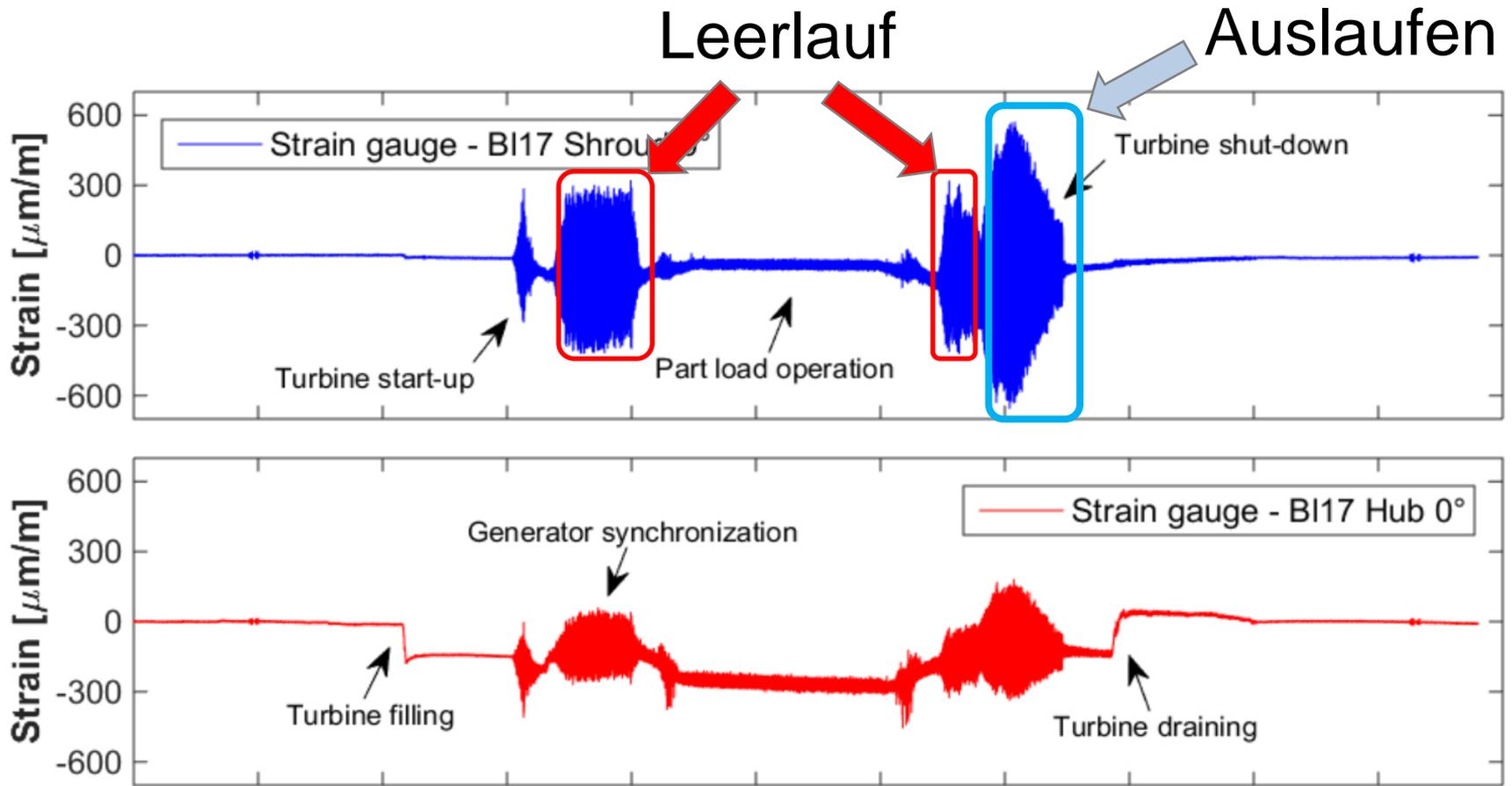
Erfassen von möglichst vielen Eigenschaften der Schwingung
... aus den vorhandenen Untersuchungen
... und durch Auswertung der Messdaten

Auflistung von möglichen Schwingungsursachen

Welche Eigenschaften stützen welche Hypothese? (Differentialdiagnose)

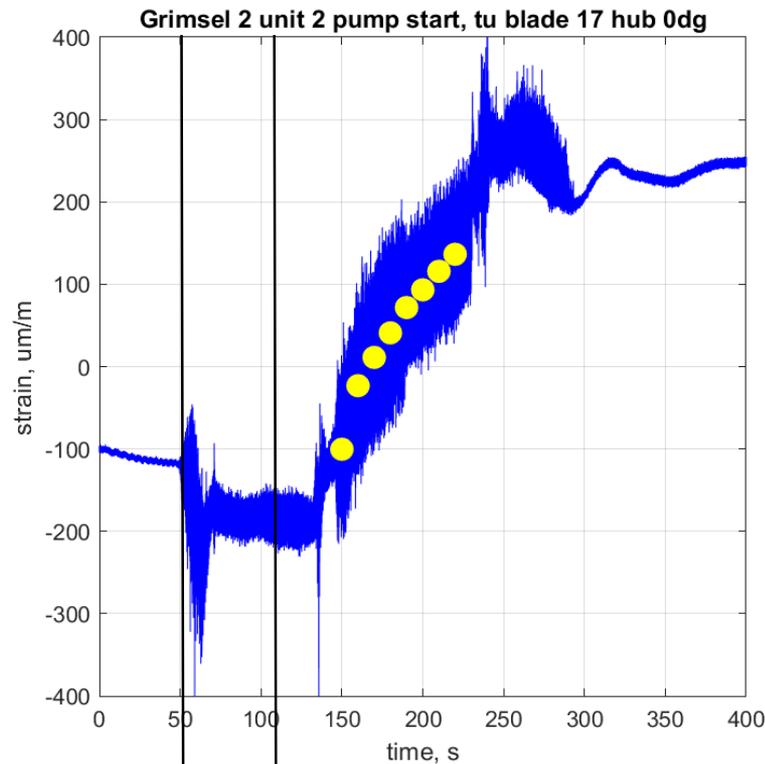
Bei Kenntnis der Ursache besteht Chance zur Behebung

