Druckschwankungen im rotierenden System von Seitenkanalverdichtern in Bezug zur Strukturvibration und Schallabstrahlung

Sven Münsterjohann[1], Stefan Becker[2]

[1] *Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, 91058 Erlangen, Deutschland, Email: ms@ipat.uni-erlangen.de*

[2] *Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, 91058 Erlangen, Deutschland*

Einleitung

Seitenkanalverdichter sind der Klasse der Turbomaschinen zuzuordnen. Sie werden unter anderem in der Papierindustrie oder beispielsweise zum Transport von Granulaten eingesetzt. Seitenkanalverdichter zeichnen sich durch verhältnismäßig geringe Schnelllaufzahlen (Bereich 10^{-1} bis 10^{-2}) bei Durchmesserzahlen von $1{\cdot}10^{1}$ bis $4{\cdot}10^{1}$ aus [1]. Im Vergleich zu Axial- und Radialmaschinen ergeben sich somit bezogen auf Drehzahl und Baugröße höhere Druckdifferenzen bei geringen Volumenströmen. Die Hauptkomponenten des Seitenkanalverdichters sind das Gehäuse, bestehend aus Rückteil und Deckel inklusive des Unterbrechers, der die Saugseite von der Druckseite trennt, sowie das Laufrad (Abb. 1). Aufgrund der

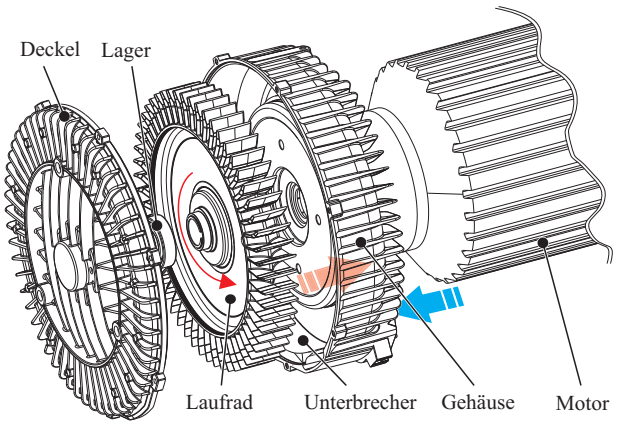


Abbildung 1: Explosionszeichnung eines Seitenkanalverdichters

hohen Anzahl der Schaufeln, die das Laufrad besitzt, ergeben sich beim Betrieb mit einer Drehzahl von 50 Hz oder 60 Hz Blattfolgefrequenzen im Bereich von 2 kHz bis 4 kHz. Die Ursache für die erhöhte Schallabstrahlung wird im Bereich des Unterbrechers gesehen [2], da hier aufgrund der sehr geringen Spaltmaße von $0,25$ mm eine verstärkte Interaktion zwischen dem rotierenden Laufrad und den ruhenden Unterbrecher generiert wird. In dieser Arbeit werden die instationären Drücke auf den Schaufeloberflächen im rotierenden System sowie die Strukturschwingung und die Schallabstrahlung untersucht.

Theorie: Schallentstehung im Seitenkanalverdichter

Das Fluid wird durch den Einlass angesaugt (Abb. 1 blauer Pfeil) und in Umfangsrichtung entlang des Seitenkanals transportiert. Eine mehrfache Impulsübertragung zwischen Laufrad und Fluid ermöglicht die hohen Druckdifferenzen. Durch die Zentrifugalkraft wird das Fluid im Bereich des Laufrades zusätzlich in radialer Richtung beschleunigt, so dass sich eine zirkulierende Strömung (Abb. 2) ausbildet. Hauptströmung und rotatorische Strömung überlagern sich zu einem einer helixförmigen, schraubenartigen Strömungsfeld. Auf der Druckseite wird die Strömung bei Erreichen des Unterbrechers verzögert, umgelenkt und durch den Druckstutzen abgeführt (Abb. 1 roter Pfeil). Ein Teil des Fluids wird aufgrund der geometrischen Gegebenheiten über den Unterbrecher hinweg transportiert. Mit der Öffnung des Zellvolumens auf der Saugseite expandiert das Fluid. Sowohl das druckseitige Verzögern wie auch die saugseitige Expansion sind periodische Vorgänge, die bei der Blattfolgefrequenz stattfinden und Strukturschwingungen induzieren.

