

6 Zusammenfassung der Ergebnisse

Ziel des Projektes war die numerische Bestimmung der Anregung von Strukturschwingungen eines Ventilators durch die instationäre Strömung. Im ersten Teil des Projektes stand die Validierung im Fokus der Untersuchungen. Für die Vorhersage der Strukturschwingungen müssen zunächst die dynamischen Lasten bekannt sein. Die Vorhersage der transienten Strömungsvorgänge wurde an einem Modellrad mit Hilfe von High-Speed PIV Messungen überprüft. Es hat sich dabei gezeigt, dass die Turbulenzmodellierung erheblichen Einfluss auf die Güte der Ergebnisse hat. Im vorliegenden Fall wurde das für Turbomaschinen weit verbreitete SST Modell nach dem URANS Ansatz mit dem SAS-Ansatz verglichen. Der SAS Ansatz ermöglicht die teilweise Auflösung der turbulenten Fluktuationen. Die Voraussetzung dafür ist eine sehr feine örtliche und räumliche Diskretisierung und eine ausreichende Instabilität der Strömung. Der Vergleich mit den Messungen zeigt, dass die zeitlichen Mittelwerte der Strömungsgrößen im vorliegenden Fall nur geringe Unterschiede für beide Ansätze aufweisen. Die Übereinstimmung mit Messungen ist gut, lediglich bei Teillast ergeben sich qualitative Unterschiede. Deutliche Verbesserungen erreicht man mit dem SAS Modell bei der Vorhersage der Fluktuation. Dies zeigt sich insbesondere für das rotating stall Phänomen in einer Kreiselpumpe. Die Umlauffrequenz wurde mit dem SAS Modell in sehr guter Übereinstimmung mit Messdaten ermittelt. Das SST Modell zeigt deutliche Defizite. Den selben Trend zeigen die aktuellen Untersuchungen am Ventilator. Auch wenn in diesem Fall kein ausgeprägtes rotating stall bei Teillast festgestellt werden konnte, die Spektren der Geschwindigkeit stimmen mit dem SAS Modell wesentlich besser mit Messergebnissen überein. Dieser Teil der Validierung wurde damit erfolgreich abgeschlossen.

Die Validierung umfasst ebenfalls die Bestimmung der Betriebsschwingungen des Laufrades. Dazu wurde der Versuchsstand entsprechend umgebaut, um die Schwingungen mit einem Laser Scanning Vibrometer zu erfassen. Mit Hilfe eines Derotators erfolgt eine drehzahlsynchrone Nachverfolgung des Laserstrahles. Damit kann die Schwingung im rotierenden System erfasst werden. Das Messsystem liefert nicht nur an einem Punkt sondern die Schwingungen, sondern räumlich aufgelöst. Damit können nicht nur Eigen- bzw. Resonanzfrequenzen erfasst werden, sondern auch die zugehörigen Formen der Schwingung. Die Eigenfrequenzen konnten in guter Übereinstimmung mit Struktursimulationen ermittelt werden. Auch die entsprechenden Formen stimmen sehr gut überein.

Im Betrieb konnten allerdings keine nennenswerten Schwingungen ermittelt werden. Dies gilt sowohl für eine Variation des Betriebspunktes bei konstanter Drehzahl, als auch für das Durchfahren eines Resonanzbereiches mit veränderlicher Drehzahl. Der Drehzahlbereich wurde gemäß den Resonanzbedingungen mit feiner Abstufung durchfahren. Bedingt durch die Imperfektion des geschweißten Laufrades ergibt sich insbesondere bei den Harmonischen der Drehfrequenz ein hoher Fehler. Gemäß Resonanzbedingung ist aber gerade die Drehung des Rotors im Sprialgehäuse für die Betriebsschwingung verantwortlich. Die Resonanzbedingung ergibt zwangsläufig bei Harmonischen der Drehfrequenz. Der empfindliche Messaufbau ist unter diesen Voraussetzungen nicht für die Erfassung der Schwingungen geeignet. Aus diesem