Kritische Betriebszustände



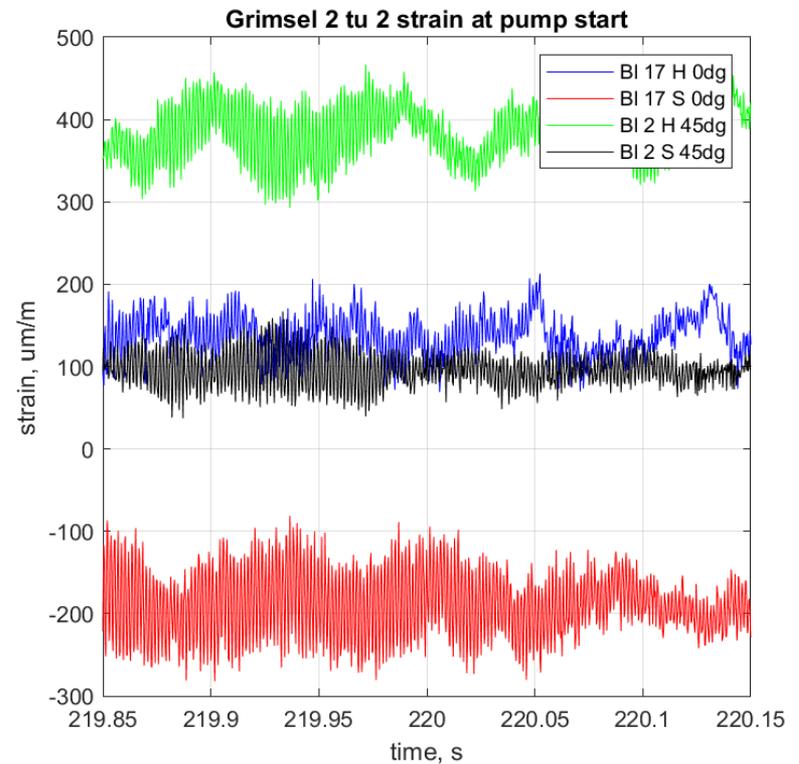
Kritische Betriebszustände

Entleerung nach Pumpenstart



Start

Synchronisation

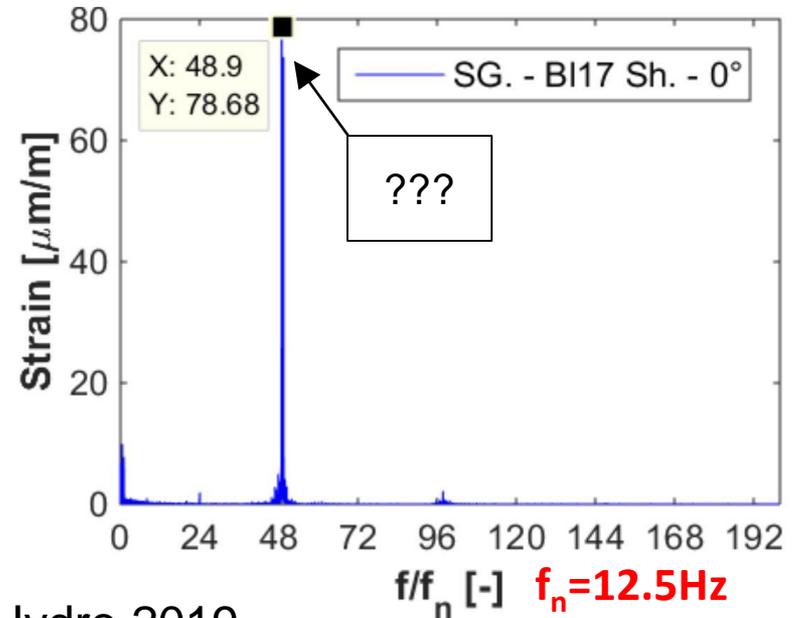
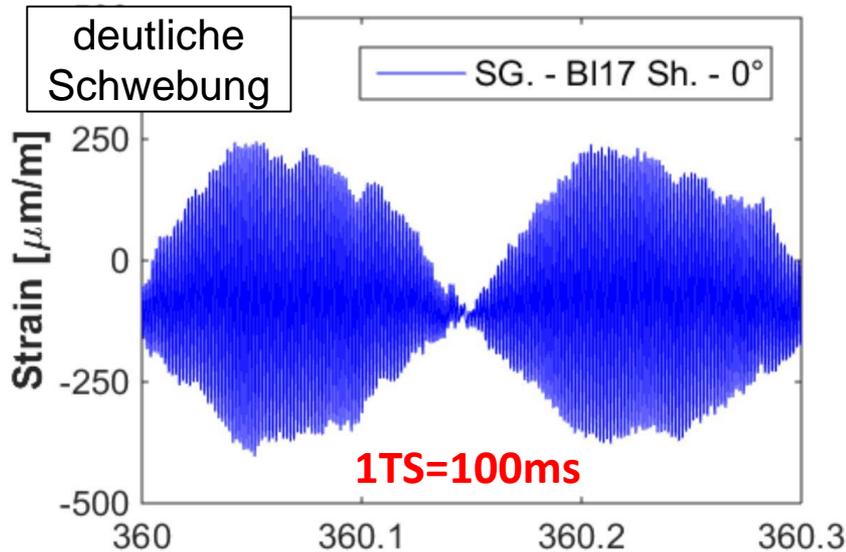
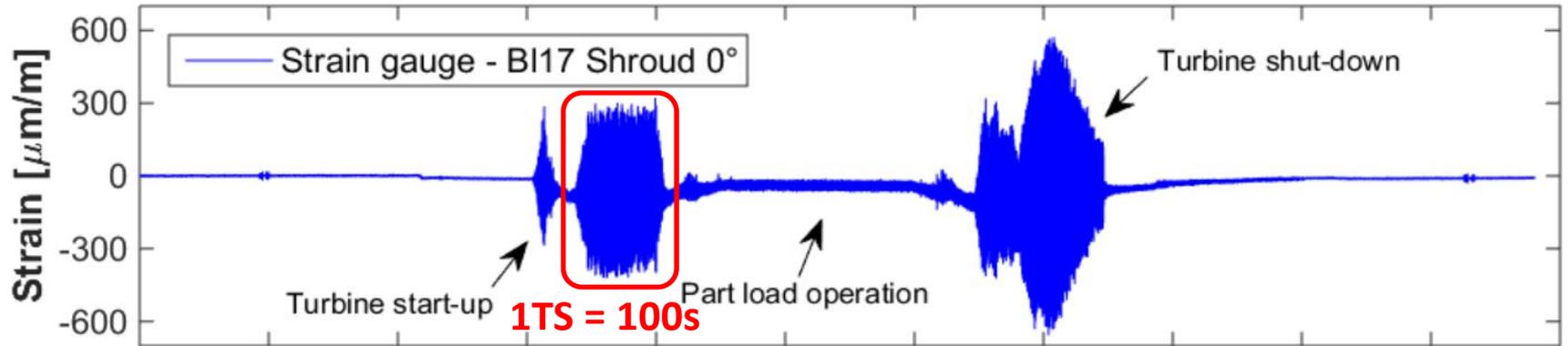


Kritische Betriebszustände

Auftreten

- ... bei sehr kleinem Durchfluss (bis Null)
- ... und gleichzeitig Drehzahl von 50-100%
- ... **nicht** im stationären Turbinenbetrieb

