

**Experimentelle Untersuchung  
subsynchroner Schwingungen an  
Abgasturboladern**

**Von der Fakultät Konstruktions-, Produktions- und Fahrzeugtechnik  
der Universität Stuttgart  
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)  
genehmigte Abhandlung**

**Vorgelegt von**

**Marco Leonetti  
aus Stuttgart**

Hauptberichter: Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts

Tag der mündlichen Prüfung: 11.07.2019

Institut für Verbrennungsmotoren und Kraftfahrwesen  
der Universität Stuttgart

2019





# Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am **Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS)** unter der Leitung von Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende.

Mein besonderer Dank gilt Herrn Prof. Dr.-Ing. Michael Bargende für die Betreuung der Arbeit und die Möglichkeit, diese nach meinen Vorstellungen gestalten zu können.

Herrn Prof. Dr.-Ing. Peter Eilts danke ich für die Übernahme des Mitberichts und die Durchsicht der Arbeit.

Besonders bedanken möchte ich mich bei meinen Kollegen Benjamin Burger, Wolfgang Groß, Maik Lazzara und Ulrich Philipp für ihre Unterstützung, tatkräftige Hilfe und die wissenschaftlichen Ratschläge, ohne die diese Arbeit nie entstanden wäre.

Außerdem bedanke ich mich bei der Firma ICSI für die Bereitstellung der benötigten Abgasturbolader und der Variantenteile, sowie der Unterstützung bei Umbauten und Wuchtung.

Zuletzt möchte ich bei Herrn Dr. Horst Schulze von der Daimler AG für die Initiierung und Begleitung des Projektes bedanken. Der Daimler AG gilt mein Dank für die Finanzierung und die organisatorische Unterstützung.



# Abstract

This work contains the metrological investigation of the formation and countermeasures of the constant tone phenomenon which occurs in the exhaust gas turbocharger. One focus of the investigation is the development of a measuring method suitable for the assessment of the formation and distribution of the constant tone. These investigations are carried out on the turbocharger of a 1.6l gasoline engine. It has a radial rotor bearing with rotating floating bushes and a boost pressure control via a waste gate. Six subminiature displacement sensors are applied in the bearing housing. These measure the displacement path of the rotor shaft on the turbine- and compressor-side as well as the speeds of the two rotating floating bush bearings.

In order to avoid vibroacoustic interactions between the turbocharger and the internal combustion engine, the measurements are done with a test set-up in which they are decoupled from each other. In order not to be dependent on the boundary conditions in terms of oil temperature and pressure given by the internal combustion engine, the turbocharger is operated with a stand-alone oil supply. This is so it is possible to investigate the influence of these parameters on the constant tone in more detail.

The test runs are done as pseudo-stationary speed ramp-ups, in which the signals of the displacement sensors, accelerations, airborne sound, high resolution rotor speed, and operating parameters are recorded. Starting from the serial condition and the typical operating parameters, first the influences of the oil pressure, the oil temperature, and the boost pressure are examined. Subsequently, geometric variants of the floating bush bearings such as the inner and outer bearing clearance, and a radial circumferential groove in the inner bearing surface are examined. In addition to the influence of balancing quality of the rotor is also, the influence of a lubricating oil with low viscosity of the class SAE0W16 is examined, in view of future developments regarding friction reduction on internal combustion engine.

The results of frequency analysis of airborne, structure-borne noise and the displacement signals are discussed and compared with the measurement results of the floating bushing rotational speeds, as well as the trajectories of the rotor

shaft. Effective improvement measures prove to be a reduced oil pressure, a small inner and large outer bearing clearance, as well as a groove in the inner bearing surface.

# Kurzfassung

Die vorliegende Arbeit behandelt die messtechnische Untersuchung der Entstehung und Maßnahmen zur Minderung des am **Abgasturbolader (ATL)** auftretenden und als Konstantton bekannten akustischen Phänomens. Ein Schwerpunkt der Untersuchung liegt auf dem Erarbeiten eines geeigneten Messverfahrens zur Beurteilung der Entstehung und Verbreitung des Konstanttons. Die Messungen erfolgen am ATL eines 1.6l Ottomotors. Dieser besitzt eine radiale Rotorlagerung mit rotierenden Schwimmbuchsen und eine Ladedruckregelung über ein Wastegate. Im ATL-Lagergehäuse sind sechs subminiatur Wegmesssensoren appliziert. Diese messen zum einen die Verlagerungsbahn des Rotorschafte auf Turbinen- und Verdichterseite und zum anderen die Drehzahl der beiden rotierenden **Schwimmbuchsenlager (SBL)**.

Um vibroakustische Wechselwirkungen zwischen Verbrennungsmotor und ATL zu vermeiden, werden die Messungen mit einem Versuchsaufbau durchgeführt, bei dem diese schwingungstechnisch voneinander entkoppelt sind. Der ATL wird mit einer eigenständige Ölversorgung betrieben um bei Öltemperatur und -druck nicht von den vom Verbrennungsmotor vorgegebenen Randbedingungen abhängig zu sein. Dadurch ist es möglich, den Einfluss dieser Parameter auf den Konstantton genauer zu untersuchen.

Die Testläufe erfolgen als quasistationäre Drehzahlhochläufe, bei denen neben den Signalen der Wegmesssensoren auch Beschleunigungen, der Luftschall, die hochaufgelöste Rotordrehzahl und Betriebsparameter erfasst werden.

Ausgehend vom Serienzustand und den typischen Betriebsparametern werden die Einflüsse des Öldrucks, der Öltemperatur, der Wuchtgüte des Rotors und des Ladedrucks untersucht. Geometrievarianten der Schwimmbuchsenlager, wie die Innen- und Außenspiele, sowie eine radial umlaufende Nut in der inneren Lagerfläche werden ebenfalls betrachtet. Im Hinblick auf zukünftige Maßnahmen zur Reibungsreduzierung am Verbrennungsmotor werden auch Messungen mit einem Schmieröl niedriger Viskosität der Klasse SAE 0W-16 durchgeführt.

Die Ergebnisse spektraler Analysen des Luft- und Körperschall und der Wegmesssignale erörtert. Diese werden mit den Messergebnissen der SBL-Drehzahlen, sowie den Trajektorien des Rotorschafts verglichen.

Als wirksame Maßnahmen zur Reduzierung des Konstanttonpegels erweisen sich dabei eine Absenkung des Versorgungsöldrucks, ein kleines inneres und großes äußeres Radialspiel, sowie eine Nut in der inneren Lagerfläche.







# Inhaltsverzeichnis

Vorwort .....	V
Abstract .....	VII
Kurzfassung .....	IX
<b>Abbildungsverzeichnis .....</b>	<b>XVII</b>
<b>Tabellenverzeichnis .....</b>	<b>XXI</b>
<b>1 Einleitung und Motivation.....</b>	<b>1</b>
<b>2 Stand der Technik .....</b>	<b>3</b>
2.1 Aufladung und Downsizing .....	3
2.2 Akustische Anforderungen im Automobilbau.....	4
2.3 Lagerung von Rotoren in Abgasturboladern.....	5
2.4 Rotordynamik .....	6
2.4.1 Oil-Whirl und Oil-Whip.....	7
2.4.2 Subsynchroner Schwingungen und Schwingformen .....	7
2.4.3 Messung der radialen Rotorbewegung .....	9
2.4.4 Rotation der Schwimmbuchsenlager .....	10
<b>3 Theoretische Grundlagen .....</b>	<b>11</b>
3.1 Akustische Phänomene von Abgasturboladern.....	11
3.1.1 Unwuchtpfeifen .....	12
3.1.2 Pulsationsgeräusch.....	12
3.1.3 Drehklang.....	12
3.1.4 Konstantton.....	13
3.2 Spezielle Analyseverfahren .....	14
3.2.1 Kohärenz .....	14
3.2.2 Peak-Hold- und Bandpassanalyse.....	15
3.2.3 Winkelmarkenresampling.....	16
3.2.4 Koordinatentransformation .....	18

<b>4</b>	<b>Messtechnik und Applikation</b> .....	<b>21</b>
4.1	Signalerfassung .....	21
4.2	Wegmesssensorik .....	23
4.2.1	Subminiatur Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren.....	23
4.2.2	Messung der Trajektorie auf Turbinenseite .....	25
4.2.3	Messung der Trajektorie auf Verdichterseite .....	26
4.2.4	Messung der Rotordrehzahl .....	27
4.2.5	Messung der Schwimmbuchsenlager-Drehzahl .....	29
4.3	Vibroakustische Messtechnik.....	32
4.4	Luftschallmikrofone .....	34
4.5	Volumenstrommessung .....	36
<b>5</b>	<b>Versuchsaufbau und Durchführung</b> .....	<b>37</b>
5.1	Versuchsaufbau .....	37
5.1.1	Mechanischer Aufbau.....	37
5.1.2	Ölkreislauf.....	38
5.1.3	Ladeluft-Pfad .....	40
5.1.4	Kühlkreislauf.....	41
5.1.5	Abgas-Pfad .....	42
5.2	Auswahl des für die Untersuchungen verwendeten ATLS .....	43
5.3	Untersuchungsvarianten .....	44
5.3.1	Lagerspiel.....	45
5.3.2	Lagerbauformen .....	45
5.3.3	Ölviskosität .....	48
5.3.4	Wuchtgüte .....	49
5.3.5	Betriebsparameter.....	50
5.4	Versuchsdurchführung .....	52
<b>6</b>	<b>Ergebnisse</b> .....	<b>53</b>
6.1	Basismessungen .....	53
6.1.1	Spektrale Analyse der Verlagerungsbahnmessung .....	56
6.1.2	Drehzahlen der Schwimmbuchsenlager .....	58
6.2	Einflussgrößen .....	64
6.2.1	Einfluss des Versorgungsöldrucks .....	64
6.2.2	Einfluss der Öltemperatur und Ölviskosität .....	72
6.2.3	Einfluss der Wuchtgüte auf den Konstantton.....	74

