Hydroakustische Simulation eines nabenlosen Propellersystems basierend auf einem „hydrodynamic/acoustic splitting“ - Ansatz

Hoshang Sultani[1] und Otto von Estorff[1]

[1] *Technische Universität Hamburg, Institut für Modellierung und Berechnung, 21073 Hamburg, E-Mail:mub@tuhh.de*

Einleitung

Mit Blick auf den Propellerlärm stellen nabenlose Propeller [1] (siehe Abbildung 1) eine Alternative zu den konventionellen Propellern dar. Sowohl aus strömungsmechanischen als auch aus konstruktiven Gründen kann durch deren Einsatz eine wesentlich geringere Schallabstrahlung erwartet werden. Bisher existieren jedoch keine detaillierten Untersuchungen zur Strömung und Hydroakustik nabenloser Propellersysteme.

Abbildung 1: Zu untersuchender nabenloser Propeller.

Im vorliegenden Beitrag werden erste hydroakustische Simulationsergebnisse eines sich in einem Umlaufkanal befindlichen nabenlosen Propellersystems vorgestellt und diskutiert. Die Berechnung des strömungsinduzierten Schalls erfolgt dabei mittels eines „hydrodynamic/acoustic splitting“ (HAS) – Ansatzes innerhalb der Finite-Volumen-Simulationssoftware OpenFOAM [2]. Die hydrodynamischen Strömungsfelder, aus denen sich die akustischen Quellfelder der HAS-Ansätze ermitteln lassen, wurden vorab von der Universität Rostock im Rahmen eines DFG-Kooperationsprojektes unter Anwendung der „Stress Blended Eddy Simulation“ (SBES) [3] berechnet. Für eine erste Verifizierung des Akustikmodells werden die akustischen Quellfelder des Systems analysiert und deren Zusammenhang mit dem berechneten Schallfeld untersucht.

Der Beitrag beginnt mit einem Abschnitt zur Modellierung der Strömungsakustik, gefolgt von der Vorstellung und Diskussion der Ergebnisse zum Quell- und Schallfeld des Systems. Abgeschlossen wird der Beitrag durch eine Zusammenfassung und einen Ausblick.

Modellierung der Strömungsakustik

Das Akustikmodell wurde in der Umgebung von OpenFOAM aufgebaut. OpenFOAM ist ein Open Source Softwarepaket zur Strömungssimulation und basiert auf der Methode der Finiten Volumen (FV). Die numerische Infrastruktur in OpenFOAM ist bereits sehr umfangreich entwickelt, wodurch viele Synergien genutzt werden können.

EIF-Ansatz

Für die Akustikberechnung wurde als eine mögliche HAS-Methode der „Expansion about Incompressible Flow“ (EIF) – Ansatz [4] mit Modifikationen aus [5] herangezogen. Der EIF-Ansatz ist ein hybrides Verfahren entwickelt auf Basis eines Störungsansatzes. Dabei werden die Zustandsgrößen Druck p, Ge-schwindigkeit $\boldsymbol{u}$ und Dichte ρ für den Fall kleiner Mach-Zahlen durch die folgenden drei Gleichungen

$$p = P + p' \tag{1}$$

$$\boldsymbol{u} = \boldsymbol{U} + \boldsymbol{u}' \tag{2}$$

$$\rho = \rho_0 + \rho' \tag{3}$$

in inkompressible Strömungsanteile (P, $\boldsymbol{U}$ und ρ_0) sowie in kompressible (akustische) Störungen (p', $\boldsymbol{u}'$ und ρ') aufgeteilt. Damit ergibt sich der besondere Vorteil, dass die Auswertung der akustischen Größen auch im Quellgebiet bzw. im Strömungsgebiet vorgenommen werden kann. Wird der Störungsansatz in die vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen eingesetzt, ergeben sich unter der Annahme eines isentropen akustischen Feldes die Gleichungen

$$\frac{\partial \rho'}{\partial t} + \mathrm{div}(\boldsymbol{f}) = 0 \tag{4}$$

$$\frac{\partial f_i}{\partial t} + \mathrm{div}\left(f_i \cdot \left(U_j + u_j'\right) + \rho_0 U_i u_j'\right) + \mathrm{grad}(p') = 0 \tag{5}$$

$$\frac{\partial p'}{\partial t} - c^2 \frac{\partial \rho'}{\partial t} = -\frac{\partial P}{\partial t} \tag{6}$$

für die Akustik, wobei für die neu eingeführte Größe $\boldsymbol{f}$ gilt $f_i = \rho u_i' + \rho' U_i$ und c die Schallgeschwindigkeit darstellt.