Schwingungcharakteristik



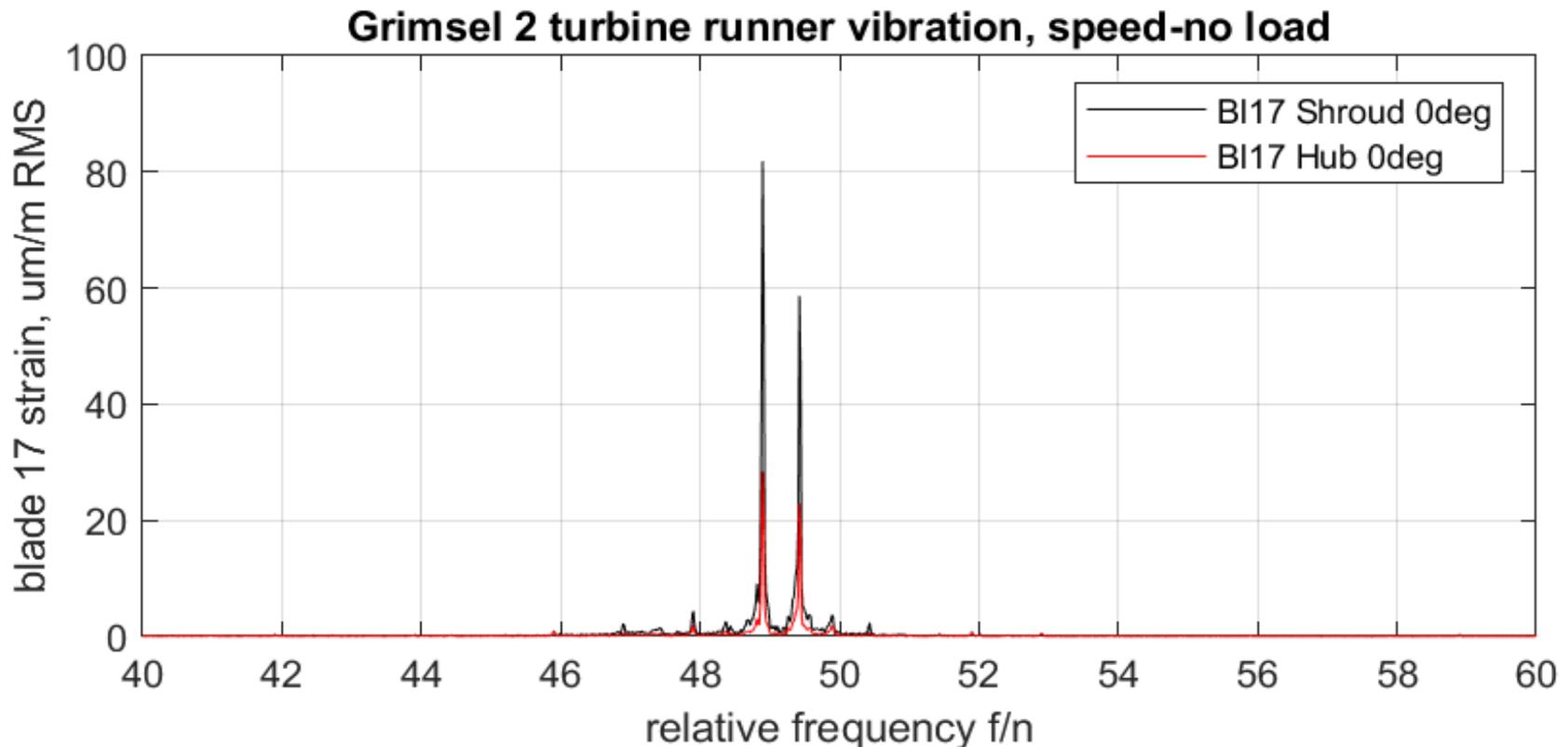
Aus: Decaix et al., Hydro 2019

Schwingungcharakteristik

2 extrem schmalbandige Komponenten, $\Delta f \cong f_n/2$

Frequenzen sind nicht drehzahlharmonisch

Frequenzen sind drehzahlunabhängig



Schwingungcharakteristik

Hochfrequente, sehr schmalbandige Schwingungsphänomene

1. Vom Drehklang erregt (RSI) ? Frequenz passt nicht

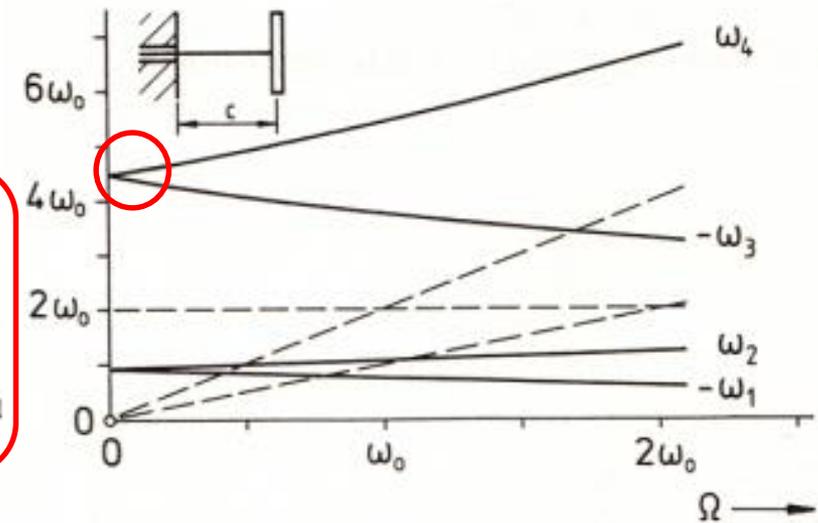
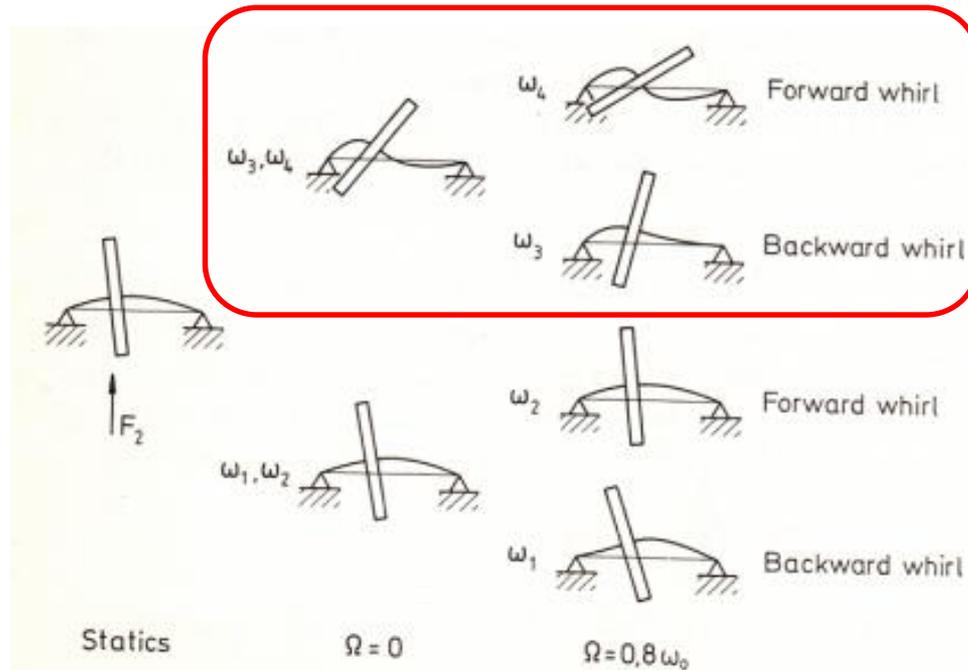
also: selbsterregte Schwingungen

2. Rotordynamische Instabilität ?

3. Von Kármán – Anregung ?

Rotordynamische Instabilität ?

Dafür spricht:
2 benachbarte Frequenzen



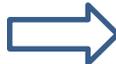
Aus: Krämer, Dynamics of Rotors and Foundations

Fig. 4.8. Natural mode shapes of model I with $a = 0.35 l$, $i_p = 0.4 l$ and $I_d = 0.5 I_p$.

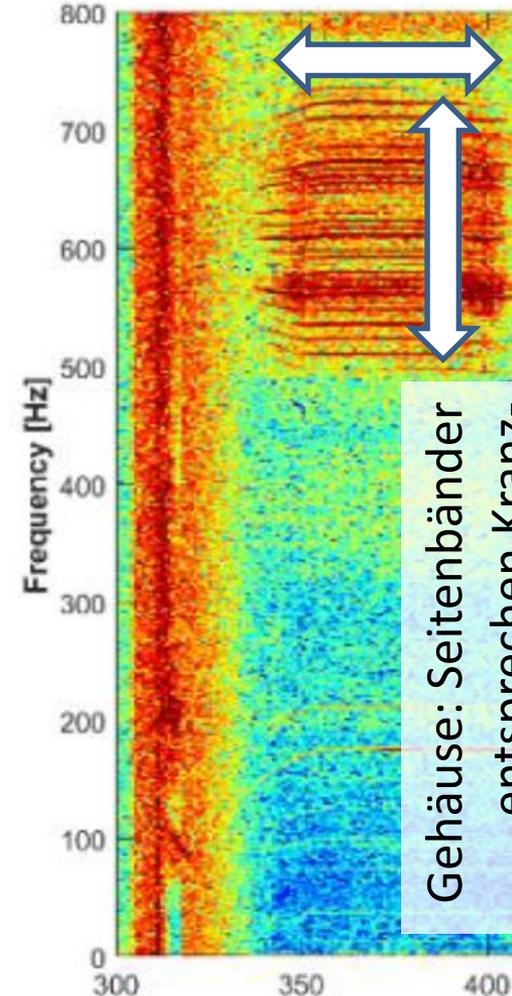
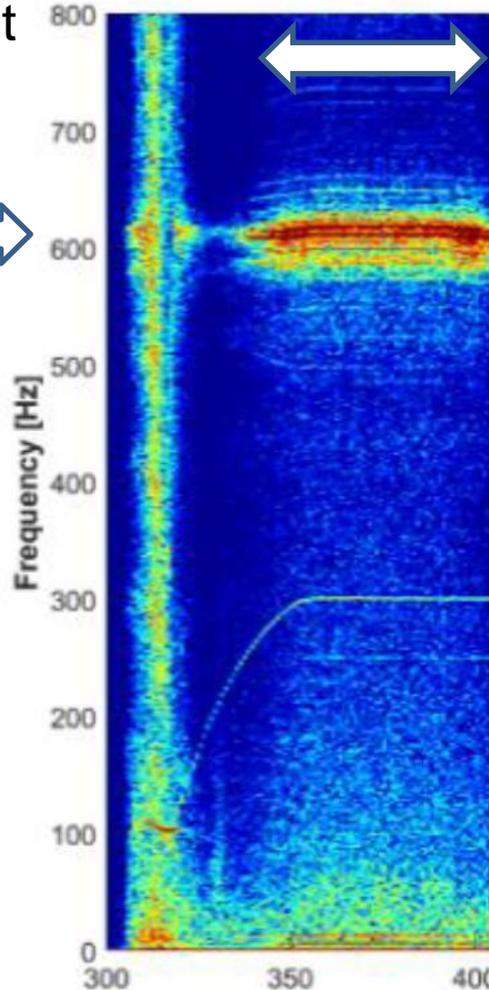
Rotordynamische Instabilität ?