---

6.2.4	Einfluss von geförderter Luftmasse und Ladedruck .....	76
6.3	Einfluss der Lagergeometrie .....	79
6.4	Kombination der Maßnahmen .....	88
<b>7</b>	<b>Zusammenfassung und Ausblick .....</b>	<b>91</b>
	<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>95</b>
	<b>Anhang .....</b>	<b>106</b>
A.1	Einfluss des Öldrucks bei geänderter Öltemperatur .....	106
A.2	Einfluss von Öldruck und -temperatur bei SAE 0W-16 .....	110



# Abbildungsverzeichnis

2.1	Schemata von Schwimmbuchsenlagern.....	6
2.2	Rotorschwingformen bei exemplarischem Auftreten aller subsyn- chronen Schwingungen .....	8
2.3	Messung der Wellenverlagerung auf der Sicherungsmutter.....	10
3.1	Konstantton im Körperschall am Vollmotor .....	13
3.2	Exempl. Peak-Hold-Diagramm zur Beurteilung der Akustik.....	16
3.3	Grundprinzip des Winkelmarkenresampling.....	18
3.4	Koordinatensystem der Trajektorien.....	19
4.1	Sensorik und Signalpfade .....	22
4.2	EU05 Subminiatur Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren.....	24
4.3	Sensorpositionen zur Messung der Trajektorie auf Turbinenseite .....	25
4.4	Sensorpositionen zur Messung der Trajektorie auf Verdichterseite ....	26
4.5	Position des Drehzahlsensors im Verdichtergehäuse .....	27
4.6	Rotordrehzahlerfassung und ihre Signalverarbeitung .....	28
4.7	Sensoren zur Messung der Schwimmbuchsenlagerdrehzahlen.....	30
4.8	Signalaufbereitung der Schwimmbuchsenlagerdrehzahl.....	31
4.9	Amplituden- und Phasengang eingesetzter B-Aufnehmer.....	33
4.10	Position der Beschleunigungsaufnehmer auf dem ATL.....	34
4.11	Mikrofonposition über dem ATL.....	35
4.12	Aufbau eines Zahnrad-Volumenstromsensors .....	36
5.1	Mechanischer Aufbau des ATLs auf dem Prüfstand .....	38
5.2	Schematische Darstellung des Ölkreislaufs .....	39
5.3	Schematische Darstellung des Ladeluft-Pfades .....	41
5.4	Schematische Darstellung des Kühlwasserkreislaufs.....	42
5.5	Schematische Darstellung des Abgas-Pfades.....	43
5.6	Toleranzfeld der untersuchten Radialagerspielvarianten.....	46
5.7	Bauformen der untersuchten Schwimmbuchsenlager .....	47
5.8	Kinematische Viskosität typischer Mehrbereichsöle .....	48
5.9	Unwuchtbeschl. auf einer Prototypenwuchtmaschine.....	50
5.10	Verlauf der Betriebsparameter während eines Testlaufs .....	51
6.1	Gemittelttes Körperschall-APS des Basiszustandes .....	54

6.2	Luftschall-APS des Basiszustandes .....	54
6.3	Verhältnis der Pegel zwischen Konstantton und 1.Ordnung .....	55
6.4	Gemitteltes APS der Wegmesssensoren im Basiszustand .....	56
6.5	Gemitteltes APS der Wegmesssensoren im Basiszustand .....	57
6.6	Gemessene Drehzahlen der Schwimmbuchsen .....	59
6.7	Verlagerungsbahn des Rotors und ihre Anteile vor dem Sprung in der Buchsendrehzahl .....	61
6.8	Verlagerungsbahn des Rotors und ihre Anteile nach dem Sprung in der Buchsendrehzahl .....	62
6.9	Kohärenzen zwischen Rotorverlagerung, Körper- und Luftschall .....	63
6.10	Einfluss des Öldrucks bei 80 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl ..	66
6.11	Einfluss des Öldrucks auf den Ölmassenstrom bei 80 °C .....	67
6.12	Auswirkungen des Öldrucks auf den gemittelten Körperschall .....	68
6.13	Einfluss des Öldrucks auf den Konstantton und die 1.Ordnung .....	69
6.14	Einfluss des Öldrucks auf den Konstantton in der Wellenverlage- rung und in der Buchsenbewegung .....	71
6.15	Einfluss der Ölviskosität und -temperatur auf den Ölmassenstrom ....	72
6.16	Einfluss der Ölviskosität und -temperatur auf den Konstantton und die Buchsendrehzahl bei 3 bar Öldruck .....	73
6.17	Einfluss des Öldrucks auf den Ölmassenstrom mit 0W-16 .....	74
6.18	Einfluss der Wuchtgüte auf den Konstantton und 1.Ordnung im ge- mittelten Körperschall und in der Wellenverlagerung .....	75
6.19	Einfluss der DKP auf Luftmassenstrom und Ladedruck .....	77
6.20	Einfluss der DKP auf Konstantton und Buchsendrehzahl .....	78
6.21	Geometrieinfluss im APS der Wegsignale .....	80
6.22	Geometrieinfluss im APS des Körperschalls .....	81
6.23	Geometrieinfluss im APS des Luftschalls .....	82
6.24	Geometrieinfluss auf die Schwimmbuchsendrehzahlen .....	83
6.25	Geometrieinfluss auf Konstantton und 1. Rotorordnung .....	84
6.26	Effektivwertspektrum der Verlagerungsbahn bei glatten Lagern mit kleinem Innen- und großem Außenspiel .....	85
6.27	Verlagerungsbahn und der Anteil der Sub3 bei glattem Lager mit kleinem Innen- und großem Außenspiel .....	86
6.28	Geometrie- und Öldruckeinfluss auf den Ölmassenstrom .....	87
6.29	Auswirkung der Kombination aller Maßnahmen .....	88

---

6.30 Auswirkung der Kombination aller Maßnahmen auf den Peak- Hold-Wert .....	89
A1.1 Einfluss des Öldrucks bei 60 °C auf Konstantton und 1.Ordnung .....	106
A1.2 Einfluss des Öldrucks bei 100 °C auf Konstantton und 1.Ordnung ...	107
A1.3 Einfluss des Öldrucks bei 60 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl .	108
A1.4 Einfluss des Öldrucks bei 100 °C auf die Schwimmbuchsendreh- zahl.....	109
A2.5 Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 60 °C auf Konstantton und 1.Ordnung .....	110
A2.6 Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 100 °C auf Konstantton und 1.Ordnung .....	111
A2.7 Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 60 °C auf die Schwimm- buchsendrehzahl .....	112
A2.8 Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 100 °C auf die Schwimm- buchsendrehzahl .....	113





# Tabellenverzeichnis

1.1	Wirkung akustischer Phänomene aus Kundensicht .....	1
3.1	Einteilung von ATL-Geräuschphänomene .....	11
3.2	Vorteile des Resampling gegenüber zeit- und winkelfester Mes- sung.....	17
4.1	Relevante Daten der DAQ.....	23
4.2	Technische Daten der Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren .....	24
4.3	Technische Daten des Drehzahl-Messsystems für Turbolader .....	29
4.4	Technische Daten der Beschleunigungsaufnehmer .....	33
4.5	Technische Daten eines Mikrofons mit Vorverstärker .....	35
4.6	Technische Daten des Zahnrad-Volumenstromsensors .....	36
5.1	Untersuchte Baustufen und ihre Hauptmerkmale.....	47
6.1	Drehfrequenzen von Rotor und Schwimmbuchsen, Frequenzen der Subsynchronen und ihre Verhältnisse zu den Buchsendrehzahlen .....	59
6.2	Eckpunkte des Drehzahlverlaufs der Schwimmbuchse auf VS .....	65
6.3	Eckpunkte der Frequenzen der Sub1 und Sub2 im APS .....	70



# Abkürzungsverzeichnis

AD	Analog-Digital
AGA	Abgasanlage
APS	Auto power spectrum
ATL	Abgasturbolader
BP	Bandpass
CAD	Computer aided design
CFD	Computational fluid dynamics
DAQ	Data acquisition
DKP	Drosselklappenposition
EOL	End of line
EU	Europäische Union
FEM	Finite element method
FFT	Fast Fourier transform
FKFS	Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart
FSO	Full scale output
ICSI	IHI Charging Systems International
KFZ	Kraftfahrzeug
KS	Körperschall
LKW	Lastkraftwagen
LS	Luftschall
MBS	Multi body simulation