Systemaufbau

Eine Skizze des nabenlosen Propellersystems ist in der Abbildung 2 dargestellt. Das System besteht aus insgesamt vier Schaufeln mit einem Radius von $R = 5$ cm. Der Propeller befindet sich in einer Düse und wird von außen über einen Ringmotor magnetisch angetrieben. Damit befindet sich im Betrieb auch ein Teil der Innenwand der Düse in Bewegung. Die Untersuchungen in diesem Beitrag erfolgen für eine Drehzahl von $n = 16{,}9\ \mathrm{s}^{-1}$ (Blattpassierfrequenz von BPF $= 67{,}6$ Hz) und beziehen sich auf die Ergebnisse von zwei Umdrehungen.

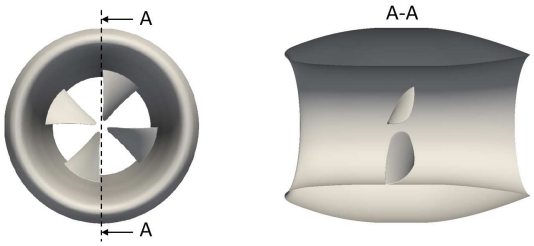

Abbildung 2: Skizze des nabenlosen Propellersystems.

Das Akustiksimulationsgebiet umfasst einen Umlauftank mit den folgenden Abmessungen: Länge ≈ 16 m $\times$ Höhe ≈ 5 m $\times$ Tiefe ≈ 2 m. Abbildung 3 zeigt mit einem Schnitt durch das Simulationsgebiet das verwendete Akustiknetz und den Aufbau des Umlauftanks. Dabei befindet sich das nabenlose Propellersystem im oberen, rechten Bereich des Umlauftanks. Um die geometrischen Konturen ausreichend abbilden zu können, wurde zusätzlich eine Verfeinerung des Netzes im

Bereich der Umlenkschaufeln und des Umlaufpropellers durchgeführt. Die obere Gebietsgrenze stellt die Wasseroberfläche dar und wurde als schallweiche Wand betrachtet. Allen anderen Oberflächen am Umlauftank wurden die Randbedingungen einer schallharten Wand zugewiesen.

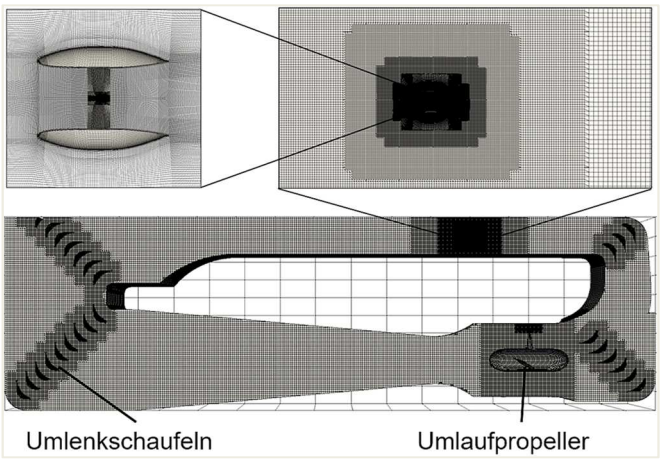

Abbildung 3: Akustiknetz und Aufbau des Umlauftanks.

Der zylindrische CFD-Bereich ist mit einer Länge von ≈ 2 m und einem Radius von $\approx 0{,}5$ m, dargestellt oben rechts in der Abbildung 3, viel kleiner als das Berechnungsgebiet für die Akustik. Da für die Akustik jedoch ein gröberes Gitter verwendet werden kann, ist trotz des größeren Simulationsgebietes die Zellenanzahl des Akustikmodells mit 14 Mio. deutlich geringer als für die CFD-Simulation (93 Mio. Zellen).