Dagegen spricht:

- (1) sonst nur bei hoher Last
- (2) Seitenbänder belegen komplexe Deformation

Im Laufrad:  kaum Seitenbänder

Leerlauf beim Start



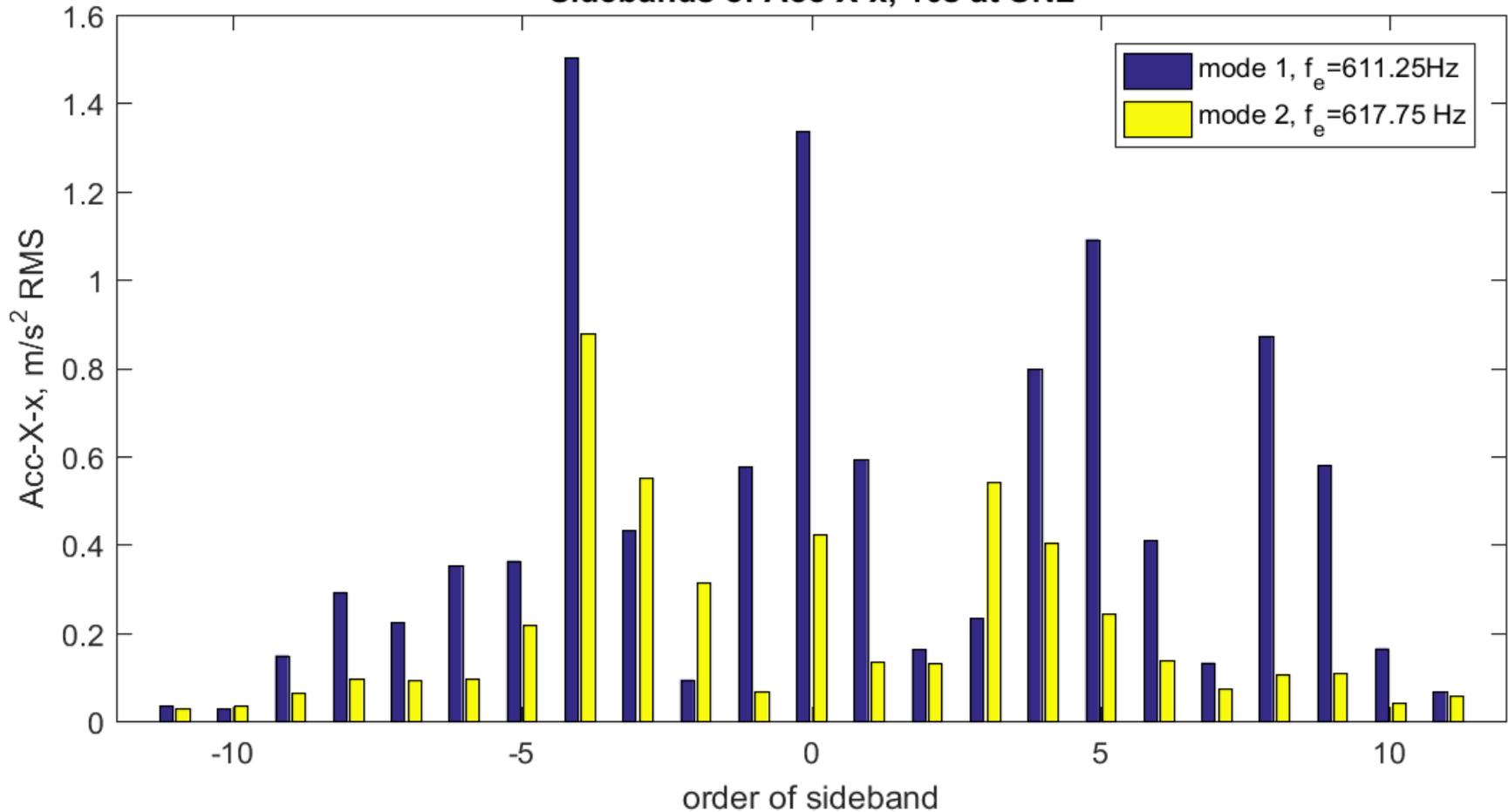
Scheidet also auch aus!

Quelle:

Hasmatuchi et al., 2019

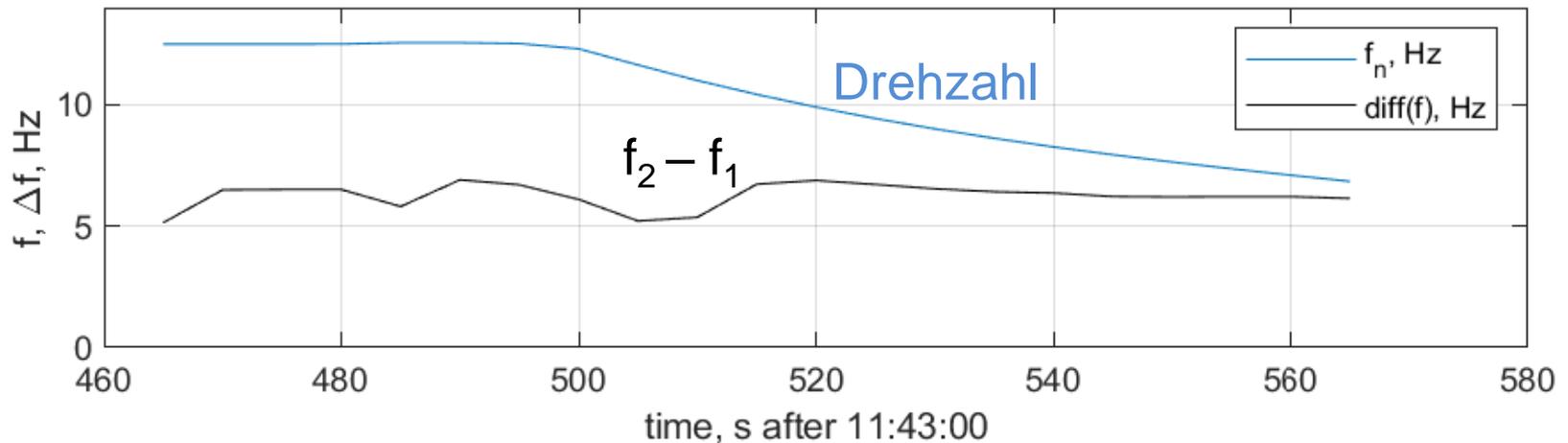
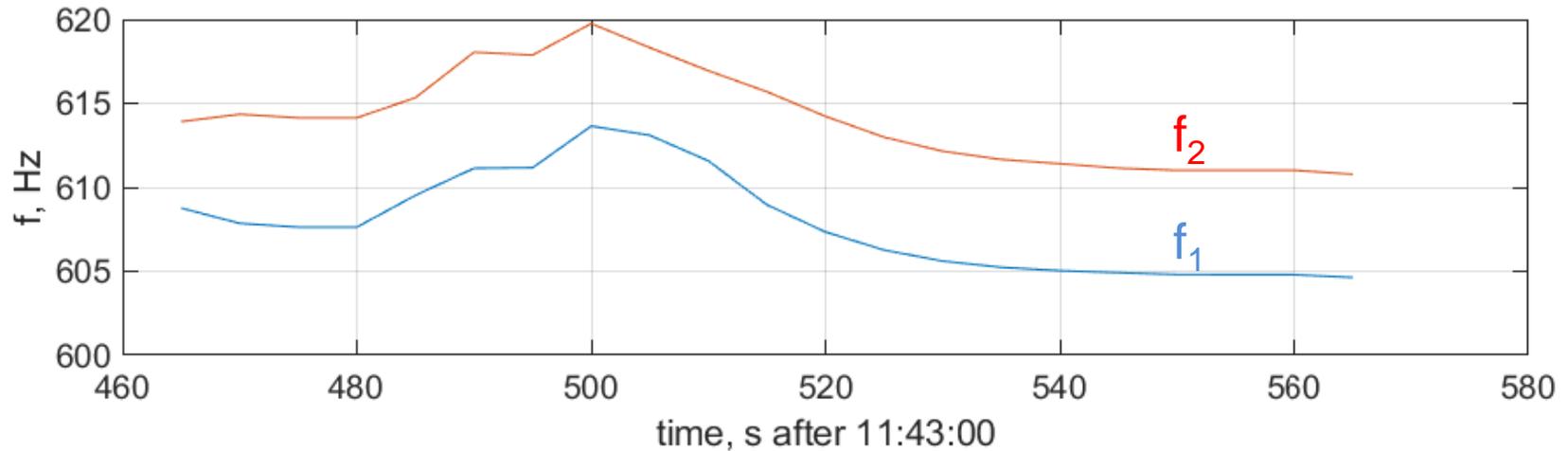
Rotordynamische Instabilität ?