NEDC	<b>N</b> ew <b>e</b> uropean <b>d</b> riving <b>c</b> ycle
NVH	<b>N</b> oise <b>v</b> ibration <b>h</b> arshness
PKW	<b>P</b> ersonen <b>k</b> raft <b>w</b> agen
RDE	<b>R</b> ea <b>l</b> <b>d</b> riving <b>e</b> mission
Rot	<b>R</b> otor
SAE	<b>S</b> ociety of <b>A</b> utomotive <b>E</b> ngineers
SBL	<b>S</b> chwimm <b>b</b> uchsen <b>l</b> ager
Sub1	<b>1.</b> <b>s</b> ubsynchrone Schwingung
Sub2	<b>2.</b> <b>s</b> ubsynchrone Schwingung
Sub3	<b>3.</b> <b>s</b> ubsynchrone Schwingung
TS	<b>T</b> urbinenseite
TTL	<b>T</b> ransistor- <b>T</b> ransistor- <b>L</b> ogik
VDC	<b>V</b> olts of <b>d</b> irect <b>c</b> urrent
VS	<b>V</b> erdichterseite
VTG	<b>V</b> ariable- <b>T</b> urbinengeometrie
WLTC	<b>W</b> orldwide harmonized <b>l</b> ight duty <b>t</b> est <b>c</b> ycle

# Symbolverzeichnis

## Lateinische Buchstaben

---

$f$	Frequenz	Hz
$F_{xx}$	Autoleistungsspektrum von X	-
$F_{xy}$	Kreuzleistungsspektrum von X und Y	-
$F_{yy}$	Autoleistungsspektrum von Y	-
$\dot{m}$	Massenstrom	$\frac{\text{kg}}{\text{s}}$
$n$	Drehzahl	$\frac{1}{\text{min}}$
$p$	Druck	Pa
$T$	Temperatur	K
$t$	Zeit	s
$x$	Anzahl	-
$y$	Verlagerung in Querrichtung	$\mu\text{m}$
$z$	Verlagerung in Hochrichtung	$\mu\text{m}$

## Griechische Buchstaben

---

$\alpha$	Verdrehwinkel	rad
$\gamma_{xy}$	Kohärenz	-
$\omega$	Drehfrequenz	Hz

## Indizes

---

1	vor dem Verdichter
2	nach dem Verdichter
3	vor der Turbine
4	nach der Turbine
Bohr	Bohrung
dyn	dynamisch
mech	mechanisch
norm	normiert
R	Rotor
SB	Schwimmbuchse

T	Turbine
V	Verdichter

# 1 Einleitung und Motivation

Die Entscheidung für den Kauf eines **Personenkraftwagen** (PKW)s unterliegt vielen Einflussfaktoren. Neben Aspekten wie Sicherheit, Emissionen, Kosten und Entertainment spielt der Komfort eine entscheidende Rolle. Speziell in den Segmenten der Premium- und oberen Mittelklasse ist der Komfort ein für die Hersteller entscheidendes Differenzierungsmerkmal gegenüber ihrer Konkurrenz. Eine besondere Bedeutung kommt hierbei dem Geräuschkomfort im Fahrzeug zu. Über das Fahrzeuginnengeräusch lassen sich nicht nur das Gefühl für die aktuelle Fahrsituation oder der Fahrspaß beeinflussen, sondern es lässt sich auch ein Eindruck von Qualität und Wertigkeit des Fahrzeuges an den Kunden vermitteln (Tabelle 1.1). Geräusche und Vibrationen beeinträchtigen den Fahrer- und Fahrgastkomfort, können Stress, Müdigkeit oder ein Gefühl von Unsicherheit hervorrufen [63].

**Tabelle 1.1:** Wirkung akustischer Phänomene aus Kundensicht [67]

		Geräuschkategorie			
		Motorgeräusch	Funktionsgeräusch	Störgeräusch	Kommunikation und Audio
<b>Betriebsfall</b>	Stillstand "vor der Fahrt"	<b>Fahrkomfort</b>	<b>Wertigkeit</b>	<b>Qualität</b>	<b>Hörsamkeit</b>
	Fahren "Konstantfahrt"				
	Fahren "Beschleunigung"	<b>Dynamik</b>			
	Vorbeifahrt "Akustik von außen"	<b>Gesetz</b>			

Das von **Kraftfahrzeugen** (KFZs) emittierte Außengeräusch ist im Gegensatz zum Innengeräusch gesetzlich reglementiert [3]. In [17] war das Messverfahren für die Beschleunigte Vorbeifahrt bis 2014 geregelt, darauffolgend wurde das Verfahren von der Europäischen Union (EU) in [21] stärker an reale Betriebs- und Umweltbedingungen angepasst. Die dadurch erforderlichen Maßnahmen tragen auch zur Reduzierung des Geräuschpegels im Innenraum bei. Der

Geräuschkomfort wird aber nicht nur durch den absoluten Pegel, sondern auch durch die Art des Geräusches mitbestimmt. Aufgrund ihres tonalen Charakters werden vom ATL verursachte Geräusche häufig als unangenehm wahrgenommen [1]. Dabei sind die vom ATL verursachten Geräusche in den seltensten Fällen für den Summenpegel des Verbrennungsmotors relevant. Die vom ATL emittierten Geräusche lassen sich in zwei Gruppen gliedern: 1. Aerodynamische Geräusche, im Wesentlichen das Pulsationsgeräusch und der Drehklang, 2. Rotordynamische Geräusche, zu denen das Unwuchtpfeifen und der Konstantton gehören [49].

Auch beim ATL wurden viele Fortschritte bei der Reduzierung von Störgeräuschen erzielt. Gefräste Verdichterräder reduzierten durch eine höhere Formgenauigkeit das Pulsationsgeräusch gegenüber der gegossenen Variante. Moderne Wuchtverfahren ermöglichten es durch eine Steigerung der Wuchtgüte, das Unwuchtpfeifen deutlich zu verbessern. Dadurch kam dem Konstantton eine immer weiter steigende Bedeutung für die Geräuschcharakteristik des ATLS zu.

Bedingt durch die Entstehung des Konstanttons innerhalb der radialen Lagerung des Rotors sind Gegenmaßnahmen nach Abschluss der konstruktiven Auslegung des Lagerungskonzeptes nur eingeschränkt umsetzbar. Verbesserte Simulationsmodelle ermöglichten es, viele rotordynamische Eigenschaften eines ATLS vorherzusagen und schon in der Konstruktionsphase zu optimieren. Deren Aussagekraft in Bezug auf akustische Aspekte weist noch immer eine hohe Unschärfe auf. Aus diesem Grund wurden im Rahmen des Projektes Messmethoden entwickelt, welche eine detaillierte und systematische Beurteilung von geometrischen und betriebsrelevanten Parametern hinsichtlich ihrer Auswirkungen auf den vom ATL verursachten Konstantton ermöglichen.



## 2 Stand der Technik

### 2.1 Aufladung und Downsizing

Aufgrund der immer schärferen gesetzlichen Reglementierungen bezüglich Schadstoff- und CO<sub>2</sub>-Emissionen ist eine Wirkungsgradsteigerung des Verbrennungsmotors bei Fahrzeugen mit reinem Verbrennungsmotor oder leicht hybridisiertem Antrieb unumgänglich. In der EU ist ab dem Jahr 2020 ein Flottenverbrauch für PKWs von maximal 95 g CO<sub>2</sub>/km vorgeschrieben [19]. Die Umstellung des Testzyklus von New european driving cycle (NEDC) hin zu Worldwide harmonized light duty test cycle (WLTC) und die Reglementierung von Real driving emission (RDE) erhöhen die Anforderung deutlich [20] [5].

Downsizing in Kombination mit einer Anhebung des indizierten Mitteldrucks und gezieltem Downspeeding durch eine angepasste Antriebsstrangübersetzung führen zu einer Verschiebung der Motorbetriebspunkte hin zu höherlastigen, für den spezifischen Kraftstoffverbrauch günstigeren Betriebspunkten. Richtig angewendet reduziert Downsizing auch die Wandwärmeverluste und verringert die mechanische Reibung. Bestenfalls kommt es zu einer Reduktion der Zylinderanzahl, wodurch mechanische Komponenten und deren Lagerstellen entfallen, die Brennraumoberfläche deutlich verkleinert wird und so die Wandwärme- und Reibungsverluste nennenswert sinken. [27] [2] [26]

Eine signifikante Steigerung des indizierten Mitteldrucks, welche auch zu einer Effizienzsteigerung führt, lässt sich nur durch ein auf den Verbrennungsmotor abgestimmtes Aufladesystem erreichen. Um die nötigen Leistungen und Wirkungsgrade zu erreichen, sind Dieselmotoren für PKW und Lastkraftwagen (LKW) schon geraume Zeit nahezu ausschließlich mit Abgasturboaufladung ausgestattet. Auch bei PKW-Ottomotoren in Europa stellt die Abgasturboaufladung den aktuellen Stand der Technik dar. Es wird erwartet, dass ab dem Jahr 2020 weltweit die Hälfte aller Verbrennungsmotoren für PKWs aufgeladen ist [65]. Mechanische Lader beziehen ihre Antriebsleistung von der Kurbelwelle. Diese Leistung geht in der Bilanzierung zu Lasten des mechanischen

Wirkungsgrades und steht somit nicht als Antriebsleistung des Fahrzeugs zur Verfügung, obwohl ein Teil dieser Leistung dem Motor in Form einer positiven Ladungswechselschleife wieder zugeführt wird. ATLS hingegen besitzen keine mechanische, sondern eine thermodynamische Koppelung mit dem Verbrennungsmotor. Der Verdichter wird durch eine Turbine angetrieben, welche ihre Antriebsleistung aus der Abgasenthalpie des Verbrennungsmotors bezieht [3]. Da diese bei Saugmotoren und mechanisch aufgeladenen Verbrennungsmotoren ungenutzt bleibt, steigert die aus dem Abgas für die Aufladung genutzte Energie den Gesamtwirkungsgrad eines Verbrennungsmotors mit Abgasturboaufladung erheblich.

