# Numerische Vorhersage des Strömungsschalls in einer Radialpumpe: Teil II, Akustische Analysen

Joscha Piepiorka<sup>1</sup>, Matthias Witte<sup>2</sup>, Andre Laß<sup>2</sup>, Frank-Hendrik Wurm<sup>2</sup> und Otto von Estorff<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Technische Universität Hamburg, Institut für Modellierung und Berechnung, 21073 Hamburg, Deutschland, Email: mub@tuhh.de

<sup>2</sup> Universität Rostock, Lehrstuhl Strömungsmaschinen, 18059 Rostock, Deutschland, Email: hendrik.wurm@uni-rostock.de

#### Motivation

Bei der Bewertung von neuen Produkten rücken die akustischen Eigenschaften immer weiter in den Vordergrund. Insbesondere für Pumpen in der Gebäudetechnik spielt die Akustik eine übergeordnete Rolle. Die Hauptlärmquellen sind transiente Druckfluktuationen der Strömung, die zum einen Strukturschwingungen des Gehäuses anregen und zum anderen hydroakustische Wellen im Rohrleitungssystem induzieren. Um die Schallentstehung vorhersagen zu können ist eine detaillierte Modellierung des Strömungsschalls erforderlich.

Im vorliegenden Beitrag werden Forschungsergebnisse eines AiF-Kooperationsprojektes vorgestellt. Am Beispiel einer im Betrieb befindlichen Radialpumpe wird der Strömungsschall modelliert und untersucht. Als Grundlage hierzu dienen numerische Strömungsergebnisse (siehe "Teil I, Strömungsanalysen" [1]). Auf diesen aufbauend wird mit der Finite-Volumen-Methode (FVM) der Strömungsschall anhand der Perturbed-Convective-Wave-Equation (PCWE) simuliert. Um die experimentellen Einbaubedingungen der Radialpumpe zu berücksichtigen wird ein Teil des angeschlossenen Rohrleitungssystems in das numerische Modell eingebunden. Dabei wird vor allem der Einfluss der akustischen Randbedingungen auf das gesamte System analysiert. Abschließend werden die numerischen Ergebnisse mit experimentellen Messdaten verglichen.

## Modellierung der Strömungsakustik

Zur Modellierung der Strömungsakustik wird ein hybrides Verfahren verwendet. Die akustische Simulation erfolgt auf Basis von Simulationsergebnissen der numerischen Strömungsmechnanik (CFD). Dazu werden die Zustandsgrößen jeweils in einen inkompressiblen Strömungsanteil  $(\cdot)^{\rm ic}$  und einen akustisch ausbreitungsfähigen kompressiblen Anteil  $(\cdot)^{\rm a}$  mit

$$p = p^{ic} + p^{a}$$
,  $\mathbf{u} = \mathbf{u}^{ic} + \mathbf{u}^{a}$ ,  $\rho = \rho_{0} + \rho^{a}$  (1)

aufgetrennt. Der Druck p, die Geschwindigkeit  $\mathbf{u}$  und die Dichte  $\rho$  werden in zwei Schritten modelliert. Aufgrund der typischen Operationsbedingungen einstufiger Radialpumpen kann zusätzlich die Annahme von kleinen Mach-Zahlen M und einer nahezu konstanten Schallgeschwindigkeit  $c_0$  im Wasser getroffen werden. Folglich bieten sich die Acoustic-Perturbation-Equations in der zweiten Variante nach [2] oder die hier verwendete Perturbed-Convective-Wave-Equation nach [3] zur Berechnung des Strömungsschalls an.