Sidebands of Acc-X-x, 10s at SNL



Von Kármán – Anregung ?

Robuste Frequenz der beiden Moden beim Auslaufen (Lock-in)



Von Kármán – Anregung ?

Was spricht dagegen?

Welche Strömung ohne stationären Durchfluss?

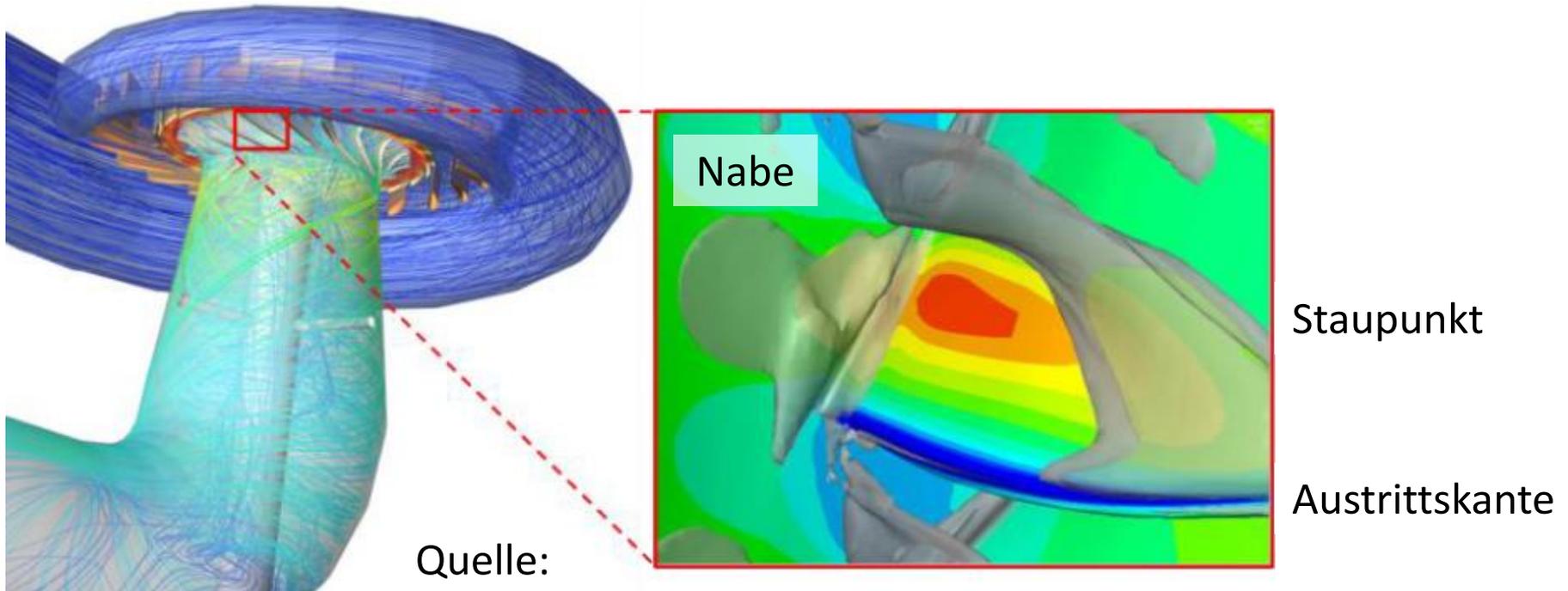
Wieso haben Moden mit verschiedenen Knotenzahlen am Kranz genau gleiche Eigenfrequenz?

Lauftrad-Austritt hat korrekte Donaldson-Kanten

Von Kármán – Anregung ?

Was spricht eventuell dafür?

Pumpströmung bei Nulldurchfluss könnte Austrittskante falsch anströmen



Quelle:
Hasmatuchi et al., Hydro 2018

Von Kármán – Anregung ?

