

Einfluss von thermodynamischen Prozessgrößen auf die Akustik von elektrischen Kältemittel-Scroll-Verdichtern

Lukas Saur, Stefan Becker

<http://dx.doi.org/10.25673/103522>

Kurzfassung

Mit der fortschreitenden Elektrifizierung von Fahrzeugen ändern sich die Komponentenanforderungen. Durch den Wegfall des maskierenden Verbrennungsmotors wird die Akustik im Fahrzeuginnenraum signifikant von Nebenaggregaten beeinflusst. Bei Elektrofahrzeugen müssen zusätzlich zur Fahrgastzelle, der Akkumulator und die Elektromotoren gekühlt werden. Daher werden größere Verdichter benötigt, welche die Schallabstrahlung und Schwingungsanregung erhöhen. Für die akustische Charakterisierung von Kältemittel-Verdichtern eignen sich Messungen im Gesamtfahrzeug aufgrund von Störgeräuschen und des engen Bauraumes nur bedingt. Deshalb wurde ein Prüfstand entworfen, der eine isolierte Betrachtung der akustischen Eigenschaften des Scroll-Verdichters in einem reflexionsarmen Raum ermöglicht. Der Verdichter ist die zentrale Schallquelle im Kältekreislauf, zum einen durch direkte Luftschallabstrahlung, zum anderen bewirkt er eine akustische Anregung weiterer Kältekreislaufkomponenten über Druckpulsationen und Schwingungsübertragung. Änderungen der Umgebungsbedingungen, der gewünschten Temperatur in der Fahrzeugkabine und des Lastzustandes von Akkumulator und der Elektromotoren führen zur Variation des Verdichterbetriebspunktes. In diesem Beitrag wird daher der Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen auf die Verdichterakustik experimentell untersucht. Es zeigt sich, dass ansteigende Drehzahl und Verdichtungsverhältnis in größerer Schallabstrahlung resultieren. Die Spektren von Fluid-, Körper- und Luftschall sind dominiert von einer Vielzahl drehzahlabhängiger, tonaler Komponenten. Die Erkenntnisse über den physikalischen Zusammenhang von thermodynamischen und akustischen Größen ermöglichen die Erarbeitung geeigneter Schallreduktionsmaßnahmen.

1. Einleitung

Im März dieses Jahres beschloss das EU-Parlament, dass ab 2035 neuzugelassene Pkw kein CO₂ mehr ausstoßen dürfen [1]. Durch diesen Beschluss wird die Elektrifizierung des Fahrzeugmarktes weiter beschleunigt. In E-Fahrzeugen kommt dem Thermomanagementsystem eine zentrale Schlüsselrolle zu, dessen Effizienz und Akustik sind von entscheidender Bedeutung. Die Effizienz hat direkten Einfluss auf die erzielbare Reichweite, gleichzeitig gelten erhöhte Anforderungen an die Akustik, bedingt durch den Wegfall des maskierenden Geräusches des Verbrennungsmotors [2], [3]. Eine der dominierenden Schallquellen im Thermomanagementsystem ist der Kältemittel-Verdichter [4].

In Scroll-Kompressoren treten mechanische, elektromagnetische und strömungsdynamische Anregungsarten auf. Die dynamischen Anregungen werden hauptsächlich auf das Gehäuse übertragen, da es sich um eine hermetisch gekapselte Einheit handelt, und resultieren in Schwingungen des Gehäusesystems [5]. Lee et al. [6] und Miao et al. [7] zeigten, dass die Luftschallabstrahlung mit den Vibrationen des Verdichters korreliert und Schwingungsresonanzen des Gehäuses zu einem starken Anstieg des abgestrahlten Luftschalls führen können. In den Untersuchungen von Häussler et al. [8] ist die Schallabstrahlung eines elektrischen Scroll-Verdichters proportional zur Drehzahl. Yanagisawa et al. [9] konnten einen Zusammenhang zwischen dem Saugdruck und der Schallabstrahlung feststellen, als auch die Anregung von Schwingungsresonanzen der Verdichterwelle durch Hochdruckpulsationen nachweisen.

Gegenwärtig umfasst die Forschung zur Akustik von Scroll-Verdichtern hauptsächlich numerische Simulationsmethoden zur Berechnung der Schallabstrahlung sowie die Optimierung einzelner Verdichterkomponenten zur Schallreduktion. Es gibt jedoch nur wenige Untersuchungen zu dem Einfluss des Betriebspunktes auf die Verdichterkustik. Ziel dieses Beitrages ist die Bestimmung des Einflusses verschiedener thermodynamischer Prozessgrößen auf den Fluid-, Körper sowie Luftschall eines elektrischen Scroll-Verdichters. Hierzu wurde in einem ersten Schritt ein geeigneter Prüfstandsaufbau entwickelt, an dem die Verdichterkustik unter genau einstellbaren thermodynamischen Randbedingungen gemessen werden kann. Anschließend wurde der Einfluss von Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die akustischen Eigenschaften des Verdichters untersucht.

2. Versuchsaufbau

Die Untersuchungen erfolgten an einem für diesen Zweck aufgebauten Kältemittel-Verdichter-Akustik-Prüfstand. Zum Einstellen genau definierter thermodynamischer Betriebspunkte ist der Verdichter in einen Kältekreislauf eingebunden, bei dem die Wärmeströme an den Wärmetauschern sowie die Drosselwirkung des Expansionsventils entsprechend gesteuert werden. Die Charakterisierung des akustischen Verhaltens des Scroll-Verdichters erfolgte mithilfe von Druckpulsationssensoren, Beschleunigungssensoren und Mikrofonen innerhalb eines reflexionsarmen Raumes.