Das fluktuierende akustische Feld kann unter der Annahme eines rotationsfreien akustischen Skalarpotenzials  $\psi^{\rm a}$  mit  ${\bf u}^{\rm a}=-\nabla\psi^{\rm a}$  über die Schnelle definiert werden. Die gestörte konvektive Wellengleichung lautet [3]

$$\frac{\mathrm{D}^2 \psi^{\mathrm{a}}}{\mathrm{D}t^2} - c_0^2 \Delta \psi^{\mathrm{a}} = -\frac{1}{\rho_0} \frac{\mathrm{D}p^{\mathrm{ic}}}{\mathrm{D}t},\tag{2}$$

wobei  $c_0$  die konstante Schallgeschwindigkeit repräsentiert und der strömungsakustische Quellterm auf der rechten Seite über die Zeitableitung des Strömungsdruckes ( $\mathrm{D}p^{\mathrm{ic}}/\mathrm{D}t$ ) zu identifizieren ist. Für rotierende Gitter wird die materielle Zeitableitung anhand der zeitlich gemittelten Hintergrundströmung  $\bar{\mathbf{u}}^{\mathrm{ic}}$  und der Geschwindigkeit des Gitters  $\mathbf{u}_{\mathrm{Gitter}}$  in

$$\frac{\mathbf{D}}{\mathbf{D}t} = \frac{\partial}{\partial t} + (\bar{\mathbf{u}}^{\mathrm{ic}} - \mathbf{u}_{\mathrm{Gitter}}) \cdot \nabla \tag{3}$$

überführt [3, 4]. Zur Vorhersage wird ein explizites Korrekturverfahren in jedem Zeitschritt  $\Delta t$  eingesetzt [5, 6]. Der Schalldruck wird mit Hilfe von  $\psi^{\rm a}$  über

$$p^{\mathbf{a}} = \rho_0 \frac{\mathbf{D}\psi^{\mathbf{a}}}{\mathbf{D}t} \tag{4}$$

bestimmt. Anhand von Gleichungen (2) bis (4) kann eine transiente Vorhersage des Strömungsschalls erfolgen.

# Strömungsakustische Simulation

Die hybriden strömungsakustischen Simulationen werden mit der FVM in zwei Schritten durchgeführt. Dazu werden spezifische Modelle für die Berechnung der Strömung und der induzierten Akustik verwendet. Das Fluid innerhalb der experimentellen Radialpumpe und der Rohrleitungen aus Abbildung 1 wird jeweils diskretisiert und mit möglichst realitätsnahen Randbedingungen restriktiert.



Abbildung 1: Experimenteller Messaufbau der Radialpumpe am Lehrstuhl Strömungsmaschinen (Universität Rostock).

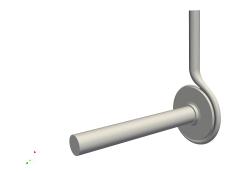
Für die Modellierung werden drei unterschiedliche Diskretisierungen herangezogen, die jeweils an den physikalischen und numerischen Anforderungen orientiert sind. Dazu wird ein sehr feines CFD-Gitter ( $\approx 93$  Mio. Zellen), ein gröberes Prozess-Gitter ( $\approx 12$  Mio. Zellen) und ein grobes Akustik-Gitter ( $\approx 0.9$  Mio. Zellen) verwendet.

#### Numerische Strömungsergebnisse

Die CFD-Simulationen in der Pumpe und die einhergehende Modellerstellung wurden am Lehrstuhl Strömungsmaschinen der Universität Rostock durchgeführt. Für nähere Details sei an dieser Stelle auf den Teil I in [1] verwiesen. Ausgangspunkt für die Berechnung des Strömungsschalls sind transiente Ergebnisse einer Stress-Blended-Eddy-Simulation (SBES) in ANSYS CFX. Um diese Ergebnisse als Anregungs- und Ausbreitungsfelder effizient verwenden zu können, wird eine konservative Konvertierungs- und Interpolationsschnittstelle eingesetzt [5, 6]. Dabei wird ein transienter Ergebnisdatensatz der CFD-Ergebnisse auf dem gröberen Prozess-Gitter erzeugt, der dann zur Berechnung der induzierten Akustik dient. Da die Längenskalen der strömungsakustischen Quellterme aus Gleichung (2) deutlich größer als die charakteristischen Längenskalen der Strömung sind ist diese Vorgehensweise valide. In Abbildung 2 ist das diskretisierte Volumen des CFD- sowie Prozess-Gitters verdeutlicht. Aufgrund der örtlich rapide abklingenden hydrodynamischen Schwankungsgrößen in der Pumpe wird nur ein kleiner Teil der Saug- und Druckleitung modelliert. Zudem soll lediglich die durch die Radialpumpe induzierte Akustik untersucht werden, so dass alle Schallquellen innerhalb des Gebiets in Abbildung 2 angenommen werden.