Neben der direkten Anregung der Struktur durch Druckschwankungen auf der Wandoberfläche erfolgt eine zusätzliche Produktion akustischer Quellen im Strömungsfeld. Eine erste Beschreibung akustischer Quellen und ihrer Ausbreitung wurde durch Lighthill [3] hergeleitet. Die rechte Seite der inhomogenen Wellengleichung

$$\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p'}{\partial t^2} - \nabla^2 p' = \frac{\partial^2 T_{ij}}{\partial x_i \partial x_j}. \tag{1}$$

beinhaltet die akustischen Quadrupolquellen im Strömungsfeld

$$T_{ij} = \rho u_i u_j + \tau_{ij} + \left(p' - c_0^2 \rho'\right)\delta_{ij}. \tag{2}$$

Für geringe Machzahlen können selbige vereinfacht werden zu:

$$T_{ij} \approxeq \rho u_i u_j. \tag{3}$$

Ausgehend von Lighthills Ansatz führte Ribner [4] eine Unterteilung des Wechseldruckes p' in einen hydrodynamischen, inkompressiblen Anteil p_h und einen akustischen Anteil p_a durch:

$$p' = p_h + p_a. \tag{4}$$

Für die Bildung der räumlichen Ableitung der Impulserhaltungsgleichung unter Berücksichtigung der inkompressiblen Massenerhaltungsgleichung folgt die alternative Formulierung des Quellterms

$$-\nabla^2 p_h = \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_i \partial x_j}. \tag{5}$$

Das Einsetzen von Gl. 4 und 5 in Gl. 1 ergibt die Wellengleichung des akustischen Drucks mit der zweiten zeitlichen Ableitung des hydrodynamischen Druckes als akustischem Quellterm:

$$\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p_a}{\partial t^2} - \nabla^2 p_a = -\frac{1}{c_0^2}\frac{\partial^2 p_h}{\partial t^2}. \qquad (6)$$

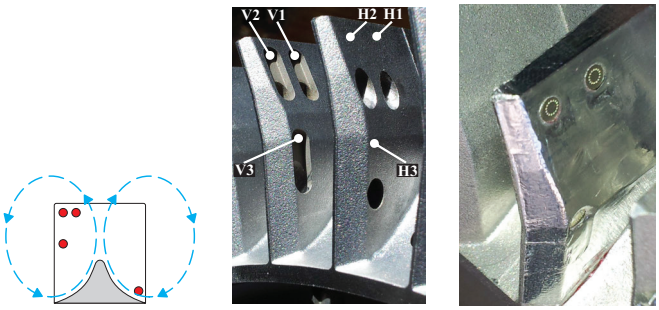
Diese zweite zeitliche Ableitung des hydrodynamischen Druckes wurde mittels Zentraldifferenzenmethode von Messdaten gebildet. Über die bekannte Position der Sensoren während der Rotation des Laufrades kann somit eine örtliche Verteilung der akustischen Quadrupolquellen im Seitenkanal abgeleitet werden.

Versuchsaufbau

Die Erfassung der Schaufeloberflächendrücke erfolgt durch sieben Kulite Drucksensoren Typ LE-125 mit einem Messbereich von 1.7 bar. In zwei benachbarte Schaufeln wurden auf Druck- und Saugseite hierfür je drei gegenüberliegende Taschen sowie eine Referenzposition zur Aufnahme der Sensoren erodiert (Abb. 2). Die Taschen und Kabelkanäle wurden abgedeckt, so dass keine Beeinflussung der Strömung auftrat. Die Kabel verliefen am Laufradrücken entlang bis zur Motorwelle, tauchten unter dem Lager durch und wurden durch eine Öffnung im Deckel zum Telemetriesystem gefühlt. Das Telemetriesystem ist auf einer zusätzlichen Welle montiert, die über eine Klauenkupplung mit der Welle des Seitenkanalverdichters verbunden ist (Abb. 3). Das Telemetriesystem überträgt die Daten der Drucksensoren mit einer Abtastrate von 100 kHz aus dem rotierenden System in das ruhende Laborsystem. Zusätzlich wurde die Strukturschwingung über zwölf gleichverteilte Beschleunigungsaufnehmer auf dem Umfang und die Schallabstrahlung in radialer Richtung des Seitenkanals mittels zehn Mikrofonen in 1 m Entfernung mit einer Abtastrate von 100 kHz erfasst. Die Bestimmung der Laufradposition erfolgte über einen inkrementellen Drehgeber mit 1024 Pulsen pro Umdrehung bei einer Abtastrate von 250 kHz des FPGAs. Über ein gemeinsames Triggersignal wurde eine Offline-Synchronisation der Messsysteme (Telemetrie, FPGA, A/D-Erfassung) durchgeführt. Zur Spezifizierung der Betriebspunkte wurden Druck und Temperatur am Ein- sowie Ausstrom, Luftdruck und -temperatur und der Volumenstrom erfasst.