Das Mapping der CFD-Daten auf das gröbere Akustiknetz erfolgte mittels der konservativen Cell-Volume-Weight Interpolationsmethode. Für die Zeitintegration der EIF-Gleichungen wurde ein explizites auf akustische Problemstellungen optimiertes 5-stufiges Runge-Kutta-Verfahren [6] eingesetzt. Zur Unterdrückung unphysikalischer Gitterschwingungen wird eine einfache lokale Filterung in jedem Zeitschritt ausgeführt. Die hydrodynamischen Größen werden am Rand des CFD-Gebietes gefenstert, um unerwünschte Unstetigkeiten am CFD-Randgebiet zu vermeiden.

Ergebnisse und Analyse

Im ersten Unterabschnitt wird das Verhalten des hydrodynamischen Druckes P im Bereich eines Schaufelprofils bezüglich des bewegten Bezugssystems beleuchtet. Darauffolgend wird der Quellterm des EIF-Verfahrens, der mit $\partial P/\partial t$ auf der rechten Seite der Gleichung (6) auftritt, untersucht. Im Anschluss daran werden die Ergebnisse zum akustischen Druckfeld p' vorgestellt und analysiert. Mit dem Ziel einer ersten Verifizierung des Akustikmodells, erfolgt eine Untersuchung des Zusammenhangs zwischen den drei genannten Feldern.

Hydrodynamisches Druckfeld bezüglich des bewegten Bezugssystems

Das Frequenzspektrum des hydrodynamischen Druckes P für zwei Punkte (P1, P2) an der Vorderkante und einen Punkt (P3) an der Hinterkante des Schaufelprofils bei $r = 4$ cm (siehe Abbildung 4) bezüglich eines bewegten Bezugssystems ist in den drei Diagrammen in Abbildung 5 aufgetragen. Das Spektrum für den Punkt P3 zeigt charakteristische Frequenzen bei Vielfachen von $f/n \approx 32$ auf. Diese Frequenz wurde bereits in vorherigen Arbeiten (z.B. [7]) als Frequenz der Hinterkantenablösung identifiziert.

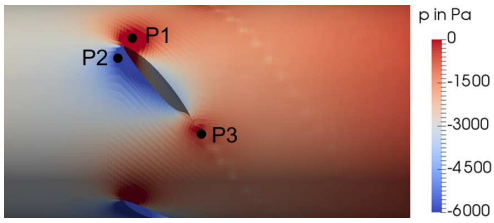

Abbildung 4: Punkte für die Frequenzanalyse am Schaufelprofil.

Die dominanten Frequenzen in den Punkten P1 und P2 im Bereich der Vorderkante stimmen im niedrigen Frequenzbereich überein. Mit zunehmender Frequenz fallen die beiden Verläufe ab und es treten auch leichte Unterschiede in den Frequenzen der Druckspitzen auf. Der hohe Wert des Druckes im Bereich der Vorderkante bei $f/n \approx 32$ ist auch auf die Hinterkantenablösung zurückzuführen. Die zusätzlichen dominanten Frequenzen bei $f/n \approx 24$ und 48 können den Strömungseffekten an der Vorderkante zugewiesen werden, da sie im Spektrum von P3 gar nicht auftreten. Auch diese Frequenzen wurden bereits in einer vorherigen Untersuchung [8] zur Hydrodynamik und Hydroakustik eines Schaufelprofils des Systems beobachtet. Weiterhin können im Spektrum der Punkte P1 und P2 die Frequenzen $f/n \approx 12, 28, 44, 60, 64, 120$ und 143 als charakteristisch betrachtet werden.