#### Simulation des Strömungsschalls

Zur Simulation des Strömungsschalls wird der Strömungsakustik-Löser aus [4] verwendet. Der Löser sowie einhergehende Modelle der Radialpumpe wurden bereits in Vorarbeiten verifiziert [5] und zur Berücksichtigung des angeschlossenen Rohrleitungssystems erweitert [6]. Dabei hat sich vor allem gezeigt, dass das Rohrleitungssystem sowie die akustischen Randbedingungen eine übergeordnete Rolle für das entstehende Schallfeld besitzen. Aus diesem Grund wird das akustische Modell in Anlehnung an den experimentellen Messaufbau erstellt (siehe Abbildung 3).



**Abbildung 2:** Modellgebiet des CFD- und Prozess-Gitters der Radialpumpe (= akustisches Quellgebiet).

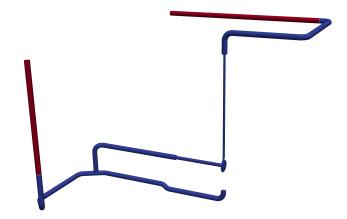


Abbildung 3: Akustisches Modell der Pumpe und des Rohrleitungssystems. Numerische Dämpfung ist in rot und akustisches Ausbreitungsgebiet in blau dargestellt.

Die Konfiguration in Abbildung 3 approximiert die Einbaubedingungen der Radialpumpe im angeschlossenen Rohrleitungssystem. Dabei werden große Teile der Rohrleitungen auf der Saug- sowie Druckseite der Pumpe vereinfacht berücksichtigt. Als Systemgrenzen des numerischen Modells werden die beiden Wasserschalldämpfer aus dem experimentellen Messaufbau definiert. Wie in Abbildung 3 zu erkennen ist jeweils ein Schalldämpfer am Einlass und Auslass platziert. Um die Eigenschaften der Dämpfer zu modellieren werden numerische Pufferzonen mit expliziter Dämpfung eingesetzt. Die entsprechenden Bereiche sind in Abbildung 3 rot gekennzeichnet. Alle Oberflächen innerhalb der Pumpe und der Rohrleitungen sowie auch die rotierenden Schaufelblätter werden schallhart angenommen. Die Wände werden starr modelliert und es gelten Haftbedingungen. Aufgrund der sehr detailreichen Geometrie ist eine verhältnismäßig feine akustische Diskretisierung notwendig, wodurch das Akustik-Gitter mit  $\approx 0.9$  Mio. Zellen eine örtliche Auflösung von Frequenzen bis 5 kHz ermöglicht. Hierbei wird bereits von der Diskretisierung des Spaltes abgesehen. Der rotierende Schaufelradbereich wird mit Arbitrary-Mesh-Interfaces (AMI) [7] in OpenFOAM® and das stehende Rechengitter gekoppelt. Abgesehen von den inkompressiblen Strömungsergebnissen im Quellgebiet (siehe Abbildung 2) werden jegliche Strömungseffekte bei der Modellierung der Akustik vernachlässigt.

## Ergebnisse

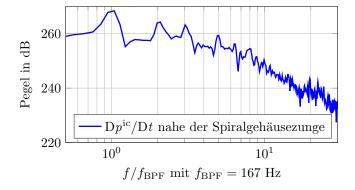
Für die Simulationen des Strömungsschalls wird ein Realzeitsignal von  $T_{\rm sim}=0.2103$  s der CFD-Ergebnisse verwendet. Bei einer Drehzahl  $n=1450~{\rm min^{-1}}$  und sieben Laufradschaufeln entspricht dies ungefähr 5 Umdrehungen und die Schaufelblätter passieren die Spiralgehäusezunge 35 mal mit einer Schaufeldurchgangsfrequenz (BPF)  $f_{\rm BPF}=167~{\rm Hz}.$  Die zeitliche Abspeicherweite  $\Delta t_{\rm s}$  entspricht einem Winkelinkrement von  $0.1^{\circ}$  pro Speicherzeitschritt, was unter Verwendung eines Zeitinterpolationsverfahrens 5. Ordnung die maximale akustische Gitterfrequenz problemlos auflöst. Das Wasser wird mit einer konstanten Dichte  $\rho_0=997~{\rm kg/m}^3$  und Schallgeschwindigkeit  $c_0=1500~{\rm m/s}$  modelliert.