Grund wurden Vergleichsmessungen mit DMS im Betrieb durchgeführt. Bei Resonanz ergibt sich nur eine minimale Überhöhung gegenüber dem Rauschen. Die dynamischen Lasten sind bei dieser Ventilatorconfiguration offenbar zu gering, um nennenswerte Schwingungen anzuregen. Eine Schaden des Laufrades unter diesen Betriebsbedingungen ist auf Grund des geringen Lastniveaus sehr unwahrscheinlich. Die Wahl dieses Objektes wurde durch die PIV Messungen vorgegeben. Die PIV Messungen können nur bei vergleichsweise kleinen Drehzahlen und Abmessungen des Laufrades durchgeführt werden.

In Übereinstimmung mit den Messungen ergab sich auch bei den Simulationen keine nennenswerte Resonanzanregung. Für die transienten Struktursimulationen wurde eine Schnittstelle zur Übergabe der Lasten aus der Strömungssimulation erfolgreich implementiert. Die Berechnung erfolgt in beiden Fällen mit kommerziellen Lösern der Firma ANSYS. Um die Frage nach der geringen Resonanzschwingung zu untersuchen, wurde eine weitere Verifikation der Struktursimulation auf der Basis der Resonanzbedingungen nach Sälzle durchgeführt. Für die Untersuchung wurde eine Form mit 2 Knotendurchmessern ausgewählt. Diese Form stimmt in Messung und Simulation der Eigenfrequenz sehr gut überein. Nach Resonanzbedingung ergibt sich bei 9 Schaufeln eine mögliche Resonanz mit der 11. Harmonischen der Drehfrequenz. Dieser Resonanzpunkt konnte auch mit am Versuchsstand angefahren werden. Die Antwort der Struktur zeigt die erwartete Überhöhung der Amplituden bei einer Eigenfrequenz, wenn die Resonanzbedingung erfüllt ist. Dies zeigt sich für sowohl für einzelne Kräfte, als auch für eine kontinuierlich umlaufende Last. Die Struktursimulationen konnten damit erfolgreich verifiziert werden. Für die kontinuierliche Last wurde ein Vergleich von 2 Lastprofilen durchgeführt. Der Vergleich zeigt eindeutig, dass die Amplituden der Schwingung linear mit den Amplituden aus dem Spektrum der Anregung skalieren bei Resonanzfrequenz skalieren. Für die Anregung ist demnach nicht die Amplitude bei Drehfrequenz von Bedeutung, sondern bei der entsprechenden höheren Harmonischen der Drehfrequenz.

Ein Vergleich der Schwingungsmessungen mit Simulationsergebnissen kann auf Grund der geringen Anregung nur qualitativ erfolgen. Sowohl in der Simulation als auch in der Messung mit DMS zeigen sich bei Erfüllung der Resonanzbedingung geringe Überhöhungen der Amplituden. Da auch die aus der Literatur bekannten Resonanzbedingungen mit dem Simulationsmodell abgebildet werden, gilt die Struktursimulation als verifiziert. Eine Validierung erfordert einen quantitativen Vergleich. Auf Grund der vielen unbekanntem Fehlergrößen (Modellgeometrie, Randbedingungen, Materialdämpfung) lässt sich dieser Vergleich nicht seriös durchführen.