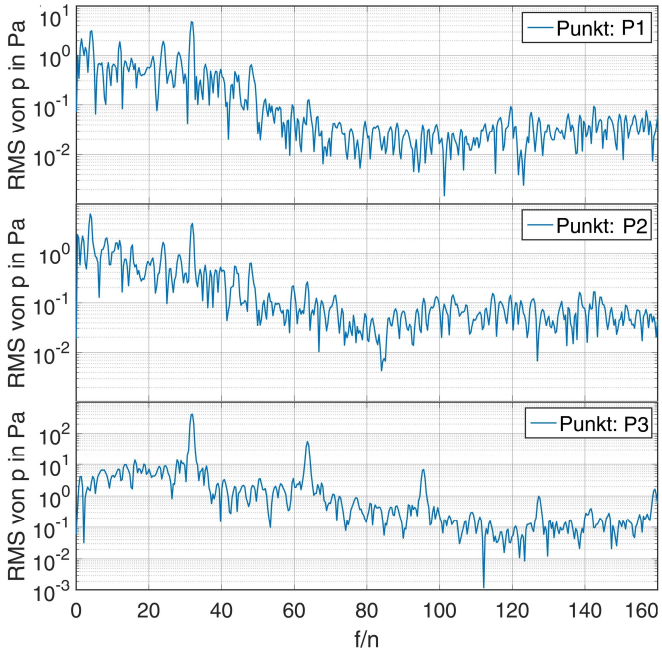

Abbildung 5: Frequenzspektrum des hydrodynamischen Druckes.

Quellterm – $\partial P/\partial t$

Die Abbildung 6 zeigt die Momentaufnahme des Quellltermes für einen senkrechten Schnitt durch die Düse. Da die Auswertung des Quellltermes bezüglich eines festen Bezugssystems erfolgt, liegt eine Unstetigkeit beim Übergang zwischen dem festen und rotierenden Bereich vor. Das Quellfeld kann damit in dieser Form nicht im rotierenden Bereich, welche im Bild schwarz-umrahmt dargestellt ist, zur Analyse herangezogen werden. Dominante, großflächige Quellgebiete sind auf der Saug- und Druckseite nahe des Schaufelbereiches zu erkennen. Zudem sind die Druckschwankungen im Nachlauf des Systems ersichtlich.

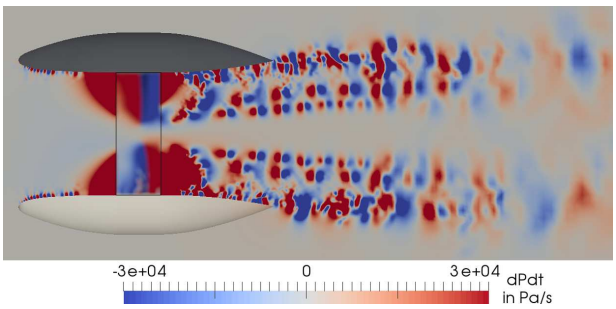

Abbildung 6: Momentaufnahme des Quelltermes (I).

Eine weitere Darstellung des Quellfeldes wird durch die Abbildung 7, welche einen zylindrischen Schnitt bei $r = 4$ cm aufzeigt, wiedergegeben. Auf der linken Seite – vor dem rotierenden Schaufelbereich – treten großflächige Quellgebiete auf. Hinter dem Schaufelbereich ist die durch die Hinterkantenablösung sich ergebende Wirbelstraße im Quellfeld deutlich zu erkennen.

Zur weiteren Analyse des Quellfeldes wird das Frequenzspektrum verschiedener Punkte auf der Saug- und Druckseite bezüglich eines festen Bezugssystems untersucht. Hierzu stellt die Abbildung 8 die Quellfelder – für die zu den gestrichelten Linien aus der Abbildung 7 zugehörigen Schnittflächen – dar. Das linke Bild in der Abbildung 8 zeigt großflächige Quellgebiete, die in ihrer Anordnung die Anzahl der Propeller wiederspiegeln. Auch auf der rechten Seite ist die Propelleranzahl im Muster des Quellfeldes zu erkennen. Hier treten auch viele kleinflächige Druckschwankungen auf.

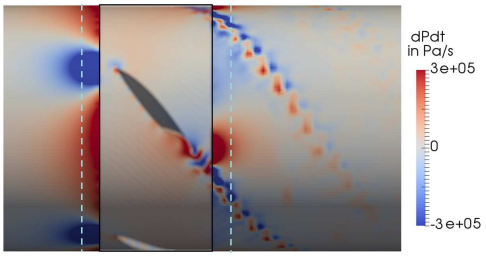

Abbildung 7: Momentaufnahme des Quelltermes (II).

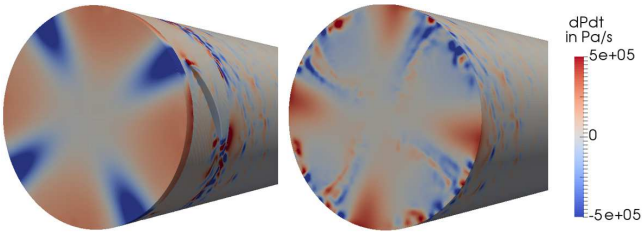

Abbildung 8: Momentaufnahme des Quelltermes für die Schnittflächen vor (links) und hinter (rechts) dem Schaufelbereich.