Mit dem Einsatz einer **Variable-Turbinengeometrie (VTG)** zur Ladedruckregelung lässt sich das Ansprechverhalten und die Effizienz bei der Nutzung der Abgasenthalpie gegenüber herkömmlichen Wastegate-Ladern signifikant verbessern. Die VTG bietet die Möglichkeit, durch die Anpassung der Anströmung der Turbine bereits bei niedrigen Motordrehzahlen auch ohne den Einsatz von Scavenging\* eine hohe Turbinenleistung zu ermöglichen [18]. Im Gegensatz zu Dieselmotoren, bei denen eine VTG zum technischen Standard gehört, kommt die VTG bei Ottomotoren im Volumensegment bisher noch selten zum Einsatz [33] [16]. Aufgrund der gegenüber dem Diesel deutlich höheren Abgastemperaturen von über 1000 °C wurden bei Ottomotoren bis dahin nur extrem teure, aus hitzebeständigen Werkstoffen gefertigte VTGs eingesetzt [47] [23].

## 2.2 Akustische Anforderungen im Automobilbau

Das von KFZs emittierte Außengeräusch ist im Gegensatz zum Innengeräusch gesetzlich reglementiert [3]. In [17] war das Messverfahren für die Beschleunigte Vorbeifahrt bis 2014 geregelt, dann wurde das Verfahren von der EU in [21] verschärft. Die Akustik im PKW-Innenraum ist speziell in der Ober- und Mittelklasse ein Alleinstellungsmerkmal der Fahrzeughersteller. Geräusche und Vibrationen beeinträchtigen den Fahr- und Fahrgastkomfort und können Stress, Müdigkeit oder ein Gefühl von Unsicherheit hervorrufen [63]. Die vom Fahrer wahrgenommenen Geräusche können unterschiedliche Assoziationen mit dem

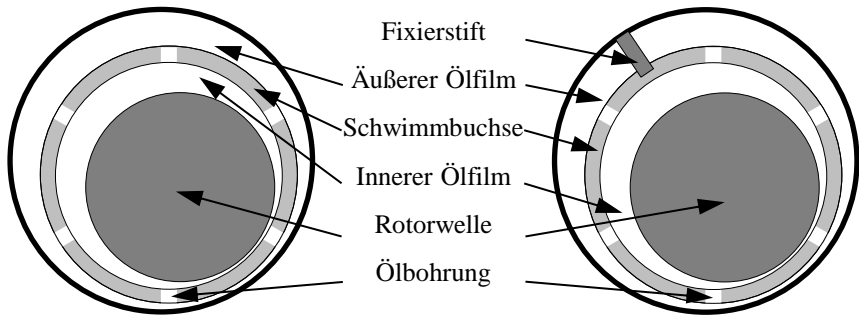
---

\*Nutzung von Ventilüberschneidung zum direkten Durchspülen von Frischgas vom Ansaugen in den Abgastrakt

Fahrzeug bewirken (vgl. Tabelle 1.1). Die Effizienzsteigerung durch Downsizing und Abgasturboaufladung darf den Kundenkomfort und den Eindruck der Wertigkeit des Fahrzeugs nicht mindern. Untersuchungen an downgesizten Verbrennungsmotoren haben gezeigt, dass im Luftschall die Motorseite mit dem ATL dominierend für die Gesamtemission des Verbrennungsmotors ist [59] [60]. Der ATL besitzt einen signifikanten Einfluss auf den Geräuschkomfort eines Fahrzeuges [15]. Dabei sind die vom ATL verursachten Geräusche selten für den Summenpegel des Verbrennungsmotors relevant, werden aber aufgrund ihres tonalen Charakters häufig als unangenehm wahrgenommen [1] [57]. Die vom ATL emittierten Geräusche lassen sich in zwei Gruppen gliedern: Die aerodynamischen Geräusche, zu denen unter anderem das Pulsationsgeräusch und der Drehklang gehören, sowie die rotordynamischen Geräusche, denen auch das Unwuchtpfeifen sowie der Konstantton angehören. [49]

## **2.3 Lagerung von Rotoren in Abgasturboladern**

Bei ATLs für PKW kommen hauptsächlich Rotoren mit Einbuchsen- oder Schwimmbuchsenlagern als Radiallager zum Einsatz [36]. Die primäre Aufgabe der radialen Lagerung ist es, die dynamische Stabilität des Rotors im gesamten Betriebsbereich sicherzustellen. Hierbei ergibt sich ein Zielkonflikt zwischen einer geringen Luftschallabstrahlung, einer hohen Lebensdauer, geringer Reibung und wirtschaftlichen Merkmalen. Die Auslegung kann immer nur



**Abbildung 2.1:** Schemata von Schwimmbuchsenlagern [41]

Links: Rotierende Schwimmbuchse

Rechts: Stehende Schwimmbuchse

als Kompromiss dieser Anforderungen gesehen werden. [50] SBL kann man in zwei prinzipielle Kategorien einteilen: Stehende und rotierende SBL (Abbildung 2.1). SBL mit rotierenden Buchsen kombinieren zwei hydrodynamische Schmierfilme miteinander, den inneren zwischen Rotorscheaft und Schwimmbuchse und den äußeren zwischen Schwimmbuchse und Lagergehäuse. Bei SBLn mit stehender Buchse wirkt der äußere Ölfilm als Quetschfilmdämpfer [25].

## 2.4 Rotordynamik

Zur Verbesserung der Stabilitätseigenschaften kommen bei schnell laufenden Rotoren, wie sie auch in ATLs eingesetzt werden, SBL zum Einsatz [7] [58]. Die durch die hohe Rotordrehzahl entstehenden Zentrifugalkräfte und die dadurch bedingte Biegung des Rotors rufen nichtlineare Kräfte in den SBL hervor. Die Kombination aus diesen asynchronen Lagerkräften und der harmonischen<sup>†</sup> Anregung durch die Zentrifugalkräfte führt zu Instabilitäten, wel-

<sup>†</sup>Die Frequenz, die der Rotordrehfrequenz entspricht

che von subsynchronen<sup>‡</sup> Schwingungen innerhalb des ATLS begleitet werden. Diese Phänomene werden häufig als „Oil-Whirl“<sup>§</sup> und „Oil-Whip“<sup>¶</sup> bezeichnet. [50] [24]

Mit **M**ulti **b**ody **s**imulation (MBS) lässt sich die Rotordynamik und mit ihr verbundene Geräusche untersuchen. Über die **F**inite **e**lement **m**ethod (FEM) ist es möglich, Strukturberechnungen, welche Resonanzen abbilden, einzubinden. Darüber hinaus erweitern **C**omputational **f**luid **d**ynamics (CFD)-Simulationen die Modelle um Transportmechanismen, die für die Schmierölversorgung notwendig sind. [1]

### 2.4.1 Oil-Whirl und Oil-Whip

Oil-Whirl und Oil-Whip bezeichnen Instabilitätsphänomene in der radialen Rotorlagerung des ATLS. Erstmals experimentell beobachtet wurden derartige Phänomene an Rotormodellen zu Beginn des 20. Jahrhunderts [48]. Auch in heutigen Turbomaschinen treten diese Phänomene auf. Ihr Entstehen wird durch ein geringes Rotorgewicht und hohe Rotordrehzahlen begünstigt [35]. Im Gegensatz zur absoluten Instabilität führen sie nicht zum Versagen des Rotors [6], können aber bei kleinen Ladern akustische Probleme hervorrufen [7]. Bei SBLn kann sowohl der innere als auch der äußere Schmierfilm instabil werden [58]. Der Oil-Whip weist im Vergleich zum Oil-Whirl nach [28] deutlich höhere Rotorschwingungen auf. Ein Zusammenhang zwischen dem Oil-Whip und dem Öldruck außerhalb der hydrodynamischen Lagerflächen wird in [52] anhand von Berechnungen beschrieben. Für ATLS mit stehenden Buchsen wurden die im Lagergehäuse vorherrschenden Öldrücke in [25] experimentell untersucht und für Simulationen verwendet.

### 2.4.2 Subsynchroner Schwingungen und Schwingformen

Erfolgt die radiale Lagerung des Rotors durch rotierende SBL, können bis zu drei subsynchrone Schwingungen auftreten (Abbildung 2.2 unten rechts) [22].