Der zweite Teil des Projektes umfasst Parameterstudien, bei denen numerisch die Belastung ermittelt werden soll. Die Parametervariationen umfassen eine Variation der Drehzahl, der Zu- und Abströmbedingungen und des Laufrades. Die Varianten wurden im Detail auf die Anregung (CFD Ergebnisse), als auch die Antwort der Struktur untersucht. Für die Lokalisierung der Fluktuation des Oberflächendruckes wurden auf der Basis der Fourier-Transformation eine Phasenmittelung durchgeführt. Dies erlaubt die Fluktuation zu jeder diskreten Frequenz im ermittelten Spektrum als Feldgröße darzustellen. Es konnten für den Ventilator 3 verschiedene Mechanismen ermittelt werden: die Rotor-Stator-Interaktion, d.h. umlaufende Wellen auf dem Außendurchmesser des Laufrades durch die Rotation im Spiralgehäuse, lokal stark begrenzte instationäre Ablösungen an der Saugseite der Eintrittskante bei Teillast

und eine instationäre Wirbelablösung im Nachlauf der Spaltströmung. Für den Testfall Kreiselpumpe konnte die Fluktuation ausgelöst durch rotating stall dargestellt werden. Der Vergleich der dimensionslosen Amplituden zeigt, dass die Fluktuationen des Druckes durch rotating stall ähnlich groß wie die Fluktuationen bei Rotor-Stator-Interaktion mit Spirialgehäuse in tiefer Teillast sind. Außerdem wurde starke Instationarität an der Deckscheibe beobachtet. Diese Instabilität ist auf Strömungsablösung an der Deckscheibe zurückzuführen. Die Variation von Betriebspunkt bzw. geometrischen Parametern hat folgende Erkenntnisse geliefert:

- Die Spektren in der CFD Simulation enthalten im Wesentlichen Anregungen drehfrequente Anteile. Bei Abweichung von Optimalpunkt nehmen die Amplituden stark zu. Die maximalen Amplituden wurden allerdings bei 125 % Überlast festgestellt.
- Die Erhöhung der Drehzahl bzw. der Machzahl liefert einen Überproportionalen Anstieg der Amplituden. Die dimensionslosen Amplituden nahmen bei einer Steigerung der Machzahl $Ma(u_2)$ 0,8 um bis zu 140 % zu. Die Zunahme ist auf der Deckscheibe größer als auf der Bodenscheibe
- Die Vergrößerung des Zungenabstandes um 25 % hat nur geringe Auswirkung auf die Fluktuation im Laufrad. Die Amplituden gehen etwas zurück.
- Der Krümmer sorgt für eine starke Zunahme der Amplituden bei Drehfrequenz von ca.

Neben den direkten Erkenntnissen aus den Simulationen wurden auch Erkenntnisse für die praktische Durchführung der Simulationen gewonnen. Insbesondere die Strömungssimulationen sind in der vorliegenden Form nur auf Hochleistungsrechnern mit massiver Parallelisierung durchzuführen. Die Betriebsmessungen zeigen allerdings auch, dass sogar die Rotor-Stator-Interaktion, welche bei den Simulationen eindeutig die dominierende Quelle der Fluktuation ist, im vorliegenden Betriebsbereich nicht zu nennenswerten Schwingungen führt. Die weiteren Instabilitäten in der Strömung zeigen in den meisten Fällen deutlich geringere Amplituden. Die einzige Ausnahme bildet die starke Fluktuation durch Ablösungen an der Eintrittskante beim 75 % Lastpunkt. Wenn man sich auf die harmonische Anregung durch die Rotor-Stator-Interaktion beschränkt, lässt sich die strömungsmechanische Simulation mit erheblich geringerem Aufwand mit einer harmonischen Analyse im Frequenzbereich durchführen. Die neuesten Versionen der kommerziellen CFD Programme (NUMECA, ANSYS CFD, StarCCM+) verfügen alle über diese Möglichkeiten („Harmonic Balance“ Simulation). Die Simulation ist auf einen Schaufelkanal begrenzt. Effekte durch unterschiedliche Anzahl von Rotor bzw. Statorschaufeln sowie Unsymmetrie der Druckverteilung durch ein Spirialgehäuse oder einen Krümmer können erfasst werden, ohne einen kompletten 360 Grad Rotor zu modellieren. Die Methode ist allerdings auf Effekte die Drehzahlharmonisch sind beschränkt. Umlaufende Instabilitäten wie rotating stall können nicht vorhergesagt werden.