2.1 Kältekreislauf

Um die Akustik des Kältemittelverdichters vollständig charakterisieren zu können, steht ein Kältekreislauf zur Verfügung, der den Betrieb des Verdichters im gesamten Verdichterkennfeld ermöglicht. Es wird das umweltverträgliche, chemische Kältemittel

2,3,3,3-Tetrafluorpropen (kurz: R1234yf) verwendet, welches üblicherweise im Kfz-Bereich eingesetzt wird. Bild 1 zeigt den schematischen Prüfstands Aufbau. Das verdichtete Kältemittel strömt in einen wassergekühlten Kondensator und wird hier vollständig verflüssigt. Mithilfe des Expansionsventils wird das flüssige Kältemittel entspannt, über die elektronisch einstellbare Drosselwirkung des Ventils lassen sich Druckdifferenz und Kältemittelmassenstrom einstellen. Im folgenden Kältemittel-Wasser-Wärmetauscher wird das Kältemittel unter Wärmezufuhr verdampft und anschließend wieder vom Verdichter angesaugt. Druck- und Temperatursensoren vor und nach dem Verdichter sowie nach dem Kondensator erfassen alle relevanten Daten zur Bestimmung des Betriebspunktes. Ein Coriolismeter misst den Kältemittelmassenstrom.

Im Akustikraum sind nur der Verdichter und ein Strömungsschalldämpfer platziert, alle weiteren Prüfstandskomponenten sind zur Vermeidung von Störgeräuschen außerhalb untergebracht. Der Strömungsschalldämpfer reduziert Druckpulsationen auf der Hochdruckseite, um die vibroakustische Anregung der restlichen Kältekreislaufkomponenten zu mindern. Über flexible Kältemittelschläuche werden Verdichter und die restlichen Prüfstandskomponenten schwingungstechnisch entkoppelt. Kabel und Kältemittelschläuche werden durch einen akustisch gedämmten Durchgang geführt.

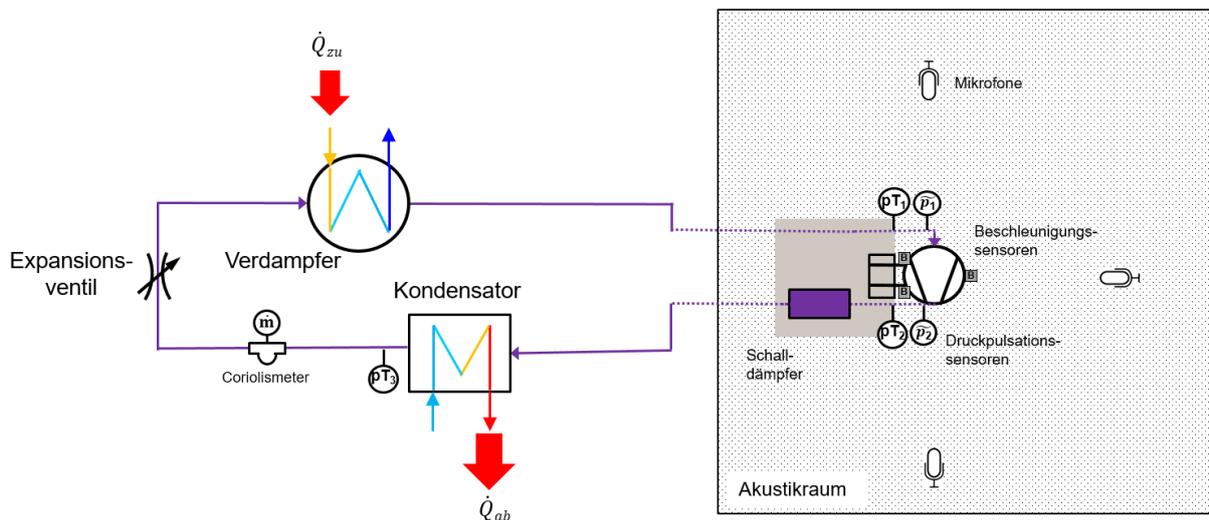
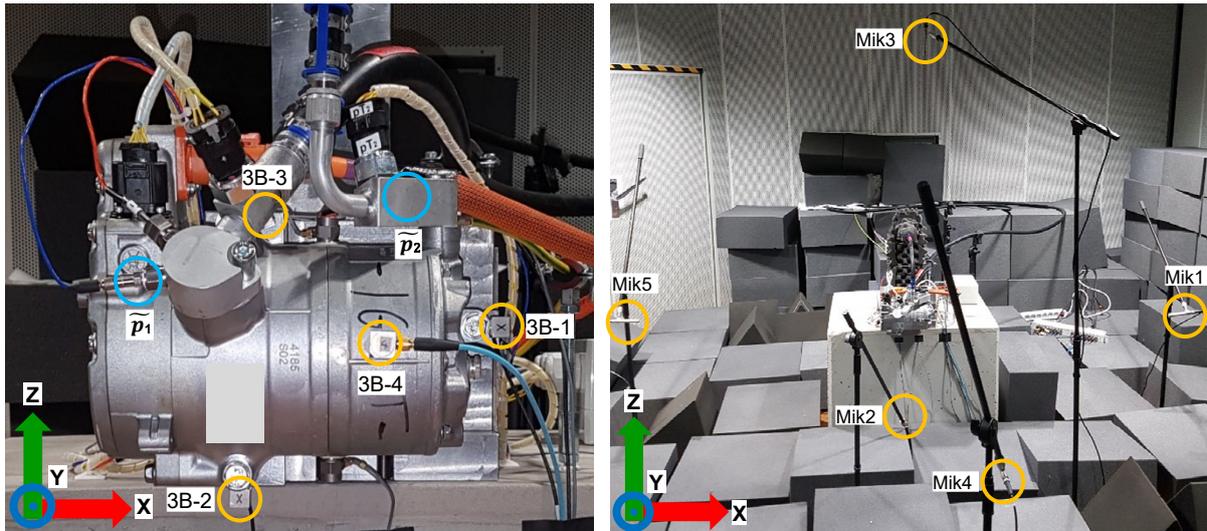