Was spricht noch dafür? Präzedenzfall XiaoLangDi

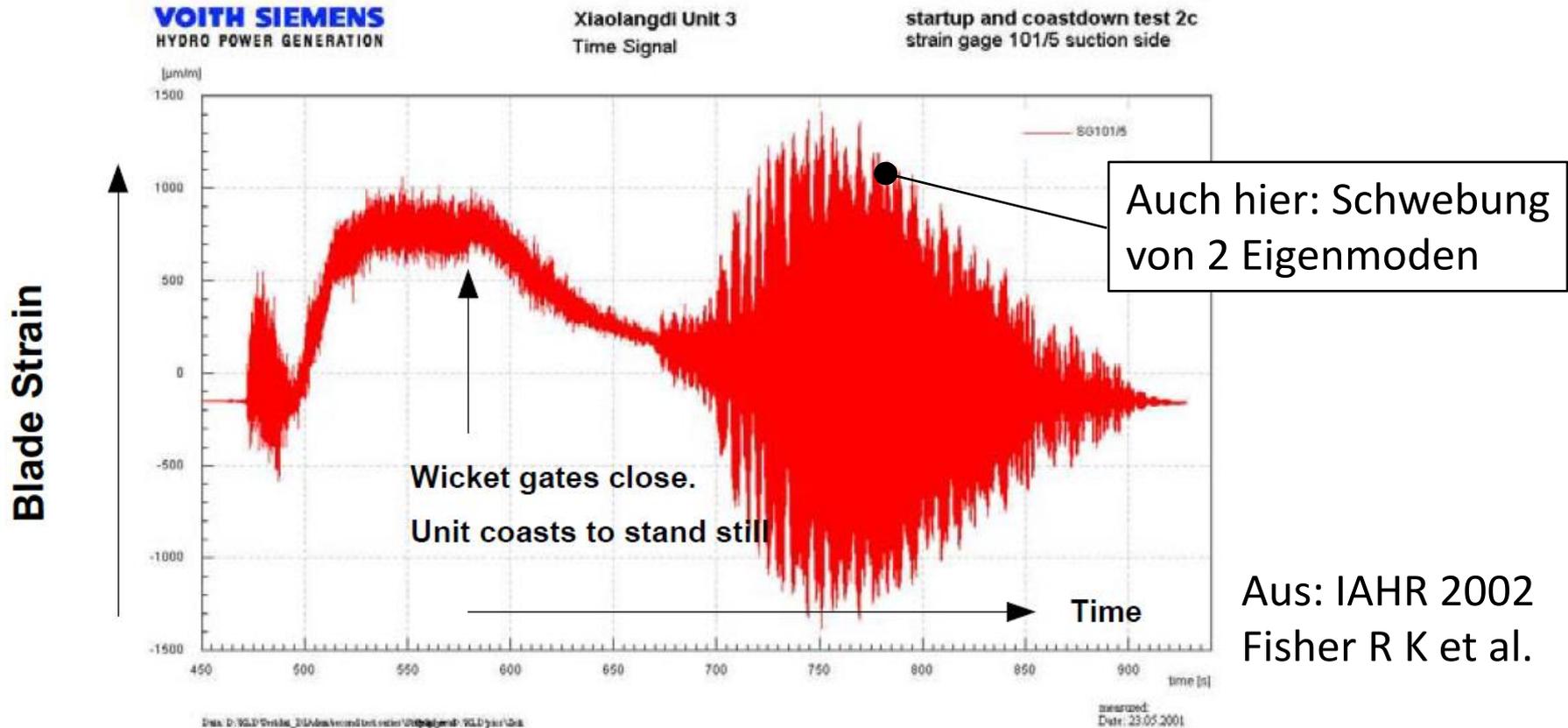


Fig. 9 Measured runner blade strain during unit coast down after the wicket gates were closed.

Von Kármán – Anregung ?

Wahrscheinlich ja!

Abhilfe ist einfach: ‚Richtige‘ Nacharbeit der Austrittskanten
Risiko für Verschlechterung oder sonstige Nachteile minimal

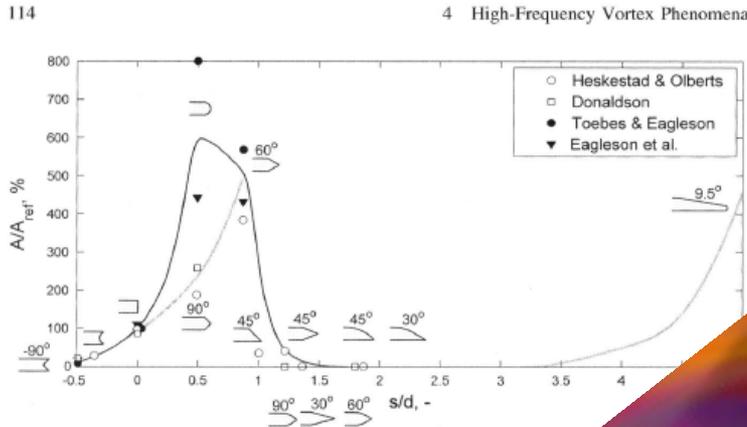


Fig. 4.2 Vortex excitation intensity for simple shapes of trailing edge

relative length of the tail protruding from the par... indented shapes ('negative protrusion'). With his curve, some understanding into the large variety of possible shapes is a relative intensity of the pulsation reaction force, expressed as a blunt rectangular edge serving as reference. Starting from the shapes have reduced intensity, see left-hand side of the diagram. Amplitudes result in case of protrusions between 50 and 100 % thickness. If the edge is more acute-angled, then the intensity becomes and the preferable shapes for water turbines belong to this group.

The 9.5° profile on the right-hand side of Fig. 4.2, added by Chen, se... indicate that for very low angles the amplitudes rise again; however, this is

4.1 Von Kármán Vortex Street

115

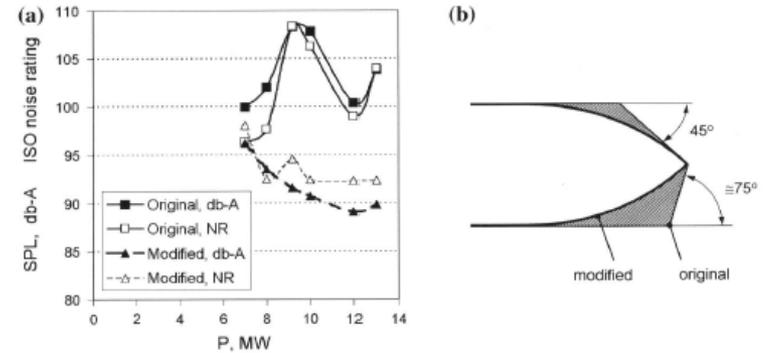
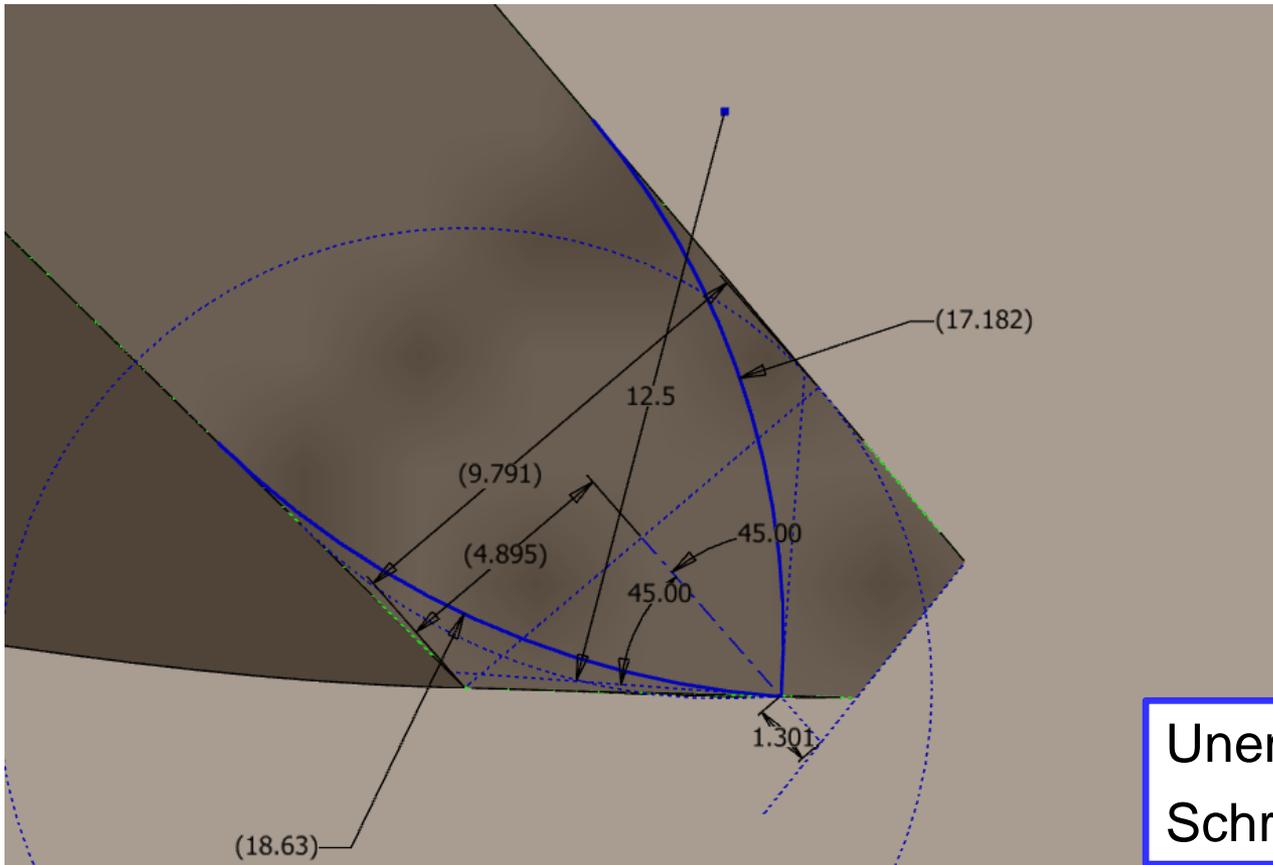