Versuchsdurchführung

Die Einstellung des jeweiligen Betriebspunktes erfolgte über saugseitige Drosselung mit Hilfe eines Kugelhahns. Nach Erreichen einer konstanten Temperatur auf der Ausstromseite wurde der Seitenkanalverdichter kurz ausgeschaltet und eine Ruhedruckmessung durchgeführt, um etwaige Temperatureinflüsse auf die Drucksensoren nachträglich kompensieren zu können. Anschließend wurde der Seitenkanalverdichter erneut gestartet und bei Erreichen des Betriebpunktes die Messung gestartet. Der Nullpunkt des Drehgebers wurde hierbei derart festgelegt, dass die mit Drucksensoren versehene Schaufelzelle den gehäuseseitigen Unterbrecher komplett verlassen



(a) Zirkulationsströmung **(b)** Sensortaschen **(c)** eingebaute Sensoren

Abbildung 2: Laufradschaufel mit Drucksensoren

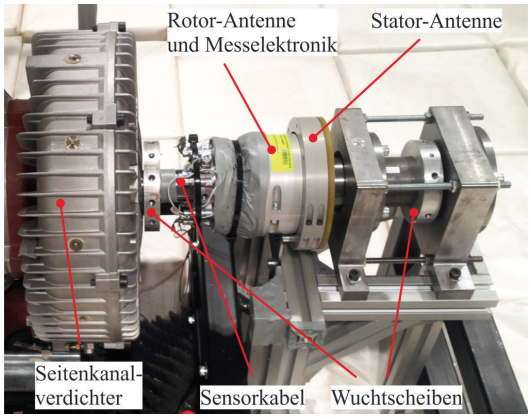


Abbildung 3: Telemetriesystem

hatte (Abb. 4). Die Versuche wurden für eine Drehzahl von 50 Hz und 60 Hz durchgeführt, wobei aufgrund der Ähnlichkeit lediglich auf die Ergebnisse bei 50 Hz eingegangen wird. Die untersuchten Betriebspunkte sind in Form einer Kennlinie in Abb. 5 dargestellt.

Druckaufbau und -schwankungen im Seitenkanal

Abbildung 6 stellt den ensemblegemittelten, phasenaufgelösten Druckverlauf der untersuchten Betriebspunkte bei 50 Hz Drehzahl gemittelt über alle sieben Sensorpositionen dar. Ein geringer Druckabfall bei einem Winkel von 150 ° ist durch eine umlaufende Rippe an der Wand des Seitenkanals bedingt. Bei 305 ° formt sich für alle Betriebspunkte ein Maximum im Druck aus, bedingt durch den Verschluss des Zellvolumens und das Aufstauen der Strömung. Über den Unterbrecher hinweg bildet sich eine Ausgleichsströmung durch die Spalte aus, so dass sich der Druck im Zellvolumen dem der Saugseite annähert. Während bei geringen Druckdifferenzen die Spaltströmungen für einen Druckausgleich genügen, forciert die zusätzliche Entspannungsnut im Deckel (Abb. 4) eine verstärkte Ausgleichsströmung, um einer schlagartigen Expansion des Zellvolumens auf der Saugseite entgegenzuwirken.

Die Druckschwankungen im Seitenkanal wachsen mit steigender Druckdifferenz an (Abb. 7). Zusätzlich liegt ein kontinuierlicher Anstieg der Druckschwankungen in