Bild 1: Schematischer Prüfstands Aufbau

2.2 Akustikmessaufbau

Die zur akustischen Charakterisierung verwendeten Sensoren sowie deren Position sind in Bild 2 dargestellt. Der Verdichter ist über einen massiven Stahlhalter mit einem 600 kg Betonwürfel fest verschraubt, um Einflüsse der Befestigung auf die Verdichterschwingungen zu minimieren. Zur Charakterisierung der Verdichterschwingungen sind mehrere Beschleunigungssensoren auf dem Gehäuse angebracht. Die Vibrationen an den Verschraubungspunkten (3B-1, 3B-2, 3B-3) und des Gehäuses der Verdichtungskammer (3B-4) werden durch triaxiale Beschleunigungsaufnehmer erfasst. Als weitere akustische Anregungsgröße werden die Druckpulsationen am Verdichtereinlass (\tilde{p}_1) und am Verdichterauslass (\tilde{p}_2) erfasst. Die Schallabstrahlung des Scroll-Verdichters wird unter Freifeldbedingungen in einem reflexionsarmen Raum in den 5 freien Abstrahlungsrichtungen mittels Freifeldmikrofonen gemessen.



(a) Beschleunigungssensoren (gelb) und Druckpulsationssensoren am Verdichter

(b) Mikrofone im Akustikraum

Bild 2: Sensorpositionen

3. Akustik des Referenzbetriebspunktes

In diesem Kapitel werden die spektralen Verläufe der untersuchten Akustikgrößen der Referenzmessung bei mittlerer Verdichterdrehzahl von 5000 1/min und mittlerem Verdichtungsverhältnis von 7 betrachtet.

3.1 Fluidschall

Das zyklische Verdichtungsprinzip des Scroll-Verdichters resultiert in einem schwankenden Druckverlauf. Zur Veranschaulichung der Arbeitsweise von Scroll-Verdichtern ist in Bild 3 die Druckverteilung in der Verdichtungskammer eines Scroll-Verdichters für unterschiedliche Kurbelwellenwinkel dargestellt.

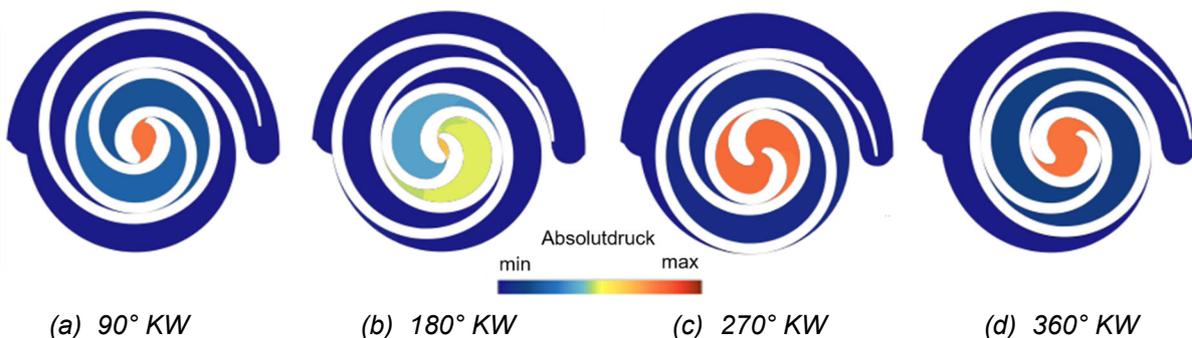


Bild 3: Druckverteilung in der Verdichtungskammer bei verschiedenen Kurbelwellenwinkel (KW)

Die Druckpulsationen führen zur Anregung von Schwingungen und der Abstrahlung von Luftschall bei allen Komponenten des Kältekreislaufs und sind daher eine wichtige

akustische Kenngröße. Bild 4 zeigt den Verlauf des Schalldruckpegels der Druckpulsationen am Ein- und Auslass des Verdichters über der Frequenz. Bei den Saugdruckpulsationen sind die ersten zwei Ordnungen der Drehfrequenz dominant, bedingt durch den Aufbau des Scroll-Verdichters. Bei jeder Umdrehung der Verdichterschnecke öffnen sich einmal die beiden äußeren Verdichtungskammern (s. Bild 3 (a)) und gasförmiges Kältemittel wird auf der Niederdruckseite angesaugt. Auch die Frequenz der weiteren Spitzen im Schalldruckspektrum sind ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz. Diese höherharmonischen Druckpulsationen werden durch Strömungsreflexionen an Umlenkungen und Querschnittsprüngen in den Kältemittelleitungen hervorgerufen. Die Amplitude der Saugdruckpulsationen fällt für Frequenzen größer 400 Hz mit ca. 20 dB pro Dekade ab.

Auf der Auslassseite sind Pulsationen der 1. Ordnung dominant, da sich das Rückschlagventil am Auslass pro Umdrehung einmal öffnet sobald der Druck in der inneren Verdichtungskammer größer ist, als der Druck in der nachfolgenden Hochdruckleitung. Die Reduktion der Druckpulsationen der 2.-4. Ordnung im Frequenzbereich von 150-350 Hz wird durch das im Verdichtungsgehäuse integrierte Resonanzvolumen sowie den Strömungsschalldämpfer in der Hochdruckleitung erzielt. Auch auf der Hochdruckseite sind die Frequenzen der weiteren Druckpulsationspeaks ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz und resultieren aus Strömungsreflexionen. Für Frequenzen größer 400 Hz fällt die Amplitude der Hochdruckpulsationen mit ca. 30 dB pro Dekade ab.