## Schallquellen in der Pumpe

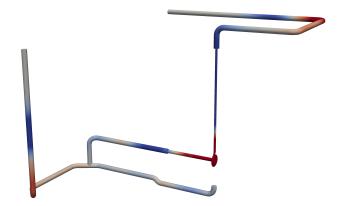
Die Schallentstehung innerhalb der Pumpe wird vor allem durch die rotierenden Schaufelblätter und der einhergehenden Interaktion mit der feststehenden Spiralgehäusezunge begünstigt. Eine Kombination aus den transienten Wirbelstrukturen im Nachlauf der Laufradschaufeln und dem periodischen Auftreffen dieser Strukturen auf den Spiralgehäusewänden erzeugt ein stark fluktuierendes Quellfeld. Weiterführende Untersuchungen zeigen, dass großflächige und starke Quellterm-Verteilungen im Bereich der Spiralgehäusezunge auftreten und primär für die tonale Schallentstehung verantwortlich sind [5, 6]. Zur Analyse ist in Abbildung 4 der Quellterm aus Gleichung (2) nahe der Spiralgehäusezunge ausgewertet. Die Frequenzachse ist anhand der BPF entdimensionalisiert, so dass die tonalen Anteile im Spektrum leicht identifiziert und zugeordnet werden können. In Abbildung 4 sind speziell für die ersten drei BPF-Ordnungen sehr prägnante Frequenzanteile im Quellterm vorhanden. Auch für höhere Ordnungen wie z. B. die fünfte und achte bis zehnte BPF sind tonale Anteile eindeutig identifizierbar. Insgesamt verdeutlicht die quantitative Analyse, dass die stärksten akustischen Anregungen im niedrigen Frequenzbereich vorherrschen und von Vielfachen der BPF dominiert werden. Für eine umfassende Bewertung der Quellen ist zusätzlich die volumetrische Ausdehnung und Interaktion zu beachten.

#### Schallfeld im Rohrleitungssystem

Ausgehend von der Pumpe entsteht ein Schallfeld, welches durch die Geometrie des Rohrleitungssystems beeinflusst wird. Im Quellbereich innerhalb der Pumpe bildet sich ein stark fluktuierendes Schallfeld mit kleinen Wellenlängen aus, das durch diffuse Reflexionen und Interferenzen geprägt ist. Dieses Verhalten ist auf die turbulente und kleinskalige Anregung durch lokale Wirbelstrukturen der Strömung zurückzuführen. Mit steigender Distanz zur Pumpe nehmen diese Variationen ab und formen nahezu eindimensionale Wellenfronten, die sich entlang der Rohrmittellinien in das Rohrleitungssystem ausbreiten [6]. Das Abstrahlungsverhalten der Pumpe ist in Abbildung 5 verdeutlicht. Diese Momentaufnahme zeigt die Ausbreitung von Schallwellen mit niedriger Fre-



**Abbildung 4:** Frequenzanalyse des akustischen Quellterms  $\mathrm{D}p^{\mathrm{ic}}/\mathrm{D}t$  nahe der Spiralgehäusezunge (Pegel-Ref.:  $10^{-6}$  Pa s).

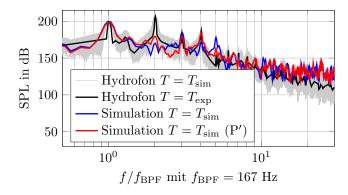


**Abbildung 5:** Momentaufnahme des Schalldrucks in der Pumpe und den Rohrleitungen. Hohe Drücke sind in rot und niedrige in blau dargestellt.