Fig. 4.3 Correction of noise from singing runner blades (a) Noise reduction (b) Correction of trailing edge

is not really difficult to avoid the 'singing' of runner blades by choosing appropriate profiles, but problems may still be caused by inaccurate manufacturing of a simple chamfered shape—which is perfectly adequate if properly manufactured. It already becomes dangerous if it is only slightly tilted. Figure 4.3 is an example of a Francis turbine with runner diameter of 2.75 m, operating under a load of 10 MW. A tilt of the correct trailing edge chamfer by about 15° in the finish was sufficient to create a problem with extremely annoying noise (100 Hz plus harmonics). The actually manufactured shape was, however, equivalent to the worst possible edges located at s/D = 0.5. The influence of profile parameters shown in Fig. 4.2, the curve



Kleine Designänderung

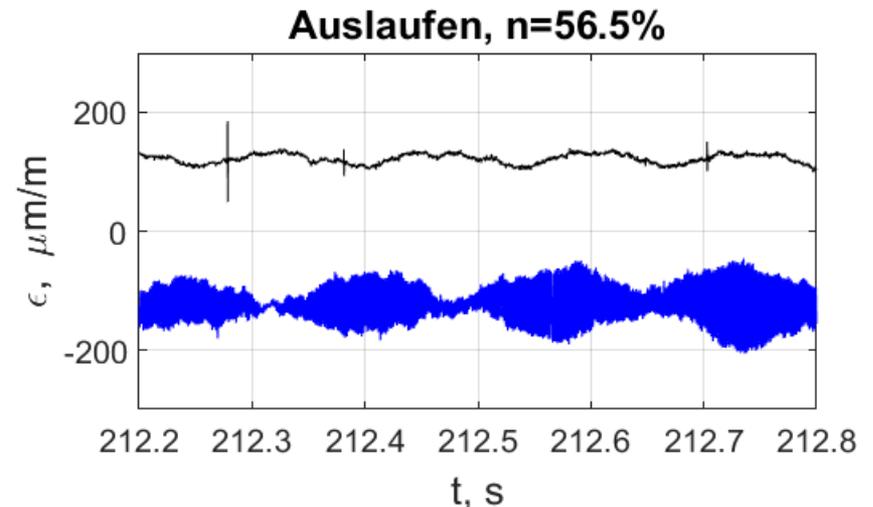
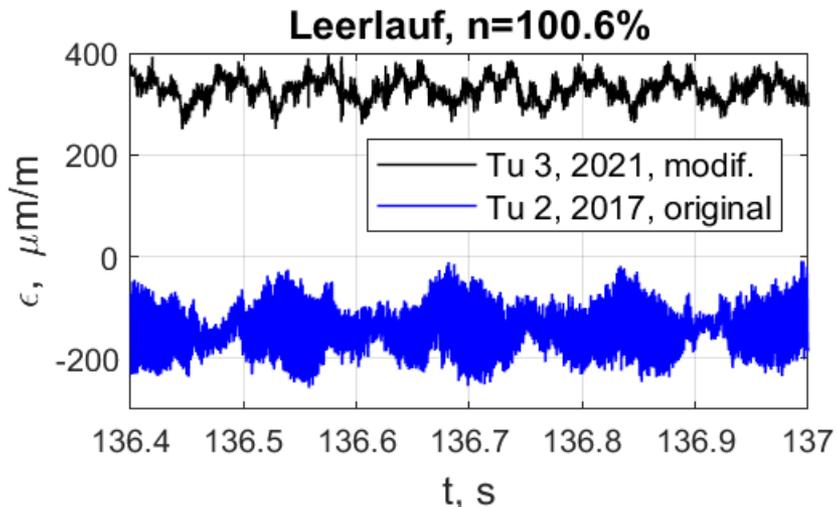
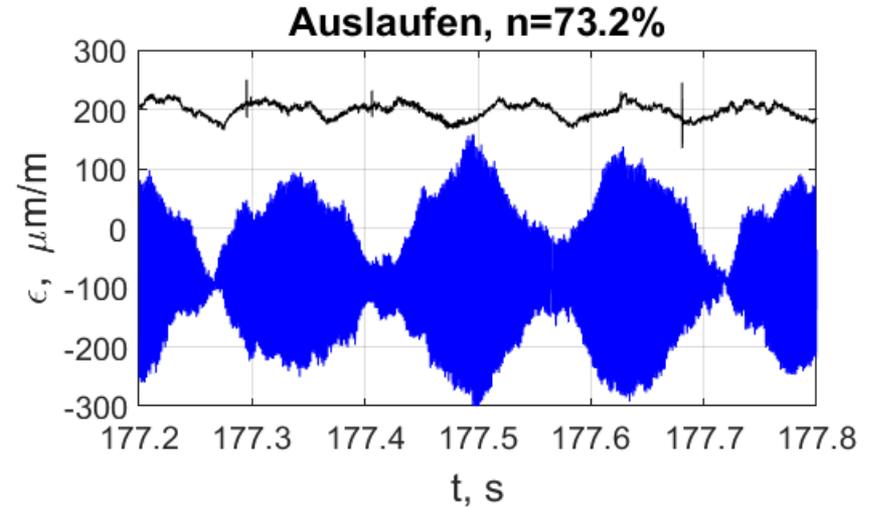
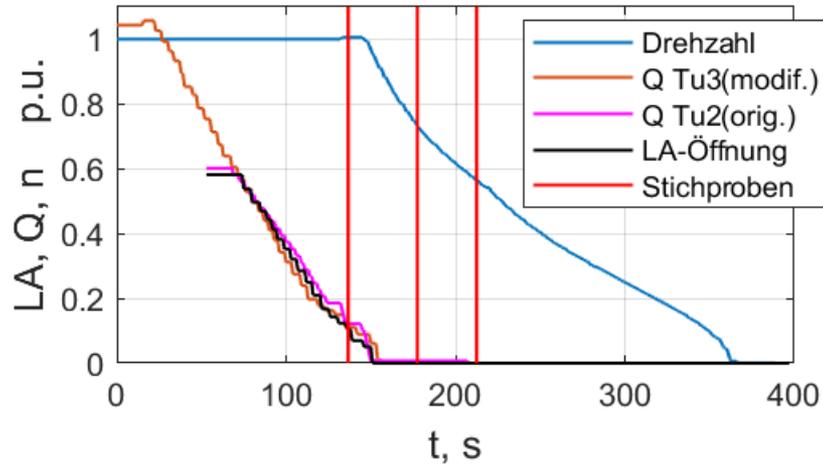