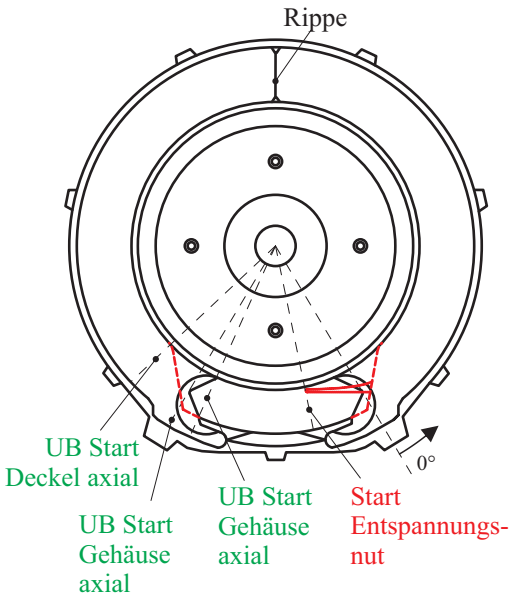


Abbildung 4: Nullpunkt des Drehgebers und geometrische Änderungen des Fluidvolumens im Unterbrecherbereich (grüne Schrift: Änderungen auf der Druckseite; rote Schrift: Änderungen auf der Saugseite; rot gestrichelt: Änderungen im Deckel)

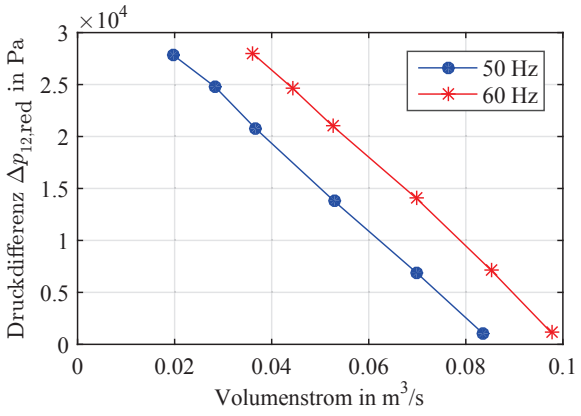


Abbildung 5: Kennlinie und untersuchte Betriebspunkte

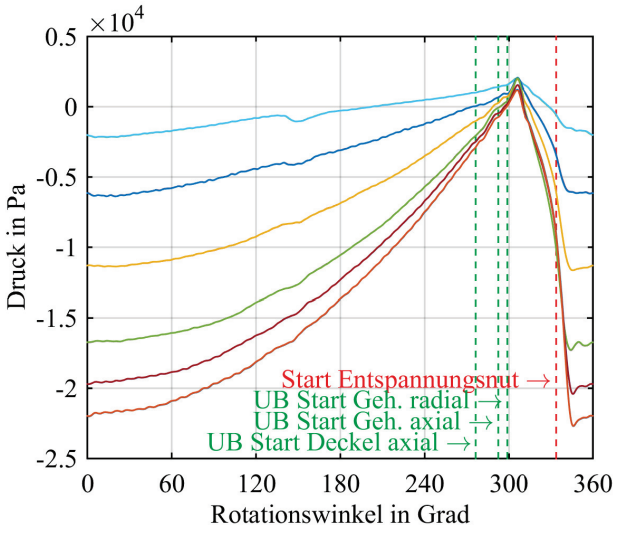


Abbildung 6: Ensemblegemittelter, phasenaufgelöster Druckaufbau im Seitenkanal für die Betriebspunkte bei 50 Hz relativ zum Umgebungsdruck gemittelt über sieben Sensorpositionen

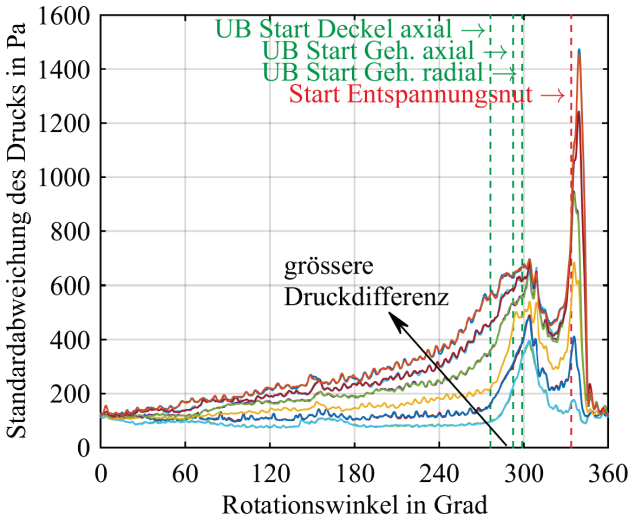


Abbildung 7: Ensemblegemittelter, phasenaufgelöster Druckschwankungen im Seitenkanal für die Betriebspunkte bei 50 Hz gemittelt über sieben Sensorpositionen

