

Akustik von Abgasturboladern

Johannes Müller, Stefan Becker

Lehrstuhl für Prozessmaschinen und Anlagentechnik, Friedrich-Alexander-Universität Erlangen-Nürnberg,
91058 Erlangen, Deutschland, Email: ml@ipat.uni-erlangen.de, sb@ipat.uni-erlangen.de

Einleitung

Die extremen Betriebsbedingungen von Abgasturboladern führen sowohl zu tonaler als auch breitbandiger Schallabstrahlung über den gesamten menschlichen Hörbereich. Aufgrund des stetigen Entwicklungsprozesses bei der Minderung dominanter Motorgeräusche, steigt besonders der Einfluss der tonalen Komponenten auf das Geräuschempfinden im Fahrzeuginnenraum, was zu einem negativen Fahrerlebnis führen kann [1, 2]. Um die Akustik des Abgasturboladers vollständig charakterisieren zu können, wurde daher ein neuer Kaltgasprüfstand entwickelt der es ermöglicht verschiedene Abgasturbolader unter Semi-Freifeld Bedingungen in einem schallarmen Raum zu untersuchen. Da neben dem direkt abgestrahlten Luftschall auch die Weiterleitung von Strukturschall erheblichen Einfluss auf das Geräuschverhalten im Fahrzeuginnenraum hat, wurden die direkt an den Lader angrenzenden Bauteile wie Katalysator, Abgasanlage und Ladeluftkühler in den Prüfstand integriert. Der für klassische Verbrennungsmotoren charakteristische pulsierende Abgasstrom wird mit Hilfe eines geschleppten Zylinderkopfs erzeugt. Ziel dieser Untersuchung ist es, den Einfluss des Pulsationsgrads des Abgasstroms auf das akustische Verhalten des Abgasturboladers zu analysieren. Hier wurden der Strukturschall und der abgestrahlte Luftschall bei konstanter und variierender Laderdrehzahl an verschiedenen Stellen des Abgasturboladers und im schallarmen Raum gemessen.

Versuchsaufbau

Die Charakterisierung des hydrodynamischen und akustischen Verhaltens des Abgasturboladers erfolgt über einen Kaltgasprüfstand (Abbildung 1). Der Abgasturbolader ist dabei an einen Zylinderkopf, der sich in einem schallarmen Raum befindet, angeflanscht. Über Rohrverbindungen wird die Turbine mit 100 °C heißer Druckluft beaufschlagt. Ein Gleitschieberventil und ein Venturi-Rohr ermöglichen die Regelung und Bestimmung des Massenstroms. Der Auslass der Turbine ist, analog zum realen Fahrzeug, mit dem Katalysator und der Abgasanlage verbunden. Über die Mündung der Abgasanlage wird die Druckluft nach außen geleitet. Der Verdichter zieht außerhalb des schallarmen Raums Luft über eine Einlaufdüse an. Die verdichtete Luft wird zuerst in den Ladeluftkühler und anschließend aus dem Raum geleitet. Ein Sitzventil ermöglicht die Drosselung des Laders und somit die Einstellung verschiedener Betriebspunkte. Sensoren u.a. vor und nach der Turbine sowie dem Verdichter erfassen alle relevanten Druck- und Temperaturdaten. Ein Sensor im Bereich der Welle misst die

Drehzahl. Der Aufbau ermöglicht Laderdrehzahlen über 150 000 min^{-1} . Der vom Abgasturbolader abgestrahlte Strukturschall wird mit 16 Beschleunigungssensoren, die über den gesamten Prüfstand verteilt sind, bestimmt. Mikrofone im Abstand von 0,5 m, 1 m und 3 m zum Abgasturbolader dienen der Messung des Luftschalls.

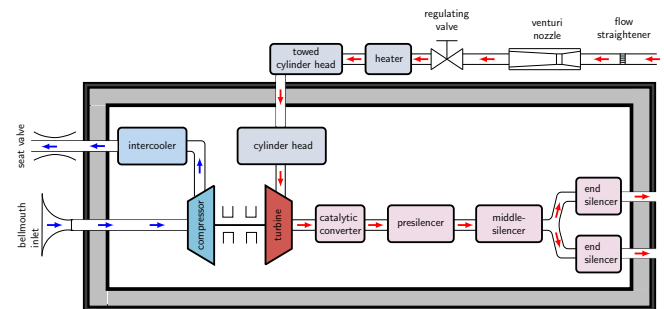


Abbildung 1: Aufbau des Turboladerprüfstands

Erzeugung der Pulsationen

Aufgrund der vier Arbeitstakte heutiger Verbrennungsmotoren in Kraftfahrzeugen, stellt der Abgasstrom keinen kontinuierlichen, sondern pulsierenden Massenstrom dar. Daher wird die Druckluft vor dem Eintritt in den schallarmen Raum über einen geschleppten Zylinderkopf geleitet (Abbildung 2). Ein Elektromotor treibt indirekt