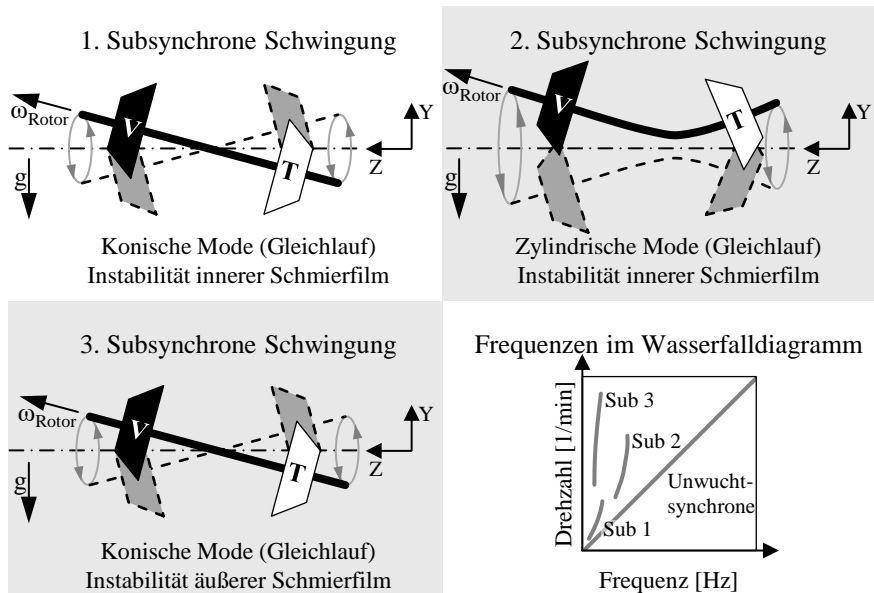
---

<sup>‡</sup>Eine Frequenz unterhalb der Drehfrequenz  $\omega_R$  die zu dieser proportional, aber nicht durch ganzzahlige Division darstellbar ist (Bsp.  $\frac{\omega_R}{2.7}$ )

<sup>§</sup>engl. Ölwhirl

<sup>¶</sup>engl. Ölpeitschen oder -schlagen

Die auftretenden subsynchronen Schwingungen lassen sich charakteristischen Rotorschwingformen zuordnen. Die **1. subsynchrone** Schwingung (Sub1) wird durch eine Instabilität in einem der inneren Schmierfilme der SBL verursacht. Sie geht mit einer mit der Rotordrehung gleichlaufenden, „konischen“ Bewegungsmode einher, bei der die Wellenenden auf Turbinenseite (TS) und Verdichterseite (VS) gegenphasig ausgelenkt werden (Abbildung 2.2 oben links). Mit ansteigender Rotordrehzahl springt die Frequenz der Instabilität des inneren Schmierfilms und es bildet sich die **2. subsynchrone** Schwingung (Sub2) des Rotors aus. Der Rotor schwingt in einer zylindrischen Mode (Abbildung 2.2 oben rechts) im Gleichlauf mit der Rotordrehung. Die Schwingung wird dabei von der Durchbiegung des Rotorschafts überlagert. Bei einer weiteren Erhöhung der Rotordrehzahl tritt eine **3. subsynchrone** Schwingung (Sub3) auf, diese entsteht durch eine Instabilität im äußeren Schmierfilm und kann

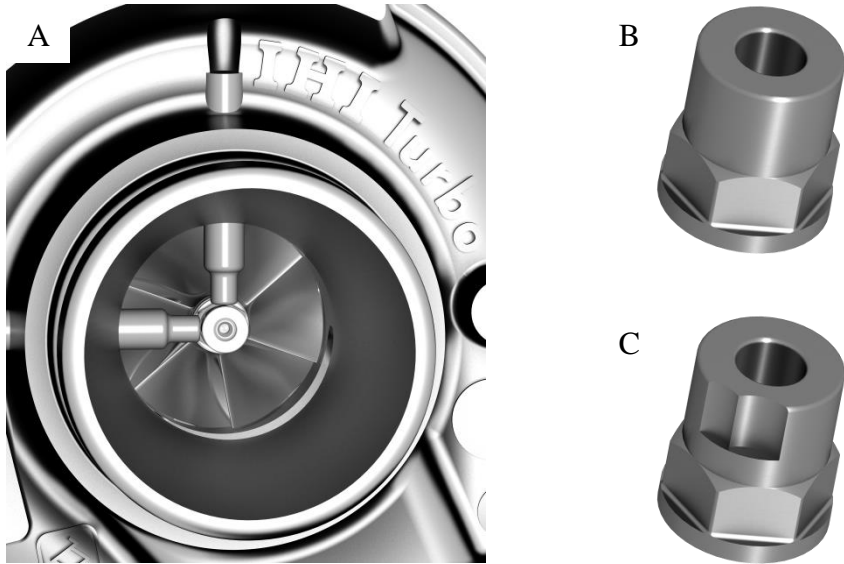


**Abbildung 2.2:** Rotorschwingformen bei exemplarischem Auftreten aller subsynchronen Schwingungen [6]

simultan mit der 2. auftreten. Dabei schwingt der Rotor wieder in einer konischen Mode (Abbildung 2.2 unten links). [6] [7] [40] Das Auftreten einer Sub3 wird nach [56] durch ein kleines inneres und großes äußeres Lagerspiel begünstigt. Der vom ATL in Luft- und Körperschall abgestrahlte Konstantton wird durch die Sub2 hervorgerufen [56]. Zahlreiche simulative Untersuchungen haben gezeigt, dass sich der Konstantton durch umlaufende Nuten in den Lagerflächen der SBL beeinflussen lässt [51] [66] [32].

### 2.4.3 Messung der radialen Rotorbewegung

Die häufigste angewandte Methode zur experimentellen Untersuchung der Rotorbewegung ist die Messung der Wellenverlagerung auf der Sicherungsmutter des Verdichters mit Wirbelstrom- [34] [32] [25] oder kapazitiven Wegmesssensoren [22]. Die Sensoren sind dabei auf die Sicherungsmutter des Rotors ausgerichtet und orthogonal zueinander im Verdichtergehäuse positioniert (Vgl. Abbildung 2.3 A). Der Nachteil dieser Methode ist, dass für die Messung eine perfekte Sicherungsmutter ohne Wuchtmarken notwendig ist (Vgl. Abbildung 2.3 B & C), da diese sonst das eigentliche Messsignal überlagern. Dies wiederum bedeutet, dass für die Durchführung einer solchen Messung von der Serienproduktion abweichende Wuchtverfahren angewandt oder Abstriche bei der Wuchtgüte gemacht werden müssen. Aufgrund der hohen Temperaturen des Abgases im realen Betrieb ist diese Methode auf der Turbinenseite des ATLs nicht einsetzbar.



**Abbildung 2.3:** A: Messung der Wellenverlagerung auf der Sicherungsmutter  
B: Sicherungsmutter ohne Wuchtmarken  
C: Sicherungsmutter mit Wuchtmarken

#### 2.4.4 Rotation der Schwimmbuchsenlager

Die Drehzahl der Schwimmbuchse ergibt sich dabei aus dem Gleichgewicht der innen und außen an der Schwimmbuchse angreifenden Reibmomente [14]. Eine Möglichkeit zur Messung der Drehzahl der SBL ist der Einsatz einer transparenten Reproduktion des Lagergehäuses und einer High-Speed Kamera [34]. Dieses Verfahren hat den Nachteil, dass der ATL nur mit kalter Druckluft angetrieben wird, wodurch reale Betriebsbedingungen nur eingeschränkt gegeben sind.



# 3 Theoretische Grundlagen

## 3.1 Akustische Phänomene von Abgasturboladern

Bei der akustischen Optimierung von PKWs sind in den letzten Jahrzehnten deutliche Fortschritte erzielt worden. Viele aus Mechanik und Verbrennung resultierenden Geräusche sind in ihren Pegeln deutlich reduziert worden, sodass diese ihre maskierende Wirkung für andere Geräuschquellen verloren haben. Bedingt durch seine wachsende Verbreitung, die Steigerung des Druckverhältnisses und die steigende Rotordrehzahl rückt der ATL als Geräuschquelle immer weiter in den Fokus [55] [61].

Der ATL weist in Frequenz und Entstehungsmechanismus eine Vielzahl unterschiedlicher Geräuschphänomene auf. Diese sind in Tabelle 3.1 schematisch eingeteilt. [61]

Die vier bedeutendsten Geräuschursachen werden im Folgenden näher erläutert [4].