Rotationsrichtung bis zum Unterbrecher vor. Insbesondere beim Einlauf in den druckseitigen Unterbrecherbereich formt sich ein lokales Maximum der Fluktuation aus, das mit dem absoluten Druckmaximum aus Abb. 6 zusammenfällt. Nach Verschluss des Zellvolumens durch den Unterbrecher beruhigt sich die Strömung, bis die Entspannungsnut erreicht wird und, je nach Betriebspunkt, ein verstärkter Entspannungsvorgang einsetzt. Während für kleine Druckdifferenzen diese Fluktuationen verschwindend gering ausfallen, dominieren sie ab einer Druckdifferenz, die etwa der Hälfte der maximal möglichen Druckdifferenz einer Drehzahl entspricht.

Strukturschwingung und Schallabstrahlung

Das Spektrum der Strukturschwingung (Abb. 8) zeigt eine deutliche Erhöhung bei der Blattfolgefrequenz ($55 \cdot 50\,\text{Hz} = 2750\,\text{Hz}$), hervorgerufen durch die hydrodynamischen Druckschwankungen im Bereich des Unterbrechers. Weitere Peaks bei der zweiten und dritten Harmonischen der Blattfolgefrequenz finden sich ebenfalls im Spektrum wieder. Im Bereich bis ca. 1 kHz liegen Erhöhungen bei Vielfachen der Drehzahl bedingt durch Lagerung, Klauenkupplung, Unwucht, etc. vor. Weitere Störungen bei und um 6 kHz werden durch den Umrichter induziert. Die Amplituden der Strukturbeschleunigung steigen, in Übereinstimmung mit den Druckfluktuationen, mit zunehmender Druckdifferenz an.

Im Schalldruckpegeldichtespektrum (Abb. 9) spiegeln sich Eigenschaften der Strukturschwingungen wider. Weiterhin tritt die Blattfolgefrequenz als deutliche Komponente hervor. Bei Berücksichtigung der Wahrnehmung (A-Bewertung) und Betrieb am Netz (ohne Umrich-

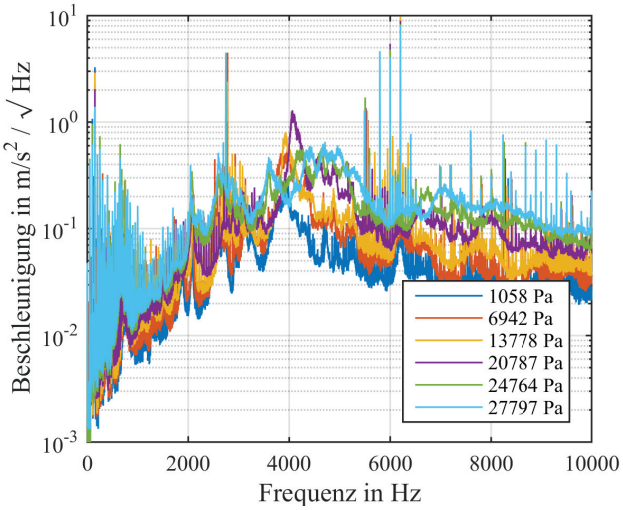


Abbildung 8: Spektrum der Strukturbeschleunigung gemittelt über zwölf Positionen bei 50 Hz Drehzahl

ter) wäre die Schallabstrahlung bei der Blattfolgefrequenz das dominierende Geräusch. Im Frequenzbereich ab 4 kHz liegt eine deutliche Zunahme mit Erhöhung der Druckdifferenz vor. Im Breitbandrauschen werden hier etwa 20 dB/$\sqrt{\text{Hz}}$) Unterschied zwischen niedrigster und größter Druckdifferenz der 50 Hz-Kennlinie erzielt.

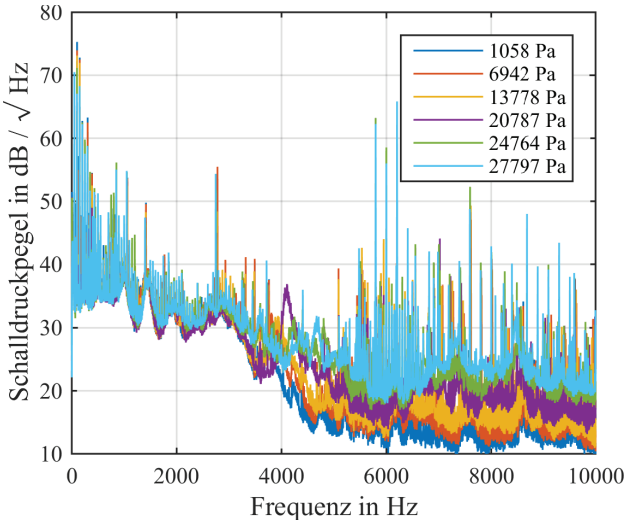


Abbildung 9: Schalldruckpegeldichtespektrum gemittelt über zehn Mikrofonpositionen bei 50 Hz Drehzahl