Abbildung 2: Geschleppter Zylinderkopf zur Erzeugung des pulsierenden Massenstroms

die Nockenwellen an. Die Öffnungs- und Schließvorgänge der einzelnen Ventile blockieren abwechselnd die Zuleitungen in den schallarmen Raum. Somit können pulsierende Abgasströme bei Kurbelwellendrehzahlen von 500 min^{-1} bis 6000 min^{-1} simuliert werden. Die Abgasströme der einzelnen Zylinder des geschleppten Zylinderkopfs werden über Rohrleitungen in den schallarmen

Raum geleitet und durch den Krümmer des stationären Zylinderkopfs an dem der Abgasturbolader angeflanscht ist, zusammengeführt. Drucksensoren in den jeweiligen Rohrleitungen dienen der Charakterisierung der erzeugten Pulsationen (Abbildung 3). Abbildung 4 zeigt die

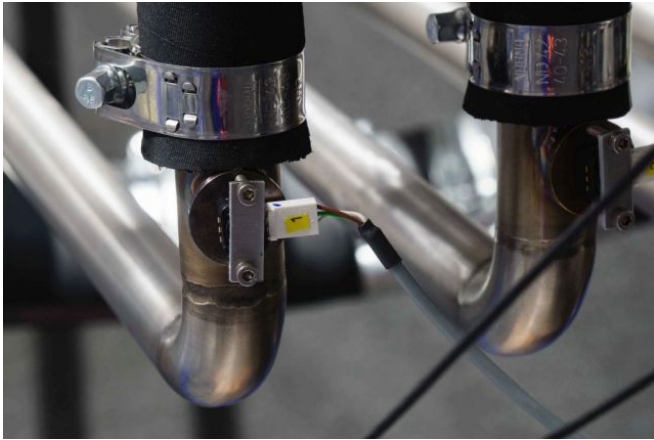


Abbildung 3: Druckmessung zur Bestimmung des Pulsationsgrads

Druckpulse der einzelnen Rohrleitungen exemplarisch bei einer Kurbelwellendrehzahl von $N = 3000 \text{ min}^{-1}$. Der zeitliche Abstand zwischen den Hauptpeaks beträgt jeweils $0,04 \text{ s}$. Dies korrespondiert mit einer Nockenwellendrehzahl von $N_{\text{Nocke}} = 1500 \text{ min}^{-1}$. Da sich die Nockenwellen mit der halben Kurbelwellendrehzahl drehen, entsprechen die zeitlichen Abstände der jeweiligen Druckpulse der vorgegebenen Kurbelwellendrehzahl.

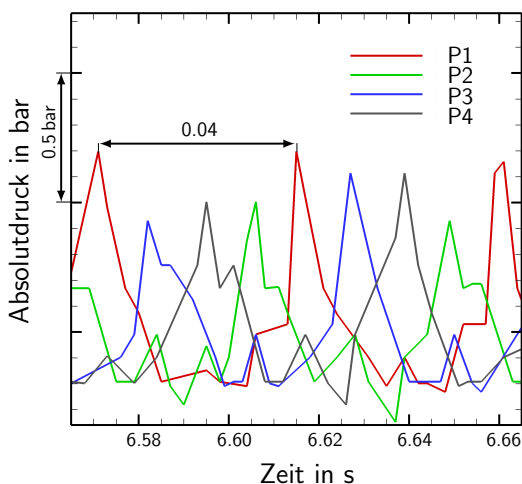


Abbildung 4: Druckpulse in den Rohrleitungen bei $N = 3000 \text{ min}^{-1}$

Einfluss der Pulsationen auf die Akustik

Aufgrund des pulsierenden Abgasstroms kommt es zu einer zeitlich ungleichmäßiger Anströmung des Turbinenlaufrads. Im Folgenden wird auf den daraus resultierende Einfluss auf den Luft- und Strukturschall eingegangen.