**Tabelle 3.1:** Einteilung von ATL-Geräuschphänomena [61]

Art	Phänomen	Kategorie	Frequenz
Sub-Synchron	Konstantton	Tonal, nahezu konstant	400 Hz - 1.1 kHz
Synchron	Unwuchtpfeifen/ Pulsationsgeräusch	Tonal, mit Drehfrequenz	500 Hz - 4 kHz
Super-Synchron	Drehklang	Tonal, schaufelzahlabhängig	< 20 kHz
	Welzkörpergeräusch	Tonal, geometrieabhängig	< 20 kHz
Asynchron	Strömungsrauschen	Breitbandig	300 Hz - 20 kHz
	Lastwechselgeräusche	Breitbandig	< 20 kHz

### 3.1.1 Unwuchtpfeifen

Das Unwuchtpfeifen oder Unwuchtheulen ist das bekannteste Geräusch des ATLS. Seine Frequenz ist synchron zur Drehfrequenz des Rotors und bewegt sich abhängig von dieser zwischen 500 Hz und 4 kHz. Akustisch auffällig ist es häufig bei niedrigen bis mittleren Motordrehzahlen bei niedrigen Gangstufen und einer niedrigen Motorlast. Das Geräusch entsteht durch Zentrifugalkräfte, die durch die bestehende Unwucht des Rotors in Verbindung mit den hohen Drehzahlen entstehen. Bedingt durch Verschleiß nimmt das Unwuchtpfeifen mit dem Alter des ATLS zu. [49] [1]

“Diese Geräusche werden zum Teil direkt über das Ladergehäuse emittiert und sind als helle Pfeiflaute wahrnehmbar“[64]. Für die durchgeführten Messungen der Rotorverlagerung ist das Unwuchtpfeifen ebenfalls von Bedeutung. Die durch die Zentrifugalkräfte hervorgerufene Exzentrizität des Rotors überlagert die Verlagerung auf Grund der subsynchronen Phänomene.

### 3.1.2 Pulsationsgeräusch

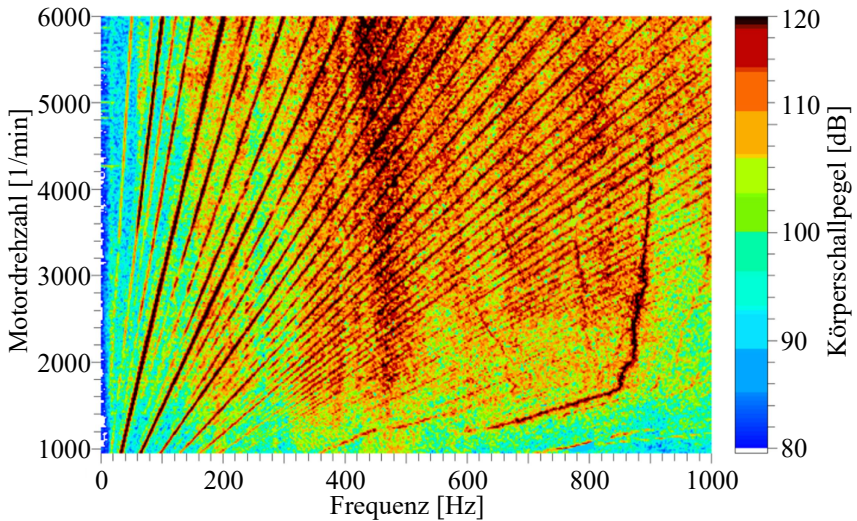
Wie das Unwuchtpfeifen tritt auch das Pulsationsgeräusch mit der Rotordrehfrequenz auf. Seine physikalische Ursache hat es in Wechselkräften, die durch Asymmetrien des Rotors hervorgerufen werden.[1] Im Gegensatz zum Unwuchtpfeifen wird das Pulsationsgeräusch hauptsächlich durch luftführende Komponenten wie Ladeluftleitung, Ladeluftkühler oder Luftsammler abgestrahlt [68].

### 3.1.3 Drehklang

Der Drehklang wird durch die rotierenden Laufradschaufeln verursacht. Die rotierenden Schaufeln verdrängen Luft und erzeugen dadurch Druckstörungen, die der Laufraddrehung folgen und dadurch periodisch sind [53]. Seine Frequenz ergibt sich aus dem Produkt der Rotordrehfrequenz und der Schaufelanzahl des verursachenden Laufrades [49]. Für diese Untersuchungen ist der Drehklang von untergeordneter Bedeutung, da sich bei Drehfrequenzen von 660 Hz bis 3400 Hz und einer Schaufelanzahl von sechs auf der Verdichter- und sieben auf der Turbinenseite der Drehklang zwischen 4 kHz und 24 kHz bewegt und damit außerhalb des relevanten Frequenzbereichs liegt.

### 3.1.4 Konstantton

Der Konstantton zählt zu den subsynchronen Geräuschphänomenen. Abbildung 3.1 zeigt den Konstantton während eines Motorhochlaufs in ausgeprägter Form bei circa 900 Hz. Er entsteht als Resonanzphänomen in der radialen Lagerung des ATLS. Die rotordynamischen Zusammenhänge werden in Abschnitt 2.4.2 auf S.7 erläutert. Der Konstantton wird sowohl in den Luftschall emittiert als auch als Körperschall an angrenzende Baugruppen wie Krümmer und Abgasanlage (AGA) übertragen. Als besonders einflussreich hat sich die Körperschallleitung an die AGA erwiesen. Der Konstantton wird dann wiederum durch die Aufhängung der AGA an die Karosserie übertragen und von dort in den Luftschall des Innenraums abgestrahlt.



**Abbildung 3.1:** Konstantton im Körperschall am Vollmotor [31]

## 3.2 Spezielle Analyseverfahren

### 3.2.1 Kohärenz

Dieser aus der Optik stammende Begriff beschreibt die Korrelationseigenschaften von Wellen [37]. Die Kohärenz  $\gamma_{xy}$  ist in [9] definiert nach Gleichung Gl. 3.1.

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|F_{xy}(f)|^2}{F_{xx}(f) F_{yy}(f)} \quad \text{Gl. 3.1}$$

Im allgemeinen mathematischen Fall berechnet sich die Kohärenz als Quotient des Kreuzleistungsspektrums zweier Signale zur Quadratwurzel des Produkts der beiden Autoleistungsspektren (Gl. 3.2). Dadurch wird das Ergebnis auch direkt normiert, sodass die Kohärenz immer Werte zwischen 0 und 1 aufweist.

$$\gamma_{xy} = \frac{|F_{xy}|}{\sqrt{F_{xx} \cdot F_{yy}}} \quad \text{Gl. 3.2}$$

Die Kohärenz ist dabei kein Maß für die Höhe der Amplituden zweier Wellen, sondern bewertet die Phasenlage der Wellen zueinander. Bei zwei Wellen, auch mit unterschiedlichen physikalischen Eigenschaften, z.B. einem Körper- und einem Luftschall wenn sie keine Phasenverschiebung aufweisen, ist die Wahrscheinlichkeit sehr hoch, dass ihr Ursprung identisch ist.

Die Ergebnisse der Kohärenz lassen sich nach der in der Akustik verbreiteten Einteilung interpretieren:

$\gamma_{xy} = 1$	vollständige Kohärenz
$\gamma_{xy} < 1$	teilweise Kohärenz
$\gamma_{xy} > 0.8$	Ähnlichkeit
$\gamma_{xy} = 0$	vollständige Inkohärenz

Ab einem Wert größer 0.8 kann ein direkter Zusammenhang zwischen den untersuchten Signalen angenommen werden. Je höher der Wert ist, desto größer

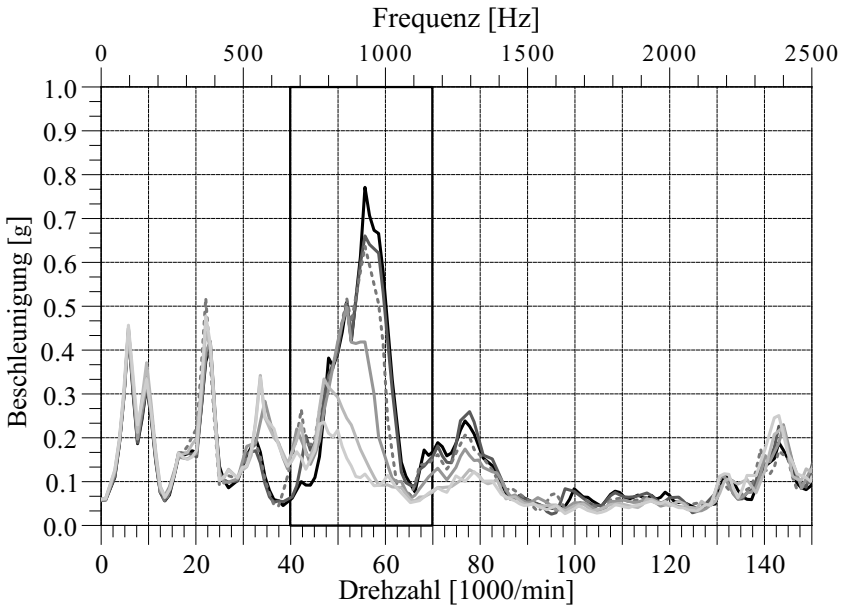
ist die Ähnlichkeit der beiden Signale bis hin zu ihrer vollständigen Kohärenz bei 1.

### 3.2.2 Peak-Hold- und Bandpassanalyse

Bei der Produktion von Turboladern dient die Peak-Hold Analyse als **End of line** (EOL)-Test. Dabei werden die zuvor definierten akustischen Grenzwerte jedes produzierten ATLS überwacht. Bei entsprechenden Überschreitungen werden die ATL nochmals überarbeitet oder ausgesondert.