Das Frequenzspektrum des Quellfeldes für jeweils einen Punkt vor und hinter dem Schaufelbereich bei $r = 4$ cm in der Abbildung 9 zeigt, dass, anders als im bewegten Bezugssystem, hauptsächlich die Vielfachen der BPF dominieren. Der Verlauf des Quelltermes auf der Saugseite weist insgesamt ein höheres Niveau auf als auf der Druckseite. In beiden Spektren tritt die Frequenz der Hinterkantenablösung ($f/n \approx 32$) charakteristisch hervor. Zusätzlich sind in beiden Punkten die relativ großen Verlaufsspitzen bei $f/n \approx 96$ auffällig. Da diese dem Vielfachen der Frequenz der Hinterkantenablösung und der auftretenden Frequenz im Bereich der Vorderkante entspricht, könnte es sich dabei um die Superposition der höheren Harmonischen der beiden Strömungseffekte handeln.

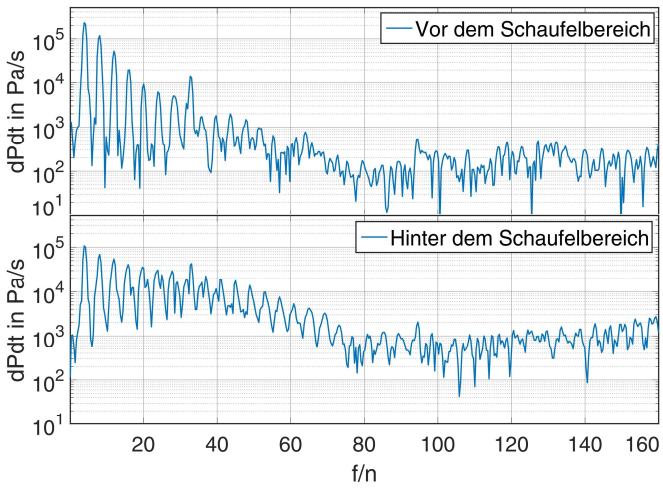

Abbildung 9: Frequenzspektrum des Quelltermes bei $r = 4$ cm.

Akustisches Druckfeld

Die Momentaufnahme des akustischen Druckes für einen senkrechten Schnitt durch die Düse ist in der Abbildung 10 dargestellt. Am oberen und unteren Rand des dargestellten Gebietes kommt es zu Reflektion der Wellen, welche zu starker Interkation und Interferenz der Schallwellen im Berechnungsgebiet führt. Auch die Druckfluktuationen im Nachlauf des Propellersystems können gut beobachtet werden. Dies ist auf die Herleitung und Formulierung des verwendeten HAS-Ansatzes zurückzuführen. Der zeitliche Verlauf des Schallfeldes deutet auf ein charakteristisches Schallausbreitungsverhalten in axialer Richtung aus der Düse heraus hin.

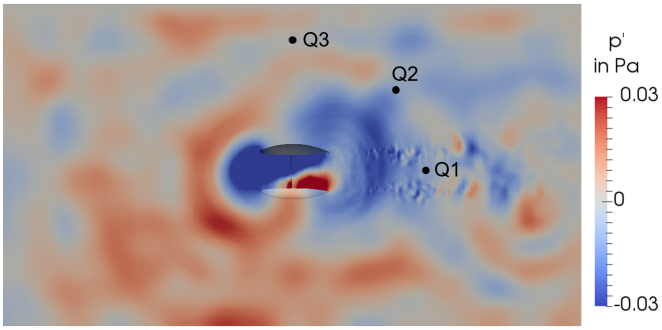

Abbildung 10: Momentaufnahme des akustischen Druckes.