Luftschall

Um den Einfluss des pulsierenden Abgasstroms auf den abgestrahlten Luftschall des Abgasturboladers zu verdeutlichen, zeigt Abbildung 5 den Schalldruckpegel im Abstand von $0,5 \text{ m}$ bei unterschiedlichen Pulsationsgraden. Die Abgasturboladerdrehzahl ist konstant gehalten. Mit Ausnahme einzelner Frequenzen liegt der Schalldruckpegel bei Pulsationen, die einer Kurbelwellendrehzahl von 3000 min^{-1} entsprechen, im gesamten Frequenzbereich über dem Pegel bei geringeren Pulsationen. Besonders niedrige Frequenzen im Bereich von 100 Hz bis 1000 Hz werden stärker angeregt. Dies zeigt sich auch in einem um $2,5 \text{ dB}$ erhöhten Gesamtschalldruckpegel.

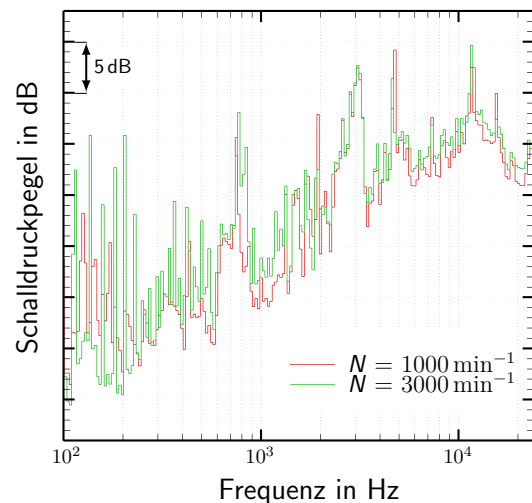


Abbildung 5: Schalldruckpegel im Abstand von $0,5 \text{ m}$ zum Abgasturbolader

Strukturschall

Neben dem akustischen Verhalten bei stationären Betriebspunkten ist die Charakteristik des Abgasturboladers über den gesamten Drehzahlbereich von Bedeutung. Abbildung 6 zeigt daher einen Hochlauf des Abgasturboladers bis zu einer Drehzahl von 150000 min^{-1} . Die Farbskala kennzeichnet den Beschleunigungspegel am Austritt des Verdichters in Normalenrichtung bei einer Kurbelwellendrehzahl von $N = 1000 \text{ min}^{-1}$. Aufgrund der durch Fertigungstoleranzen bedingten Restunwucht der Rotorteile und der hohen Umfangsgeschwindigkeiten, kommt es zu einer Anregung, deren Frequenz synchron zur Drehzahl linear zunimmt [1, 3]. Diesen Phänomen ist als Unwuchtpfeifen bekannt und stellt sowohl beim Beschleunigungspegel als auch dem Luftschall einen dominanten Anteil dar. Im Gegensatz dazu ändert sich die Frequenz des Konstanttons nur geringfügig mit steigender Drehzahl. Die Anregung erfolgt dabei durch selbsterregte Schwingungen der Welle im hydrodynamischen Gleitlager [4]. Je nach Schwingungsform werden unterschiedliche Frequenzen, sogenannte Subharmonische, angeregt. Diese sind im Campbell-Diagramm durch horizontale Linien bei einer Frequenz von 400 Hz (Subhar. 1)

und 800 Hz (Subhar. 2) erkennbar. Den Einfluss des Pulsationsgrads auf die genannten akustischen Phänomene zeigt Abbildung 7. Konstantton und Unwuchtpfeifen

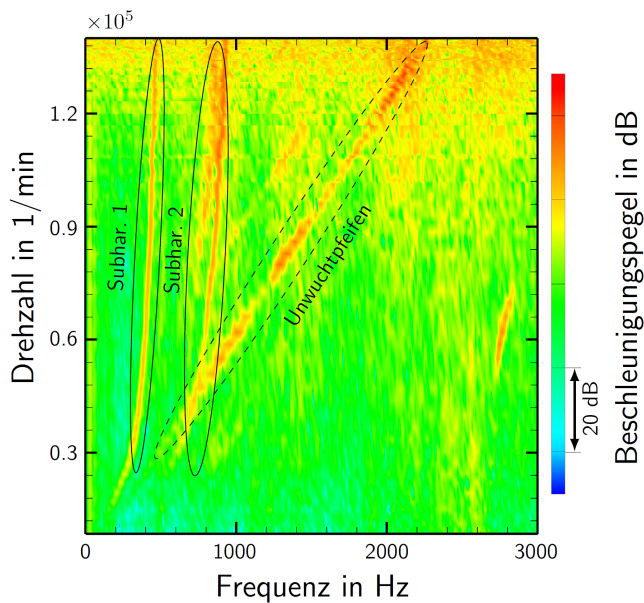


Abbildung 6: Z-Komponenten des Beschleunigungspegels am Austritt des Verdichters bei $N = 1000 \text{ min}^{-1}$

der Gleitlagerung beeinflusst und somit zu unterschiedlichen Strukturanregungen führt.