Basierend auf den Messwerten des Beschleunigungssensors der Wuchtmaschine werden sequentiell **Fast Fourier transform** (FFT)-Spektren berechnet. Die Maximalwerte aller Frequenzlinien werden als Schleppzeigerdiagramm über einen Hochlauf dargestellt (Abbildung 3.2). Im Produktionsprozess ist es üblich diese Kurve über der Drehzahl aufzutragen, um einfacher Aussagen über die 1. Rotorordnung treffen zu können. Aus akustischer Sicht ist eine Beurteilung der Frequenz zielführender. Aus der Kurve kann neben einem Maß für die Unwucht auch ein Maß für die Konstantton-Neigung des ATLS abgeleitet werden. Hierfür wird nur der Drehzahlbereich zwischen 40 000 1/min (666.7 Hz) und 70 000 1/min (1166.7 Hz) Umdrehungen betrachtet. In diesem Bereich wird wiederum der Maximalwert der Peak-Hold-Kurve ermittelt und als Peak-Hold-Wert als quasi repräsentativer Einzahlkennwert für die Konstanttonneigung des ATLS verwendet. Ein quantitativer Vergleich der Peak-Hold-Werte der Messungen aus dem reflexionsarmen Prüfstand und der auf der Wuchtmaschine gemessenen Peak-Hold-Werte ist nicht möglich. Voruntersuchungen haben gezeigt, dass eine relative Vergleichbarkeit zulässig ist und das Potential zur Verbesserung oder Verschlechterung des Konstanttons widerspiegelt.

Ein Rückschluss von welcher Drehzahl im Hochlauf die Werte der Peak-Hold-Kurve stammen ist aus der Kurve selbst nicht möglich. Aus diesem Grund wird neben der Peak-Hold-Kurve zur Beurteilung des Konstantton zusätzlich der Pegel eines **Bandpass** (BP) von 450 Hz - 1050 Hz in der Ergebnisdiskussion verwendet. Dieser liefert je einen Wert pro analysiertem Drehzahlschritt und erlaubt so einen Vergleich der Konstanttonneigung über der Rotordrehzahl.



**Abbildung 3.2:** Exemplarisches Peak-Hold-Diagramm zur Beurteilung der Akustik

Die Verwendung der für die Bestimmung des Peak-Hold-Wertes angewandten Eckfrequenzen als Eckfrequenzen des Bandpasses ist nicht möglich, da sich bei einigen untersuchten Varianten die Frequenz des Konstanttons zu niedrigeren Frequenzen hin verschiebt. Alle Varianten sollten mit identischen Methoden beurteilt werden, was die Frequenzanpassung notwendig macht. Als Einschränkung muss erwähnt werden, dass dieser Bandpass erst ab einer Rotordrehzahl größer 63 000 U/min nicht mehr von der 1. Ordnung beeinflusst wird. Da diese Drehzahl aber für den motorischen Betrieb des ATLS unerheblich ist, wird diese Einschränkung der Aussagekraft in Kauf genommen.

### 3.2.3 Winkelmarkenresampling

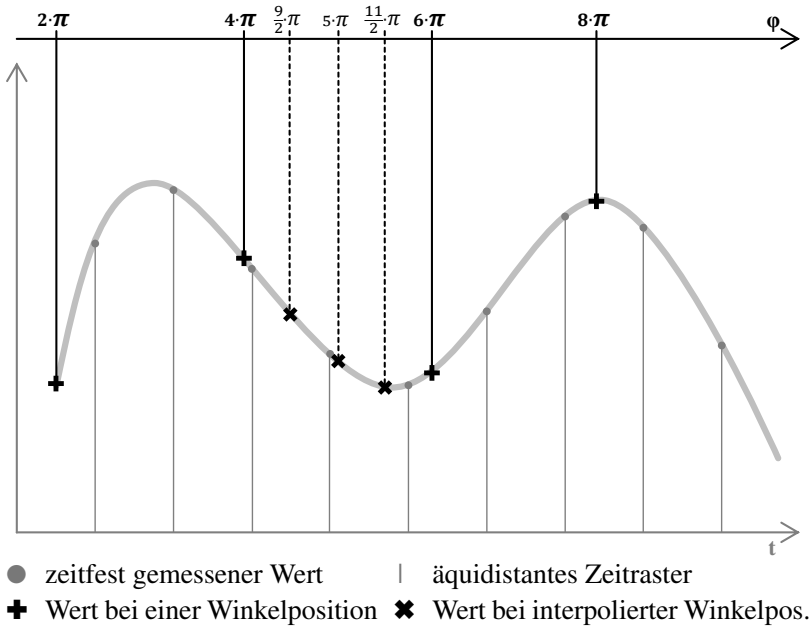
Wellenverlagerung wird häufig mit einer winkelbasierten Datenerfassung gemessen. Dieses Verfahren erlaubt es, die Auslenkung der Welle direkt mit ihrer

aktuellen Position in Bezug zu setzen, ermöglicht es aber nicht, zeitbasierte Analysen wie eine Frequenzanalyse durchzuführen. Ein weiterer Nachteil dieses Messprinzips ist es, dass die Laufzeit eines analogen Antialiasingfilters nicht kompensiert werden kann und somit in der Regel auf einen solchen verzichtet wird. Bei der zeitfeste Datenerfassung treten die genannten Probleme nicht auf. Das hat den Vorteil, dass die zeitfest gemessenen Signale im Postprocessing bandbegrenzt und somit in ihre spektralen Bestandteile zerlegt werden können. Aber sie erlaubt es nicht, einen direkten Bezug zwischen Messdaten und Wellenposition herzustellen. Das Winkelmarkenresampling ist in der Lage, diese Probleme zu lösen. In Tabelle 3.2 sind die Vorteile des Resampling denen der zeit- und winkelfesten Messung gegenübergestellt.

**Tabelle 3.2:** Vorteile des Resampling gegenüber zeit- und winkelfester Messung

	<b>Winkelfeste Messung</b>	<b>Zeitfeste Messung</b>	<b>Winkelmarken Resampling</b>
<b>Frequenzanalyse</b>	-	+	+
<b>Ordnungsanalyse</b>	+	-	+
<b>Korrektur der Filterlaufzeit</b>	-	+	+
<b>Int.-Differenzieren nach der Zeit</b>	-	+	+
<b>Winkelzuordnung</b>	+	-	+
<b>Frequenzselektive Filterung</b>	-	+	+
<b>Rechenzeit</b>	+	+	-

Die Sensoren, welche die Verlagerungsbahn des Rotorschafes erfassen (vgl. Abschnitt 4.2.2 auf S. 25), werden dabei mit einer zeitfesten Abtastfrequenz aufgezeichnet. Über die Drehzahlmessung des Rotors wird der Zeitpunkt, bei dem jede Schaufel des Verdichterrades den Sensor passiert, über einen Counter erfasst (vgl. Abschnitt 4.2.4 auf S. 27). Da diese Zeitpunkte typischerweise nicht mit denen der zeitfesten Messung zusammenfallen, ist es notwendig, die Signalwerte zu diesen Zeitpunkten mittels Interpolation zu ermitteln (Abbildung 3.3). Nicht nur zu Zeitpunkten tatsächlich gemessener Winkelpositionen, sondern auch zu im Winkelbereich interpolierten Positionen kann ein Signal-



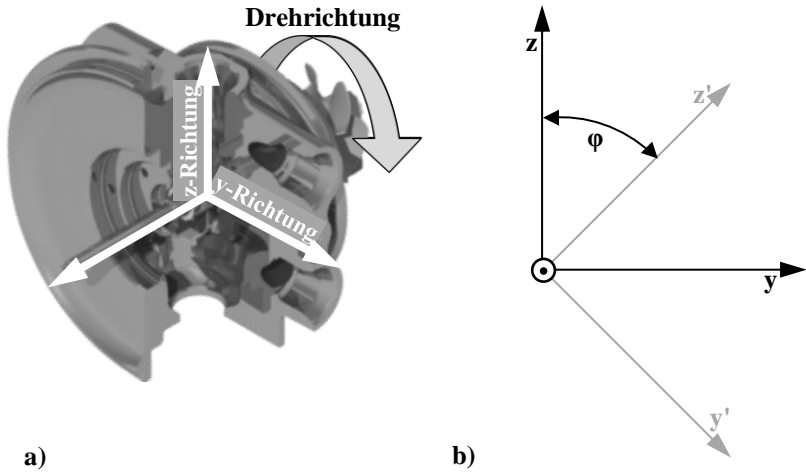
**Abbildung 3.3:** Grundprinzip des Winkelmarkenresampling

wert berechnet werden. Dabei ist darauf zu achten, dass ein sinnvolles Verhältnis zwischen tatsächlich gemessenen und durch Interpolation ermittelten Zeitpunkten erhalten bleibt. Aus diesem Grund wurden alle zeitfest gemessenen Signale mit einer für akustische Untersuchungen untypisch hohen Abtastfrequenz von 131 072 Hz erfasst. Bei einer Rotordrehzahl von 200 000 U/min erhält man dadurch mindestens alle  $10^\circ$  Rotordrehwinkel einen exakten Messwert für die Interpolation.