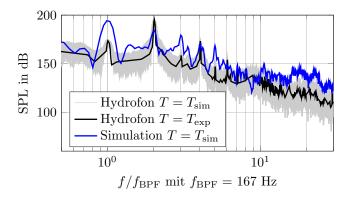
quenz und hoher Wellenlänge ausgehend von der Pumpe. Durch die gewählte Skalierung des Schalldrucks wird der dominierende Charakter der ersten BPF im gesamten Rohrleitungssystem ersichtlich. Aufgrund der unterschiedlichen Durchmesser der einzelnen Rohrleitungssegmente kommt es zu Impedanzsprüngen, die Reflexionen begünstigen. Vor allem das geschlossene Teilsegment unterhalb der Pumpe ermöglicht durch die Vollreflexion am Ende stehende Wellenzüge und lokale Interferenzen. Da die Pumpe in stark vereinfachter Form eine punktuelle Schallquelle mit periodisch aufgeprägten Anregungsfrequenzen darstellt, entsteht eine hohe örtliche Sensibilität bei der Auswertung des Schallfeldes im Rohrleitungssystem.

Zur Bewertung der numerischen Ergebnisse werden experimentelle Hydrofonmessungen verwendet. Es stehen Messergebnisse in der Druck- und Saugleitung zur Verfügung, die über eine Zeitspanne  $T_{\rm exp}=120~{\rm s}$  mit einer Abtastfrequenz  $f_{\rm s,exp}=65536~{\rm Hz}$ erzeugt wurden. Um eine Vergleichbarkeit mit den numerischen Ergebnissen sicherzustellen wurden die Messdaten ebenfalls in Teilsegmente der Länge  $T_{\text{sim}}$  unterteilt und unter identischen Bedingungen zur Simulation ausgewertet. In den Abbildungen 6 und 7 sind die Schalldruckpegel (SPL) der Messergebnisse für  $T=T_{\rm exp}$  in schwarz daher um die Auswertungen für  $T=T_{\rm sim}$  in grau erweitert. Die Simulationsergebnisse an der jeweiligen Hydrofonposition in der Druck- und Saugleitung sind in blau dargestellt und die Frequenzachse ist wie in Abbildung 4 entdimensionalisiert.

Die druckseitigen Hydrofonmessungen in Abbildung 6 zeigen die dominierende Rolle der tonalen Schallabstrahlung für die ersten vier BPF. Auch für höhere Frequenzen sind diese harmonischen Anteile zu identifizieren, obwohl das SPL-Spektrum deutlich abfällt. Der Vergleich mit den Vorhersageergebnissen zeigt eine sehr gute Übereinstimmung des globalen Trends, wohingegen die Genauigkeit bei den unterschiedlichen tonalen Peaks der BPF-Ordnungen variiert. Die Simulationsergebnisse an der Hydrofonposition in blau treffen speziell für die erste und dritte BPF die Messergebnisse überaus gut. Es sind weitere tonale Anteile identifizierbar, die ungefähr bis



**Abbildung 6:** Frequenzspektrum des Schalldruckpegels in der Druckleitung (SPL-Ref.:  $10^{-6}$  Pa).



**Abbildung 7:** Frequenzspektrum des Schalldruckpegels in der Saugleitung (SPL-Ref.:  $10^{-6}$  Pa).

zur zehnten BPF-Ordnung eindeutig zugeordnet werden können und die vorherigen Erkenntnisse der Schallquellenanalyse und Schallausbreitung im Rohrleitungssystem bestätigen. Die größten Abweichungen sind bei der zweiten und vierten BPF vorhanden, bei denen das vorliegende Modell keine validen Ergebnisse liefert. Zur Analyse ist in Abbildung 6 in rot zusätzlich die Auswertung der Simulationsergebnisse an einem weiteren Punkt P' in der Druckleitung aufgetragen. P' ist etwa 1,5 mal so weit von der Pumpe entfernt wie das Hydrofon. Der Vergleich zeigt deutlich, dass sowohl der globale Trend als auch die tonalen Peaks besser mit dem Experiment übereinstimmen und das akustische Modell die gewünschten Informationen enthält. Aufgrund lokaler Interferenzphänomene werden jedoch einzelne Frequenzanteile, wie z. B. die zweite BPF, ausgelöscht und es kommt zu Fehlern.