Schallweiterleitung

Neben den Akustik des Abgasturbolader spielt die Weiterleitung des Strukturschalls durch die angrenzenden Bauteile eine wichtige Rolle zur Beurteilung des Geräuschverhaltens von Abgasturboladern im PKW. Abbildung 8 und 9 stellen den Beschleunigungspegel in Normalenrichtung bei einem Hochlauf des Abgasturboladers am Austritt der Turbine und des Katalysators dar. Neben den bereits erwähnten Geräuschphänomenen

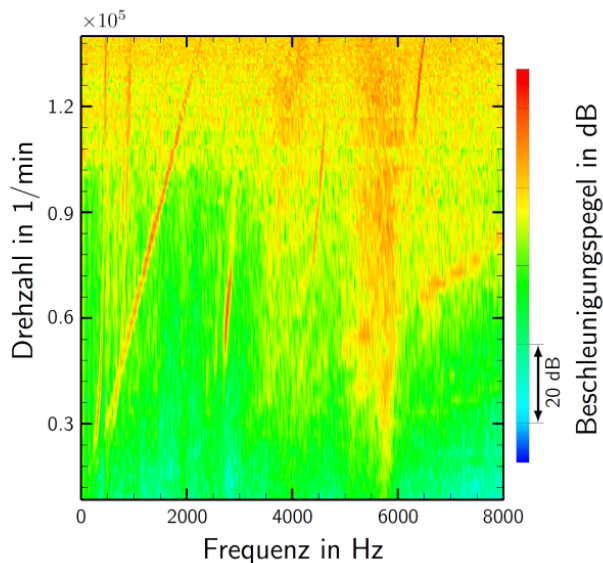


Abbildung 8: Z-Komponenten des Beschleunigungspegels am Austritt der Turbine

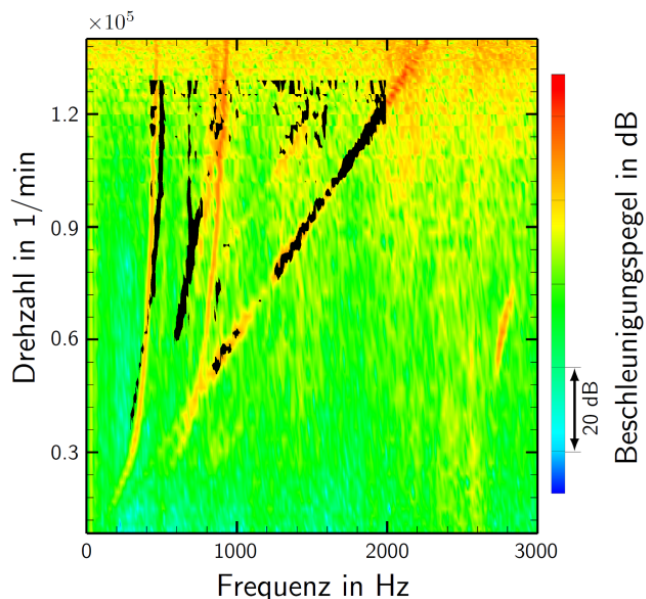


Abbildung 7: Z-Komponenten des Beschleunigungspegels am Austritt des Verdichters bei $N = 1000 \text{ min}^{-1}$ und $N = 3000 \text{ min}^{-1}$ (schwarz)

sind in schwarz bei einer Kurbelwellendrehzahl von $N = 3000 \text{ min}^{-1}$ über die Messung bei $N = 1000 \text{ min}^{-1}$ gelegt. Während der Pulsationsgrad bedingt durch die Drehzahlabhängigkeit erwartungsgemäß keinen Einfluss auf das Unwuchtpfeifen hat, verschiebt sich die Frequenz der Subharmonischen 2 von 800 Hz auf 600 Hz. Die Frequenz der Subharmonischen 1 erhöht sich nur leicht im Bereich hoher Drehzahlen. Es ist anzunehmen, dass die Pulsation des Abgasstroms das Schwingungsverhalten der Welle in