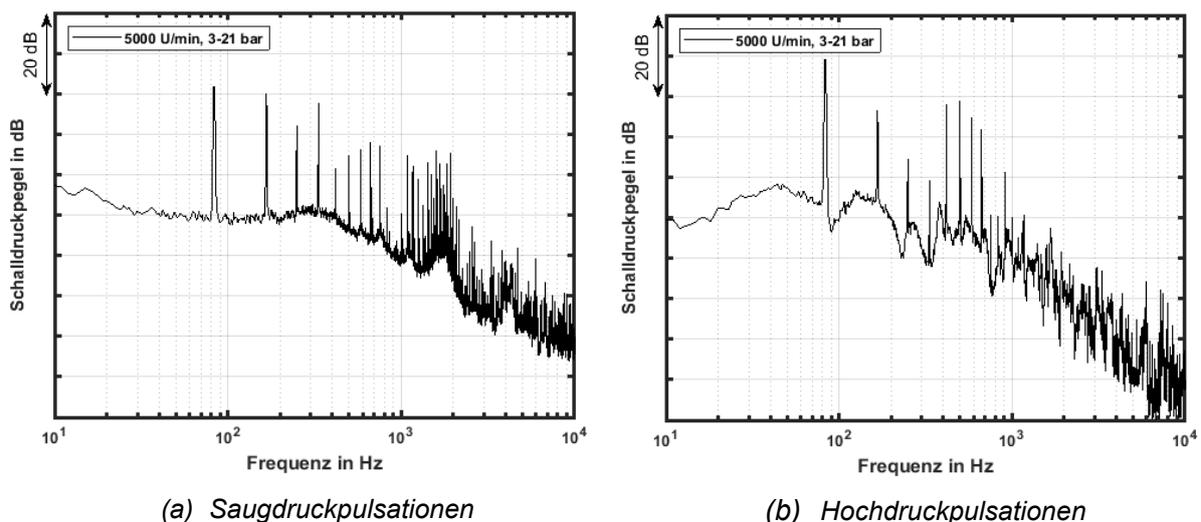


Bild 4: Druckpulsationen bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck

3.2 Körperschall

Der untersuchte Verdichter zeigt ein komplexes Schwingungsverhalten bedingt durch seine Vielzahl an Bauteilen und den unterschiedlichen Anregungsarten. Die Schwingungsanregung erfolgt durch Kräfte aus der exzentrischen Bewegung der Verdichterschnecke, der Rotation des antreibenden Elektromotors, der translatorischen Bewegung des Auslassventils sowie durch Strömungs- und Druckkräfte des Kältemittels.

Bild 5 zeigt die Schwingungsgeschwindigkeit in Pegeldarstellung über der Frequenz von 10 bis 10000 Hz, links das quadratisch gemittelte Signal der drei triaxialen Beschleunigungssensoren an den Verschraubungspunkten und rechts das quadratisch

gemittelte Signal des triaxialen Beschleunigungssensors auf dem Gehäuse der Verdichtungskammer. Wie auch bei den Druckpulsationen sind die Frequenzen der stark ausgeprägten tonalen Komponenten ganzzahlig Vielfache der Drehfrequenz. Die Amplitude der Geschwindigkeitspeaks ist davon abhängig, ob bei der jeweiligen Frequenz Schwingungsresonanzen angeregt werden. Grundsätzlich sind die ersten 3 Ordnungen stark ausgeprägt und es treten im Bereich von 700 bis 2000 Hz verstärkt Vibrationen auf. Das Schwingungsverhalten an den Verschraubungspunkten und am Gehäuse der Verdichtungskammer unterscheidet sich kaum, lediglich an den Verschraubungspunkten sind Schwingungen der 1. Ordnung stärker ausgeprägt.