Unempfindlicher gegen
Schräganströmung

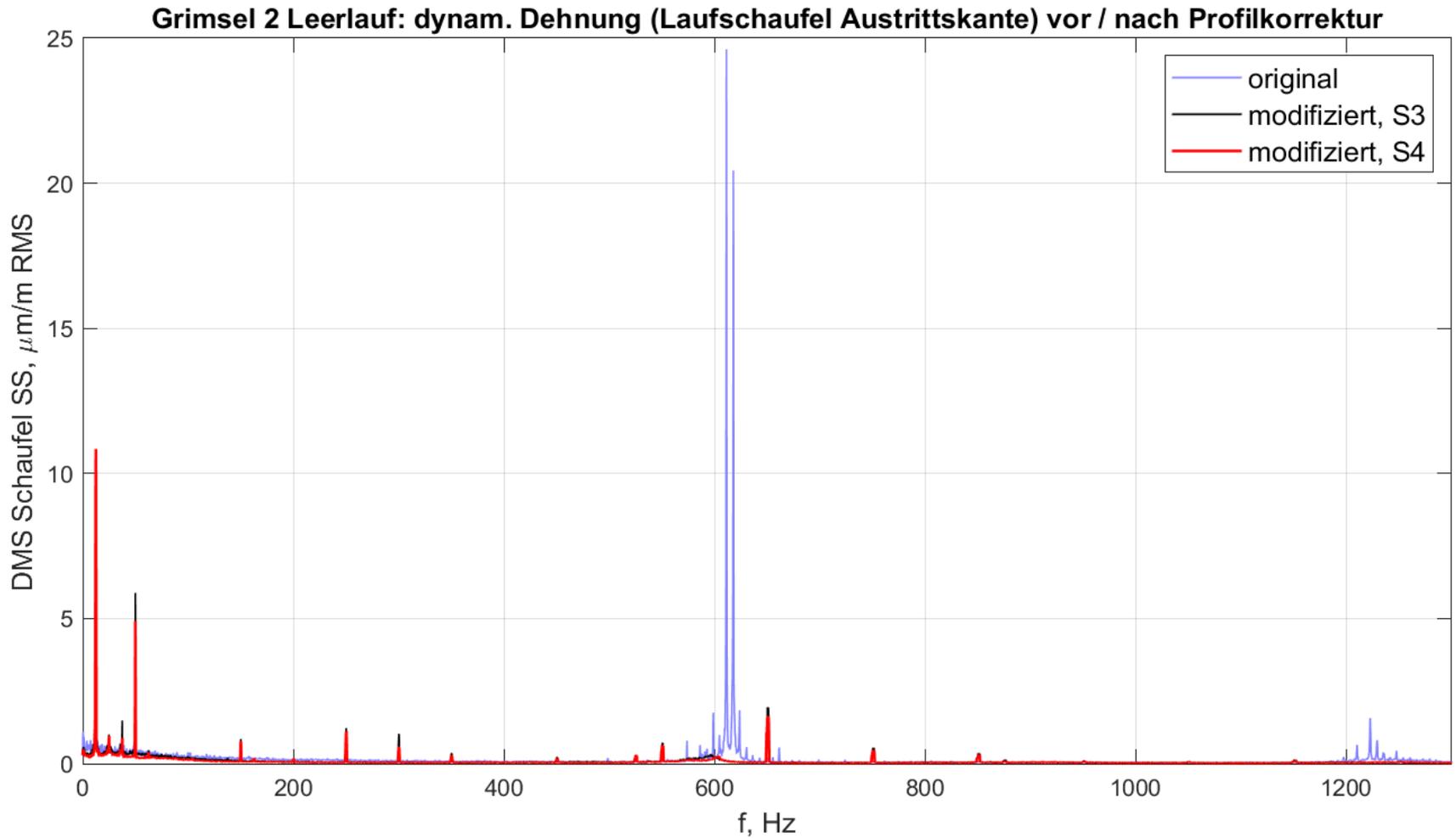
Vorher - Nachher



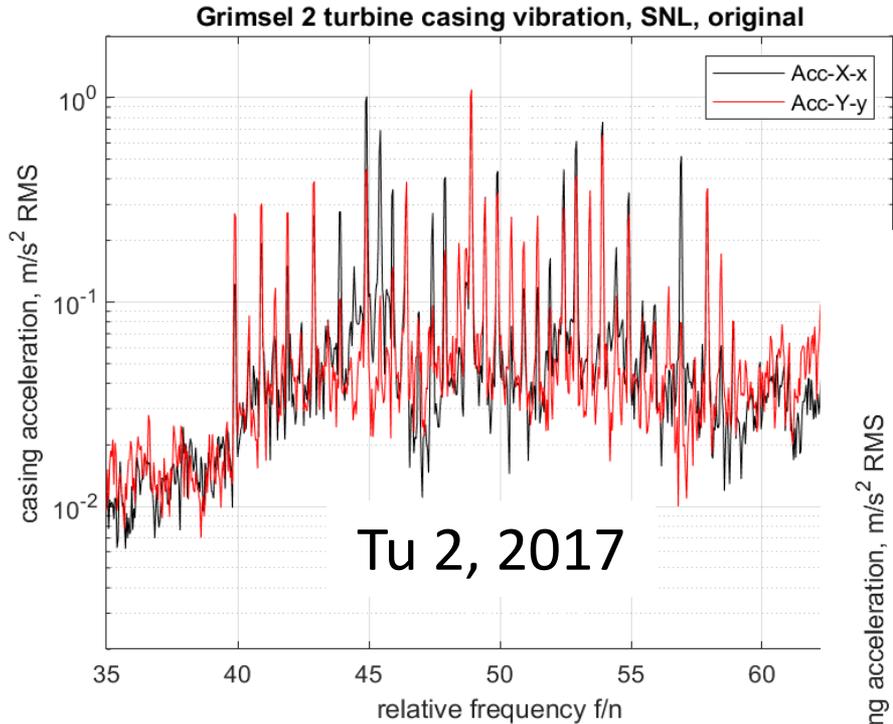
Vorher - nachher



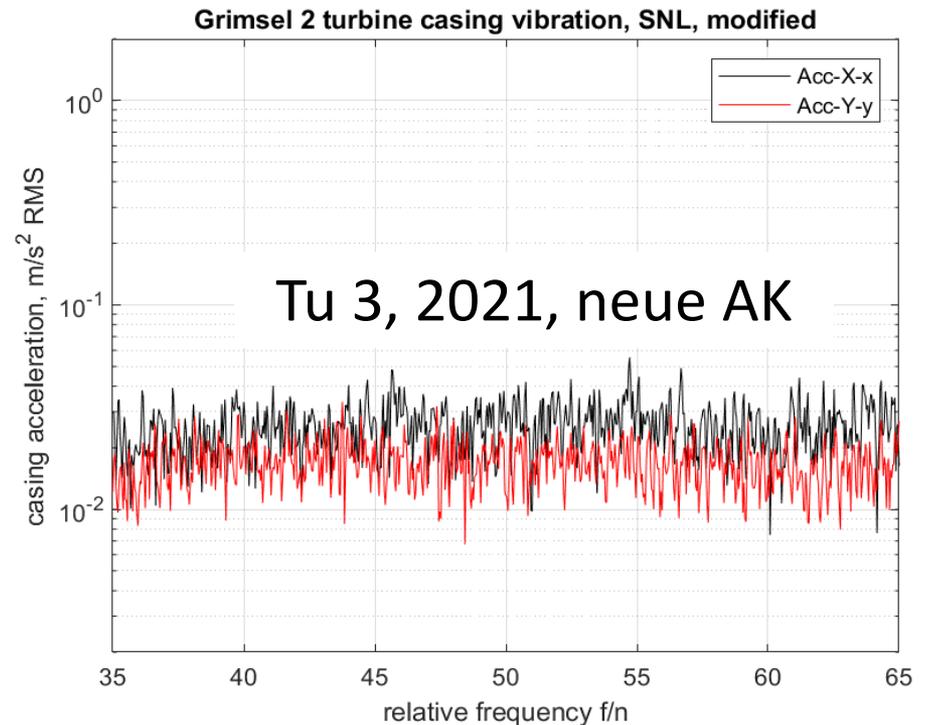
Vorher - nachher



Vorher - nachher



Beschleunigung Tu-Gehäuse radial



Fazit

- Durch den Einsatz von Dehnungsmessstreifen konnte ein ernsthafter Zwischenfall an einer Druckleitung verhindert werden
- Durch Dehnungsmessungen auf einem Laufrad konnten Massnahmen zur Verlängerung der Lebensdauer getroffen werden
- Einbezug von Hochschulen und aktive Förderung von Forschungsprojekten hat KWO geholfen, ein bestehendes Problem aufzudecken und durch Publikationen hilfreiche Expertise zu erhalten

Danksagung

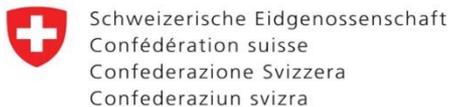
Druckleitung Handeck 1:



Laufstudien Grimsel 2:



Hydro-Berater GmbH



Swiss Confederation

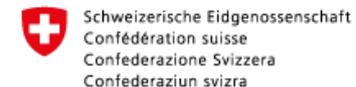
Commission for Technology and Innovation CTI



ÉCOLE POLYTECHNIQUE
FÉDÉRALE DE LAUSANNE



In cooperation with the CTI



Swiss Confederation

Commission for Technology and Innovation CTI