Quellltermproduktion im Seitenkanal

Der drehwinkelaufgelöste Verlauf der Quellltermproduktion in Abb. 10 verzeichnet einen Anstieg der Amplituden mit Erhöhung der Druckdifferenz. Während im Bereich bis 180 ° nahezu konstante Amplituden vorliegen, beginnt bei weiterer Annäherung an den Unterbrecher eine Zunahme der Quellltermproduktion. Betragsmäßige Maxima werden auch hier, analog zu den Druckfluktuationen, beim Verschluss der Zelle auf der Druckseite und bei Beginn der forcierten Ausgleichsströmung durch die Entspannungsnut erzeugt.

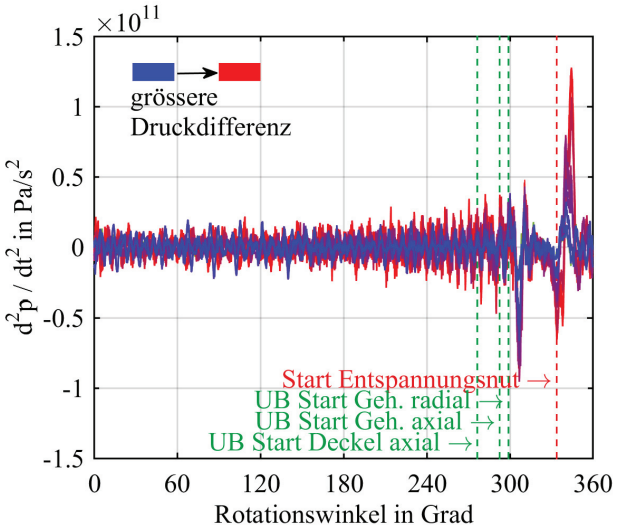


Abbildung 10: Zweite zeitliche Ableitung des hydrodynamischen Druckes bei 50 Hz Drehzahl

Zusammenfassung

Es wurden Untersuchungen zur Schallentstehung in einem Seitenkanalverdichter durchgeführt. Messungen des Druckes auf den Schaufeloberflächen im rotierenden System sowie der Strukturschwingungen und der Schallabstrahlung zeigen, dass der Ursprung der akustischen Schallabstrahlung, insbesondere bei der Blattfolgefrequenz, im Bereich des Unterbrechers zu finden ist. Sowohl die hydrodynamischen Druckschwankungen als auch die zweite zeitliche Ableitung des hydrodynamischen Druckes als akustische Quellltermanalogie zeigen deutliche Erhöhungen für das gerade geschlossene Zellvolumen auf der Druckseite des Unterbrechers (Aufstauen der Strömung) und für den Beginn der forcierten Ausgleichsströmung durch die Entspannungsnut auf der Saugseite des Unterbrechers. Die hauptsächliche Schallproduktion bei der Blattfolgefrequenz findet somit im Bereich des Unterbrechers statt.

Danksagung

Dieses Projekt wurde gefördert durch die GreenFactory Bavaria im Rahmen des Projektes EffiAkust und unterstützt durch die Gardner Denver Deutschland GmbH.

Literatur

[1] G. Grabow. *Das erweiterte Cordier-Diagramm für Fluidenergiemaschinen und Verbrennungsmotoren.* Dt. Verlag für Grundstoffindustrie, 1993.

[2] T. Grohmann. *Lokalisierung und Klassifizierung tonaler Schallquellen in Seitenkanalgebläsen.* PhD thesis, Universität Erlangen-Nürnberg, Erlangen, 2010.

[3] J.M. Lighthill. On Sound Generated Aerodynamically. Part I. *Proc. R. Soc. Lond. A*, 211(1107):564–587, 1952.

[4] Herbert S. Ribner. Perspectives on Jet Noise. *AIAA Journal*, 19(12):1513–1526, December 1981.