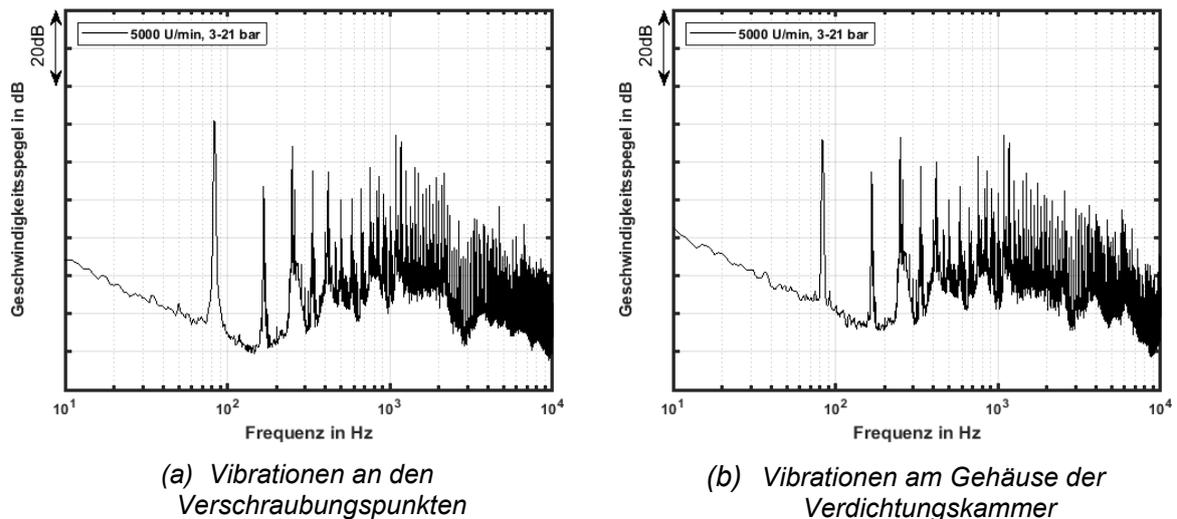


Bild 5: *Vibrationen bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck*

3.3 Luftschall

Bild 6 stellt den Schalldruckpegel über den Frequenzbereich von 10 bis 10000 Hz dar, die Signale der 5 Freifeldmikrofone wurden dazu quadratisch gemittelt. Das Schalldruckpegelspektrum zeigt eine Vielzahl von Spitzen, deren Frequenzen ganzzahlig Vielfachen der Drehfrequenz entsprechen. Das Spektrum des abgestrahlten Luftschalls stimmt gut mit den Schwingungsspektren überein. Die maximale Amplitude tritt bei der 1. Ordnung auf und im Frequenzbereich von 700 bis 2000 Hz wird verstärkt Schall abgestrahlt. Dies deutet daraufhin, dass der abgestrahlte Luftschall hauptsächlich aus den Schwingungen des Verdichters resultiert.

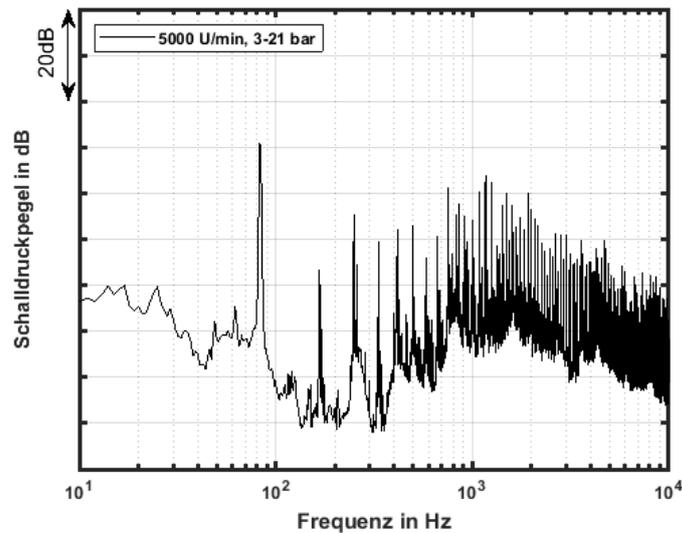


Bild 6: Abgestrahlter Luftschall bei 5000 U/min und 3 bar Saugdruck und 21 bar Hochdruck

4. Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen auf die Verdichterakustik

Ziel der durchgeführten Untersuchungen ist die Bestimmung des Einflusses von Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die Akustik eines Scroll-Verdichters. Es wurden Messungen bei niedrigem, mittlerem und hohem Verdichtungsverhältnis durchgeführt, einmal bei konstantem Saugdruck p_1 mit entsprechender Anpassung des Hochdrucks p_2 und einmal bei konstantem Hochdruck und entsprechender Anpassung des Saugdrucks. Das Verdichtungsverhältnis ε berechnet sich nach Formel 1:

$$\varepsilon = \frac{p_2}{p_1} \quad (1)$$

Die untersuchten Betriebspunkte sind in Tabelle 1 aufgelistet. Zusätzlich wurde jedes Druckverhältnis bei 3000, 5000 und 7000 1/min gemessen um den Einfluss niedriger, mittlerer und hoher Drehzahl charakterisieren zu können. Die Messungen wurden bei konstanter Drehzahl durchgeführt, da sich bei konstanter Drehzahl die thermodynamischen Randbedingungen wie Drücke und Überhitzung genauer einstellen lassen. Die Überhitzung des Kältemittels am Verdichtereinlass wurde bei allen Messungen auf 10 K eingeregelt, um sicherzugehen, dass der Verdichter nur vollständig verdampftes Kältemittel ansaugt.

Tabelle 1: Untersuchte Betriebspunkte

Verdichtungsverhältnis ε [-]	5	7	9	Verdichtungsverhältnis ε [-]	5	7	9
Saugdruck p_1 [bar]	3	3	3	Saugdruck p_1 [bar]	4,2	3	2,33
Hochdruck p_2 [bar]	15	21	27	Hochdruck p_2 [bar]	21	21	21

(a) Konstanter Saugdruck (b) Konstanter Hochdruck

Die in Tabelle 1 aufgelisteten Druckverhältnisse wurden durch Anpassung der Wärmeströme an Kondensator und Verdampfer sowie Regelung der Drosselwirkung des Expansionsventils eingestellt. Gleichzeitig beeinflusst die Stellung des Expansionsventils hauptsächlich den im Kältekreislauf zirkulierenden Massenstrom. Bild 7 zeigt den Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Betriebspunktes, die Werte des Referenzbetriebspunktes bei mittlerem Verdichtungsverhältnis sind als schwarze Punkte dargestellt. Der Massenstrom steigt proportional zum Druck auf der Saugseite an, da hiermit auch die Kältemittelmasse, welche in die äußeren Verdichtungskammern eintritt, steigt. Der Massenstrom steigt linear mit der Drehzahl an, bedingt durch das feste Volumen der Schneckenengeometrie. Erst bei sehr hohen Massenströmen knickt die Kurve ab, aufgrund des quadratisch zur Strömungsgeschwindigkeit ansteigenden Druckverlustes im Kältekreislauf. Das Verdichtungsverhältnis hat dagegen keinen messbaren Einfluss auf den Massenstrom, da die geförderte Kältemittelmenge bei konstantem Saugdruck und variierendem Hochdruck gleichbleibt.