Weiterhin wird das Spektrum des hydrodynamischen und des akustischen Druckes (siehe Abbildung 11) für drei Punkte Q1, Q2 und Q3, die einen radialen Abstand von 40 cm zum Propellermittelpunkt besitzen, analysiert. Es zeigt sich, dass bei Q1 der Gesamtlärm durch die hydrodynamischen Druckschwankungen dominiert wird. Von Q1 nach Q3 nimmt der Einfluss des akustischen Druckes immer weiter zu und wird damit – vor allem im höheren Frequenzbereich – entscheidend für den Gesamtschall. Die dominanten Frequenzen des akustischen Druckes zeigen eine sehr gute Übereinstimmung mit den charakteristischen Frequenzen der vorherigen Analysen zum hydrodynamischen Druck am Schaufelprofil und zum Quellterm an der Saug- und Druckseite auf. Auffällig ist, dass die Frequenz der Strömungsablösung mit $f/n \approx 32$ zwar im akustischen Spektrum auftritt, jedoch nicht so stark dominiert, wie zuvor bei der Quellfeldanaylse. Dies deutet darauf hin, dass es sich bei der Hinterkantenablösung zwar um hohe, jedoch kleinflächige Druckschwankungen handelt, die keinen großen Einfluss auf das Gesamtschallfeld des Systems haben.

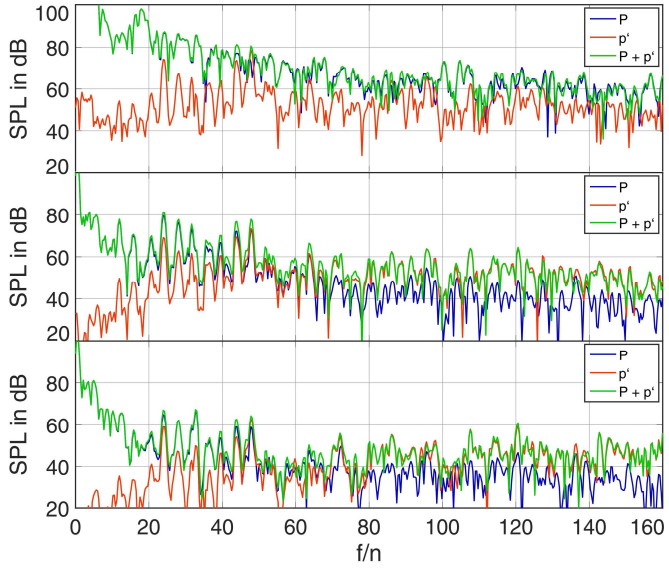

Abbildung 11: Frequenzspektrum für die Punkte Q1, Q2 und Q3.

Abschließend wird das Frequenzspektrum für zwei Punkte mit jeweils einem axialen Abstand von 3 m rechts und links von Propeller betrachtet (siehe Abbildung 12), um das Schallfeld weiter weg vom Strömungsgebiet zu analysieren. Viele der dominanten Frequenzen ($f/n \approx 24, 28, 44, 48, 64, 72$ und 127) stimmen an den beiden Punkten miteinander überein. Weitere charakteristische Frequenzen, die jedoch nicht in beiden Punkten auftreten, sind $f/n \approx 32, 86, 108$ und 153. Auch für die beiden Punkte sind die dominanten Frequenzen in der vorherigen Frequenzanalyse des hydrodynamischen Druckes und des Quellfeldes wiederzufinden. Eine Übereinstimmung der akustischen Frequenzen mit den auftretenden Frequenzen im Quellgebiet deutet darauf hin, dass diese Druckfluktuationsanteile maßgebend für die akustische Antwort des Systems sind. Andersrum haben die anderen Frequenzen des Quellfeldes keinen großen Einfluss auf das akustische Feld. Es ist zu beachten, dass die aufgezeigten Analysen sich jedoch nur auf die betrachteten Punkte beziehen. Durch die bereits genannte starke Interaktion und Interferenz der Schallwellen kann sich das Frequenzspektrum in anderen Bereichen von diesem unterscheiden.

Zusammenfassung und Ausblick

Die Untersuchungen zur Hydroakustik eines nabenlosen Propellersystems, basierend auf den SBES-Ergebnissen der Universität Rostock, wurden vorgestellt und diskutiert. Für die Akustikberechnung wurde das EIF-Verfahren verwendet.