Die Auswertung der Ergebnisse in der Saugleitung in Abbildung 7 zeigt ein sehr ähnliches Systemverhalten. Im Vergleich zur Druckleitung sind die SPL etwas niedriger und die erste BPF ist nicht so präsent, dennoch sind tonale charakteristische BPF-Peaks vorhanden. In den numerischen Ergebnissen an der Hydrofonposition in blau sind diese Anteile ebenfalls enthalten und können eindeutig zugeordnet werden. Der quantitative Vergleich zeigt hingegen, dass speziell für die erste, dritte und fünfte BPF deutliche Überschätzungen in der Simulation vorliegen. Neben falschem Interferenzverhalten sind Quellefekte durch die Einlassrandbedingungen der CFD denkbar. Insgesamt zeigen die numerischen Ergebnisse jedoch

plausible Schallfelder, welche eindeutig durch die lokalen Strömungseffekte in der Pumpe induziert werden.

## Zusammenfassung und Ausblick

Im vorliegenden Beitrag wurde eine hybride Methode zur Vorhersage des Strömungsschalls in einer Radialpumpe vorgestellt. Die Hydroakustik wurde unter Berücksichtigung der Einbaubedingungen aufbauend auf inkompressiblen Strömungsergebnissen berechnet. Es wurden Analysen der Schallquellen und der daraus entstehenden Schallfelder durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen konsistente Strömungs- und Akustikergebnisse und eine plausible Schallabstrahlung in den Rohrleitungen. Der Vergleich mit experimentellen Messwerten verdeutlicht die Notwendigkeit der Berücksichtigung des Rohrleitungssystems bei der numerischen Vorhersage. Trotz teils sehr guter Übereinstimmung soll das Vorhersagemodell zukünftig noch weiter an die Einbaubedingungen und resultierenden Randbedingungen angepasst werden. Die Autoren danken der AiF für die Förderung des Forschungsprojektes (AiF-Nr. 19724).

### Literatur

- [1] Witte, M., Laß, A., Piepiorka, J., von Estorff, O., Wurm, F.-H.: Numerische Vorhersage des Strömungsschalls in einer Radialpumpe: Teil I, Strömungsanalysen. Proceedings of the DAGA, Hannover, Deutschland, 2020
- [2] Ewert, R., Schröder, W.: Acoustic perturbation equations based on flow decomposition via source filtering. Journal of Computational Physics 188(2) (2003), 365-398
- [3] Hüppe, A., Grabinger, J., Kaltenbacher, M., Reppenhagen, A., Dutzler, G., Kühnel, W.: A non-conforming finite element method for computational aeroacoustics in rotating systems. 20th AIAA/CEAS Aeroacoustics Conference (2014), 2739
- [4] Piepiorka, J., Schröder, T., Silkeit, P., von Estorff, O.: Weiterentwicklung und Untersuchung eines Strömungsakustik-Lösers für rotierende Gitter in OpenFOAM<sup>®</sup>. Proceedings of the DAGA, München, Deutschland, 2018
- [5] Piepiorka, J., Kranz, O., Wurm, F.-H., von Estorff, O.: Numerische Simulation und Untersuchung des Strömungsschalls in einer Radialpumpe. Proceedings of the DAGA, Rostock, Deutschland, 2019
- [6] Piepiorka, J., Witte, M., Kranz, O., Wurm, F.-H., von Estorff, O.: Numerical investigation of the flowinduced noise in a centrifugal pump. Proceedings of the 4th International Rotating Equipment Conference, Wiesbaden, Deutschland, 2019
- [7] Farrell, P. E., Maddison, J. R.: Conservative interpolation between volume meshes by local Galerkin projection. Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering 200(1-4) (2010), 89-100