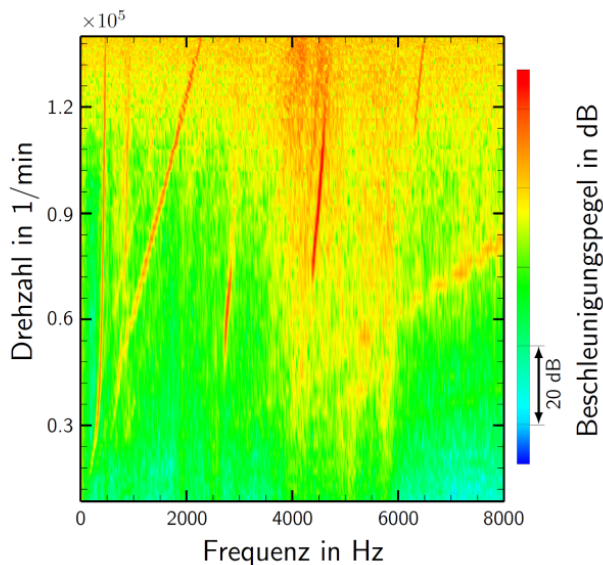


Abbildung 9: Z-Komponenten des Beschleunigungspegels nach dem Katalysator

bei niedrigen Frequenzen zeichnen sich in beiden Fällen starke tonale Komponenten bei 3000 Hz, 4500 Hz und

6500 Hz ab. Am Austritt des Katalysators treten diese noch deutlicher als am Austritt der Turbine hervor, was darauf schließen lässt, dass besonders tonale Komponenten über den Katalysator und die Abgasanlage weitergeleitet werden. Es ist anzunehmen, dass der Katalysator eine dämpfenden Wirkung auf die breitbandigen Komponenten hat, die tonalen Komponenten aber nur geringfügig beeinflusst.

Zusammenfassung

Es wurde der Einfluss eines pulsierenden Abgasmassestrom auf die Akustik des Abgasturboladers untersucht. Dazu wurde eine Prüfstand entwickelt der es ermöglicht das Kennfeld des Abgasturboladers bei verschiedenen Pulsationsgraden abzufahren und sowohl den Strukturschall als auch den abgestrahlten Luftschall in der isolierten Umgebung eines schallarmen Raums, ohne störende Motorgeräusche, zu erfassen. Um die Weiterleitung der akustischen Phänomene zu berücksichtigen und möglichst realitätsnahe Messungen durchführen zu können, sind die direkt an den Abgasturbolader angrenzenden Bauteile wie Katalysator, Abgasanlage und Ladeluftkühler in den Prüfstand integriert. Es hat sich gezeigt, dass bei einem hohen Pulsationsgrad auch der Schalldruckpegel über nahezu den gesamten Frequenzbereich im Vergleich zu niedrigen Pulsationsgrad erhöht ist, wobei hauptsächlich die tiefen Frequenzen stärker angeregt werden. Dies spiegelt sich auch in einem Anstieg des Gesamtschalldruckpegels wieder. Bei Hochläufen des Abgasturboladers weist der Beschleunigungspegel deutliche Einflüsse der Unwucht und des Konstanttons auf. Eine Erhöhung des Pulsationsgrads hat keine Auswirkungen auf das Unwuchtpfeifen, verschiebt jedoch die Frequenz des Konstanttons. Es ist anzunehmen, dass der Pulsationsgrad das Schwingungsverhalten der Welle im Gleitlager beeinflusst. Der Vergleich des Beschleunigungspegels vor und nach dem Katalysator zeigt, dass hauptsächlich tonale Strukturschallanteile weitergeleitet werden. Somit ist von einer dämpfenden Wirkung des Katalysators auszugehen.

Literatur

- [1] Pischinger, S.: Acoustics Development for Exhaust Gas Turbochargers. MTZ worldwide 69 (2008), 42-49
- [2] Schachner, P.: Akustische Optimierung von Abgasturboladern für PKW-Dieselfahrzeuge. VDI Berichte (1991)
- [3] Veit, J.: Turbocharger Noise Quality Parameters for Efficient TC Noise Assessment and Refinement. 9th International Styrian Noise, Vibration & Harshness Congress (2016)
- [4] Sievert M.: Abgasturbolader - Methoden zur Geräuschbekämpfung an der Schallquelle. In: Motor- und Aggregate-Akustik III, Expert Verlag, 2011