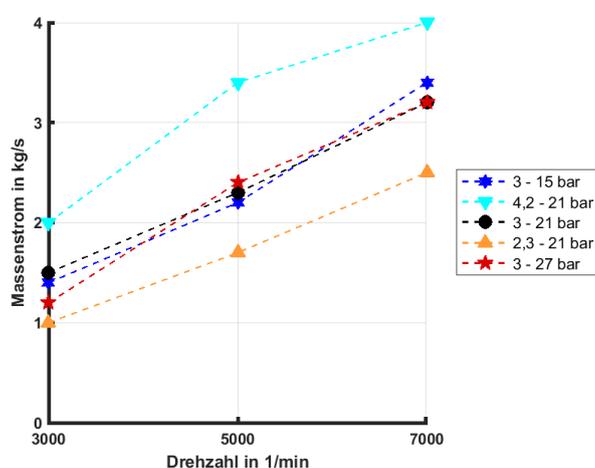


Bild 7: Kältemittelmassenstrom in Abhängigkeit des Betriebspunktes

Die Beurteilung des Einflusses der thermodynamischen Prozessgrößen auf Fluid-, Körper- und Luftschall erfolgt anhand des Gesamtpegel. Der Gesamtpegel eignet sich hierfür am besten, aufgrund der komplexen spektralen Verläufe der betrachteten Akustikgrößen, welche eine Vielzahl von schmalbandigen Peaks mit teilweise nah beieinanderliegenden Amplituden aufweisen. Zudem bietet der Gesamtpegel eine höhere Reproduzierbarkeit als der Spitzenpegel, die maximale Messabweichung liegt bei ± 1 dB bei wiederholter Messung des gleichen Betriebspunktes.

4.1 Fluidschall

Die Werte des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 8 dargestellt. Für den Gesamtschalldruckpegel wurden die Schalldruckpegelwerte über den Frequenzbereich von 10-10000 Hz aufsummiert.

Die Druckpulsationen auf der Saugseite (s. Bild 8 (a)) nehmen mit steigender Drehzahl und ansteigendem Saugdruck zu. Die Saugdruckpulsationen sind proportional zu dem geförderten Massenstrom, erkennbar an der starken Übereinstimmung mit dem in

Bild 7 dargestellten Massenstrom. Änderungen des Hochdrucks und des Verdichtungsverhältnisses haben keinen Einfluss auf die Druckpulsationen am Verdichtereinlass.

Die Druckpulsationen am Verdichterauslass (s. Bild 8 (b)) zeigen dagegen ein anderes Verhalten. Bei 3000 U/min sind diese besonders stark ausgeprägt, da bei niedrigen Drehzahlen die einzelnen Verdichtungsstöße in größeren zeitlichen Abständen erfolgen und damit weniger ineinander übergehen. Bei mittleren Drehzahlen nehmen die Hochdruckpulsationen ab und bei hohen Drehzahlen wieder zu. Um dieses Verhalten besser erklären zu können, muss der Einfluss des im Verdichtungsgehäuse integrierten Resonanzvolumens sowie des nachgeschalteten Strömungsschalldämpfers genauer untersucht werden. Bei Zunahme des Hochdrucks und des Verdichtungsverhältnisses resultieren tendenziell größere Werte des Gesamtschalldruckpegels der Hochdruckpulsationen.

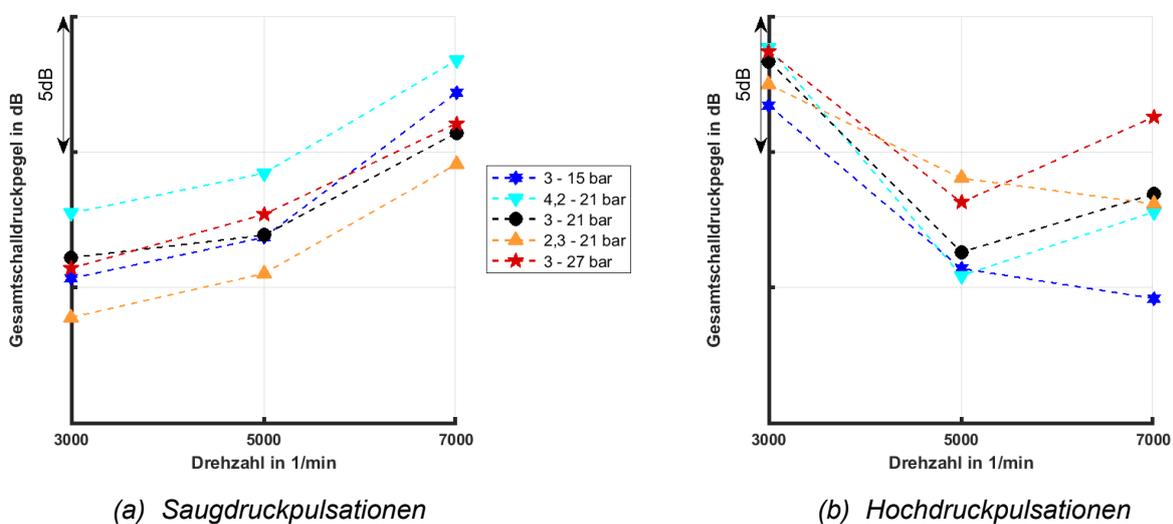


Bild 8: Druckpulsationen in Abhängigkeit des Betriebspunktes

4.2 Körperschall

Die Werte des Gesamtpegels der Schwingungsgeschwindigkeit für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 9 dargestellt. Für den Gesamtgeschwindigkeitspegel wurden die Geschwindigkeitspegelwerte über den Frequenzbereich von 10-10000 Hz aufsummiert.