Die Frequenzanalysen des Quellfeldes zeigten charakteristische Frequenzen, die auch bereits in vorherigen Arbeiten identifiziert werden konnten. Anders als im bewegten Bezugssystem treten im feststehenden System zusätzlich die Vielfachen der BPF in der Quellfeldanalyse auf. Insgesamt konnten die charakteristischen Frequenzen des Schallfeldes in der Quellfeldanalyse wiedergefunden werden und es ergaben sich qualitativ plausible Schallfelder. Einige Frequenzen konnten sogar ihren ursprünglichen Strömungseffekten zugeordnet werden. Die Untersuchungen zeigten außerdem, dass die Frequenz der Hinterkantenablösung in der Quellfeldanaylse stärker dominiert als im akustischen Druckfeld. Hier sind andere Frequenzen, besonders die Vielfachen der BPF, im niedrigen Frequenzbereich charakteristisch.

Es bedarf weiterer und detaillierterer Untersuchungen der Hydroakustik des Systems, die in anstehenden Arbeiten durchgeführt werden. Zudem sollen zur Validierung des Modells, die Akustikergebnisse mit bereits vorhandenen Messdaten aus der Universität Rostock verglichen werden.

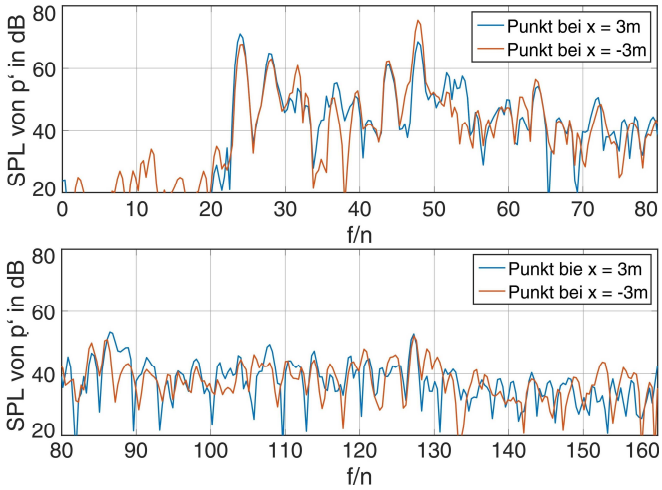

Abbildung 12: Frequenzspektrum des akustischen Druckes.

Danksagung

Die Autoren möchten sich beim Lehrstuhl Strömungsmaschinen der Universität Rostock, insbesondere beim Lehrstuhlinhaber Prof. Dr.-Ing. Frank-Hendrik Wurm und bei Herrn Max Hieke, für die tolle Zusammenarbeit herzlich bedanken. Ein weiterer Dank geht an die Deutsche Forschergemeinschaft (DFG) für die finanzielle Unterstützung des Projektes.

Literatur

[1] Voith, URL: http://voith.com/corp-en/drives-transmissions/voith-inline-thruster-propulsor.html, 2019.

[2] OpenFOAM, URL: http://www.openfoam.org, 2017.

[3] Menter, F. R. und ANSYS Germany GmbH: Stress Blended Eddy Simulation (SBES) – A new Paradigm in hybrid RANS LES Modelling. 6th HRLM Symposium, 2016.

[4] Hardin, J. C. und Pope, D. S.: An Acoustic/Viscous Splitting Technique for Computational Aeroacoustics. Theoretical and Computational Fluid Dynamics 6, 323-340, 1994.

[5] Shen, W. Z. und Sørensen, J. N.: Comment on the Aeroacoustic Formulation of Hardin and Pope. AIAA Journal Readers' Forum 37, 141-145, 1999.

[6] Calvo, M.; Franco, J. M. und Rández, L**.:** Minimum storage Runge-Kutta schemes for computational acoustics. Computers & Mathematics with Applications, 45, 2003.

[7] Sultani, H.; Hieke, M.; von Estorff, O. und Wurm, F.-H.: Hydroakustische Untersuchung eines Schaufelprofils in einem nabenlosen Propellersystem basierend auf dem EIF-Verfahren und der MLS-Methode. Proceedings of the DAGA, Rostock, Deutschland, 2019.

[8] Sultani, H.; Hieke, M.; von Estorff, O. und Wurm, F.-H.: Hydrodynamics and Hydroacoustics Investigation of a Blade Profile in a Hubless Propeller System Based on a Hybrid Approach. Acta Acustica united with Acustica, Volume 105, Number 4, pp. 600-615, 2019.