Die Schwingungsgeschwindigkeit des Verdichters steigt linear mit der Drehzahl an. Bei steigendem Hochdruck nehmen die Verdichterschwingungen in geringem Maße zu, bedingt durch größere Druckkräfte in der Verdichtungskammer und am Auslass. Bei 7000 U/min zeigt sich ein Ausreißer der Schwingungen an den Verschraubungspunkten, der Gesamtgeschwindigkeitspegel der Messung mit niedrigem Hochdruck stimmt mit der Messung mit großem Hochdruck überein. Der Grund für dieses Verhalten ist noch unklar, weitere Untersuchungen mithilfe eines Laser-Scanning-Vibrometers, sollen dazu durchgeführt werden. Am Gehäuse der Verdichtungskammer (s. Bild 9 (b)) tritt dieser Ausreißer nicht auf. Der stärkere Anstieg des Gesamtgeschwindigkeitspegels am Verdichtungsgehäuse für höhere Drehzahlen resultiert aus der geringeren Schwingungssteifigkeit bedingt durch den größeren Abstand zum Halter (s. Bild 2 (a)).

Zudem ist der Abstand zu der Schwingungsanregung durch die oszillierende Verdichterschnecke geringer.

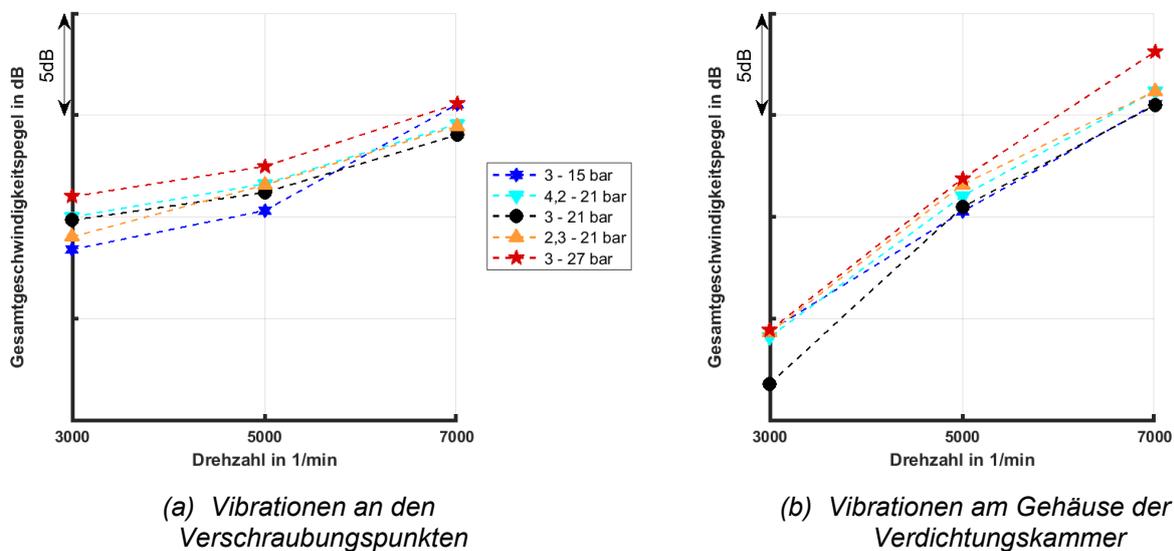


Bild 9: Vibrationen in Abhängigkeit des Betriebspunktes

Das Schwingungsverhalten des Verdichters unterscheidet sich maßgeblich von den Werteverläufen des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen auf der Saugseite als auch auf Hochdruckseite (vgl. Bild 9). Folglich ist der Einfluss der Druckpulsationen auf die Schwingungsanregung des Verdichters zu vernachlässigen.

4.3 Luftschall

Die Gesamtschalldruckpegelwerte des abgestrahlten Luftschalls für die unterschiedlichen Betriebspunkte sind in Bild 10 dargestellt. Für den Gesamtschalldruckpegel wurden die Schalldruckpegelwerte über den Frequenzbereich von 300-10000 Hz aufsummiert, die untere Grenzfrequenz wurde entsprechend der akustischen Eigenschaften des reflexionsarmen Raumes angepasst.

Die vom Verdichter abgestrahlten Schalldruckfluktuationen nehmen linear mit der Drehzahl zu. Steigender Hochdruck und größeres Verdichtungsverhältnis resultieren in einem geringen Anstieg der Schallabstrahlung. Der Werteverlauf des Gesamtschalldruckpegels weist eine hohe Übereinstimmung mit dem Werteverlauf des Gesamtgeschwindigkeitspegels an den Befestigungspunkten (vgl. Bild 9 (a)) auf. Dagegen unterscheidet sich das Verhalten der Luftschallabstrahlung maßgeblich von den Werteverläufen des Gesamtschalldruckpegels der Druckpulsationen auf der Saugseite als auch auf der Hochdruckseite (vgl. Bild 8). Hieraus lässt sich schließen, dass der abgestrahlte Luftschall hauptsächlich durch die schwingende Verdichteroberfläche erzeugt wird. Der Einfluss der Druckpulsationen auf die Schallabstrahlung ist zu vernachlässigen, eine Transmission der KM-Druckpulsationen durch das Verdichtergehäuse tritt nicht auf.

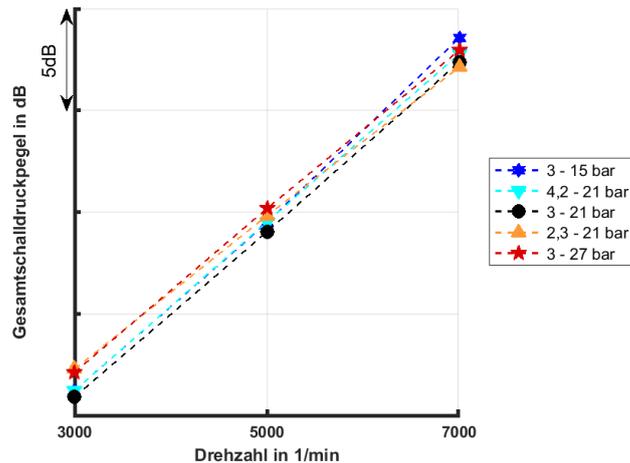


Bild 10: Luftschallabstrahlung in Abhängigkeit des Betriebspunktes

5. Zusammenfassung

Der Beitrag beschreibt den Einfluss der thermodynamischen Prozessgrößen Drehzahl, Verdichtungsverhältnis sowie Saug- und Hochdruck auf die akustischen Eigenschaften eines elektrischen Kältemittel-Scroll-Verdichters. Hierfür wurden verschiedenen Betriebspunkte an einem dafür konstruierten Kältekreislauf-Prüfstand eingeregelt und Fluid-, Körper- sowie Luftschall des Verdichters in einem reflexionsarmen Raum gemessen.

Die Frequenzspektren der untersuchten Akustikgrößen wurden für die Referenzmessung bei mittlerer Drehzahl und mittlerem Verdichtungsverhältnis ausgewertet. Die Spektren von Fluid, Körper- und Luftschall sind dominiert von einer Vielzahl schmalbandiger tonaler Komponenten, deren Frequenzen ganzzahlig Vielfachen der Verdichterdrehzahl entsprechen. Im Kältekreislauf sind niederfrequente Druckpulsationen der 1. und 2. Ordnung dominant. Die Spektren von Schwingungen und Luftschall zeigen eine hohe Übereinstimmung, bei Vibrationen und Schallabstrahlung sind die ersten drei Ordnungen wie auch der höherfrequente Bereich von 700 bis 2000 Hz stark ausgeprägt.

Die Druckpulsationen auf der Saugseite nehmen mit steigendem Saugdruck und steigender Drehzahl zu, sie sind proportional zum geförderten Kältemittelmassenstrom. Der Gesamtschalldruckpegel der Hochdruckpulsationen ist bei niedrigen Drehzahlen besonders hoch. Vibrationen und Luftschallabstrahlung nehmen linear mit steigender Drehzahl zu. Das Verdichtungsverhältnis sowie die Drücke auf Saug- und Hochdruckseite haben nur einen geringen Einfluss auf das Schwingungsverhalten und die Schallabstrahlung des Scroll-Verdichters. Die Druckpulsationen und der Massenstrom im Kältekreislauf haben keinen messbaren Einfluss auf die vibroakustische Geräuschentstehung im Verdichter. Vibrationen und Luftschall sind proportional zur Drehzahl, daher sind niedrige Verdichterdrehzahlen, insbesondere bei ruhigen Fahrzuständen, erstrebenswert.

Danksagung

Wir bedanken uns bei der AUDI AG für die Förderung dieser Forschung im Rahmen der INI.FAU Kooperation und die Unterstützung mit Messtechnik und Fachwissen, insbesondere bei Herrn M. Kronbichler, Herrn Dr. C. Rebinger und Herrn S. Rost.

Literatur

- [1] EU Umweltrat (2023). Pressemitteilung. „Fit für 55“: Rat nimmt Verordnung über CO₂-Emissionen für neue Personenkraftwagen und leichte Nutzfahrzeuge an. <https://www.consilium.europa.eu/de/press/press-releases/2023/03/28/fit-for-55-council-adopts-regulation-on-co2-emissions-for-new-cars-and-vans/>
- [2] J. Aurich and R. Baumgart. (2018). Comparison and Evaluation of Different A/C Compressor Concepts for Electric Vehicles. International Compressor Engineering Conference. Paper 2608.
- [3] A. Hofacker. (2015). Akustik für Fahrzeuge mit elektrifiziertem Antrieb. ATZ - Automobiltechnische Zeitschrift, 117, 8-13. doi:10.1007/s35148-015-0061-2.
- [4] A. Ricci, L. Bregant and F. Albertz. (2022). On the Different Contributions of Flexible Elements to the Structural Noise of Refrigeration Compressors. SAE Technical Paper 2022-01-0983. <https://doi.org/10.4271/2022-01-0983>
- [5] C. Wang, Z. Wang, W. Yan, H. Li and C. Yang. (2021). Study on Characteristics of the Vibration and Noise of High-Power Scroll Compressor. Shock and Vibration, 2021, 1–17. <https://doi.org/10.1155/2021/5953133>.
- [6] J. Lee, S. Lee and D. Lee. (2000). Identification and Reduction of Noise in a Scroll Compressor. International Compressor Engineering Conference. Paper 1496
- [7] Q. Miao, Y. R. Men, J. X. Wu and X. Gou. (2014). Studies on Scroll Compressor Noise Improvement. Applied Mechanics and Materials, 694, 504–508. <https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/amm.694.504>
- [8] M. Haeussler, D. Kobus and D. Rixen. (2020). Parametric design optimization of e-compressor NVH using blocked forces and substructuring. Mechanical Systems and Signal Processing, 150. <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2020.107217>.
- [9] M. Yanasigawa, T. Uematsu, S. Hiodoshi, M. Saito and S. Era. (2002). Noise Reduction Technology for Inverter controlled Scroll Compressors. International Compressor Engineering Conference. Paper 1578