### 3.2.4 Koordinatentransformation

Die geometrischen Randbedingungen schränken die Möglichkeiten zur Positionierung der Sensoren zur Messung der Trajektorien des Rotors stark ein (vgl. Abschnitt 4.2.2 und 4.2.3). Die Analyse der Messergebnisse erfordert





**Abbildung 3.4:** Koordinatensystem der Trajektorien

die Transformation beider Messebenen in ein einheitliches Koordinatensystem. Das Koordinatensystem wird entsprechend der Einbaulage des ATLS im Fahrzeug ausgerichtet. Maßgebend ist hierbei die Flussrichtung des Motoröls von der oben liegenden Öldruckseite hin zum drucklosen, untenliegenden Motorölrücklauf (Abbildung 3.4 links). Die Transformation der Messdaten erfolgt nach Gl. 3.3 [42].

$$\begin{pmatrix} y \\ z \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} \cos \alpha & -\sin \alpha \\ \sin \alpha & \cos \alpha \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} y' \\ z' \end{pmatrix} \qquad \text{Gl. 3.3}$$



## 4 Messtechnik und Applikation

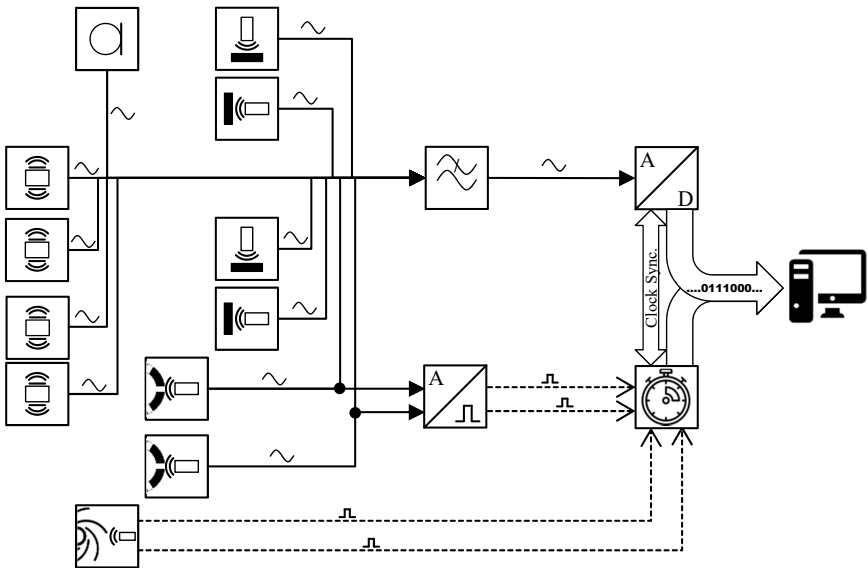
### 4.1 Signalerfassung

Die akustische **Data acquisition** (DAQ) umfasst neben Filtern zum aliasing-freien Messen, **Analog-Digital** (AD)-Wandlern und Countern auch zwölf Sensoren zur Messung von Weg, Beschleunigung, Luftschall oder Drehzahl (Abbildung 4.1). Zur Messung der akustischen Standardgrößen Luft- und Körperschall werden ein Kondensatormikrofon (vgl. Abschnitt 4.4 auf S.34) und vier piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer (vgl. Abschnitt 4.3 auf S.32) eingesetzt. Zur Messung der Rotorverlagerung werden auf Turbinen- und Verdichterseite jeweils zwei orthogonal angeordnete Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren verwendet (vgl. Abschnitt 4.2 auf S.23). Derselbe Sensortyp wird auch für die Messung der SBL-Rotation eingesetzt. Hierbei kommt eine erweiterte Datenerfassung zum Einsatz, die auch Digitale-Counter umfasst.

Alle aufgeführten Sensoren werden mit einer zeitfesten Abtastfrequenz digitalisiert und gemäß des Nyquist-Shannon-Theorems bandbegrenzt. Hierfür werden Filter mit einer konstanten Gruppenlaufzeit eingesetzt, was eine spätere Kompensation ihrer Laufzeit ermöglicht. Durch die zeitfeste Abtastung ergeben sich bei der Berechnung einer FFT und dem daraus folgenden **Auto power spectrum** (APS) immer Ergebnisse über der Frequenz. Die für eine Verlagerungsbahnmessung aussagekräftigere Darstellung über Verdrehwinkel wird durch Winkelmarkenresampling dargestellt (vgl. Abschnitt 3.2.3 auf S. 16).

Die Rotordrehzahl wird ebenfalls mit einem Messsystem, das auf dem Wirbelstromprinzip basiert, gemessen (vgl. Abschnitt 4.2.4 auf S.27). Hierbei handelt es sich aber nicht um analoge Signale, sondern um wertediskrete Impulse, welche **Transistor-Transistor-Logik** (TTL)-konform sind. Diese Impulse werden über einen Counter digitalisiert, so dass nur der Zeitpunkt des Ereignisses vom Messsystem erfasst wird. Die Taktgeber für die zeitfeste, analoge Datenerfassung und des Counters sind synchronisiert, um Differenzen in den Zeitspuren beider Systeme bei längeren Messzeiten zu verhindern. Dies ist eine Grundvor-

aussetzung, um im Postprocessing ein Winkelmarkenresampling durchzuführen. Die Signale der Sensoren für die Messung der SBL-Rotation werden über Operationsverstärker rückwirkungsfrei verzweigt und zum einen zeitfest aufgezeichnet und zum anderen über eine angepasste Schaltung in ein TTL-Signal gewandelt (vgl. Abschnitt 4.2.5 auf S. 29) und identisch mit den Signalen der Rotordrehzahl über einen Counter erfasst.



	Analogsignal		Impulssignal
	Kondensatormikrofon		Digital-Signal
	Beschleunigungssensor		Wegsensor
	Sensor für Buchsenrotation		ATL-Drehzahlsensor
	TTL-Wandler		Antialiasing-Filter
	Event-Messung		AD-Wandler

Abbildung 4.1: Sensorik und Signalpfade

Betriebsgrößen die keine hohe Dynamik aufweisen, wie Temperaturen, Massenströme und Drücke werden vom Prüfstandsautomatisierungssystem erfasst, digital an das Akustikmesssystem übertragen und dort als Führungsgrößen mit einer niedrigeren Abtastrate gespeichert. Die Eckdaten der für die Untersuchungen eingesetzten Datenerfassung sind in Tabelle 4.1 zusammengefasst.

**Tabelle 4.1:** Relevante Daten der DAQ

Angabe	Wert	Einheit
Abtastfrequenz	131072	Hz
Auflösung der A/D-Wandler	16	Bit
Genauigkeit der Counter	100	MHz
Dig.-Auflösung der Wegmessung	$12 \cdot 10^{-3}$	$\mu\text{m/Digit}$
Dig.-Auflösung des Schalldrucks	$3 \cdot 10^{-4}$	Pa/Digit
Dig.-Auflösung der Beschleunigung	$3 \cdot 10^{-2}$	$\text{ms}^{-2}/\text{Digit}$
Abtastfrequenz der Führungsgrößen	4096	Hz

## 4.2 Wegmesssensorik

Um das dynamische Verhalten des Rotors im Bezug auf den Konstanttoneinfluss zu analysieren, wird die Trajektorie der Rotorwelle innerhalb des radialen Lagerspiels sowohl auf Turbinen- als auch auf Verdichterseite gemessen. Hierzu werden orthogonale Paare von Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren (Abbildung 4.2) eingesetzt. Derselbe Typ von Sensoren wird auch für die Messung der SBL-Drehzahl verwendet.

### 4.2.1 Subminiatur Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren

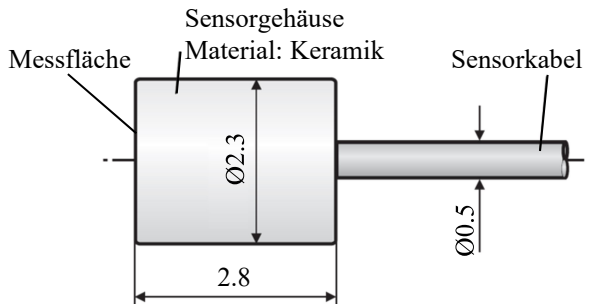
Der im ATL-Gehäuse zur Verfügung stehende Bauraum ist sehr gering. Aus diesem Grund ist die Größe der eingesetzten Sensoren von entscheidender Bedeutung. Die verwendeten Subminiatur-Sensoren sind ausreichend klein (Abbildung 4.2), haben eine hohe Bandbreite, sind unempfindlich gegenüber Motoröl und ertragen die innerhalb des ATL-Gehäuses auftretenden Temperatu-

ren und Drücke. Ihre für diese Applikation relevanten Eigenschaften sind in Tabelle 4.2 zusammengefasst.

Eine im Sensorkopf sitzende Spule wird von einem Oszillator mit einer hochfrequenten Wechselspannung gespeist. Dadurch entsteht ein elektromagnetisches Feld, das in elektrisch leitfähigen Messobjekten vor dem Sensor Wirbelströme induziert, die wiederum ein dem erregenden Feld entgegenwirkendes Feld verursachen und so die Amplitude der Speisespannung schwächen. Dieser Effekt ist abhängig von der Entfernung des Messobjekts zum Sensor und kann über eine geeignete Signalaufbereitung zur Abstandsmessung genutzt werden.

**Tabelle 4.2:** Technische Daten der Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren [44] [45]

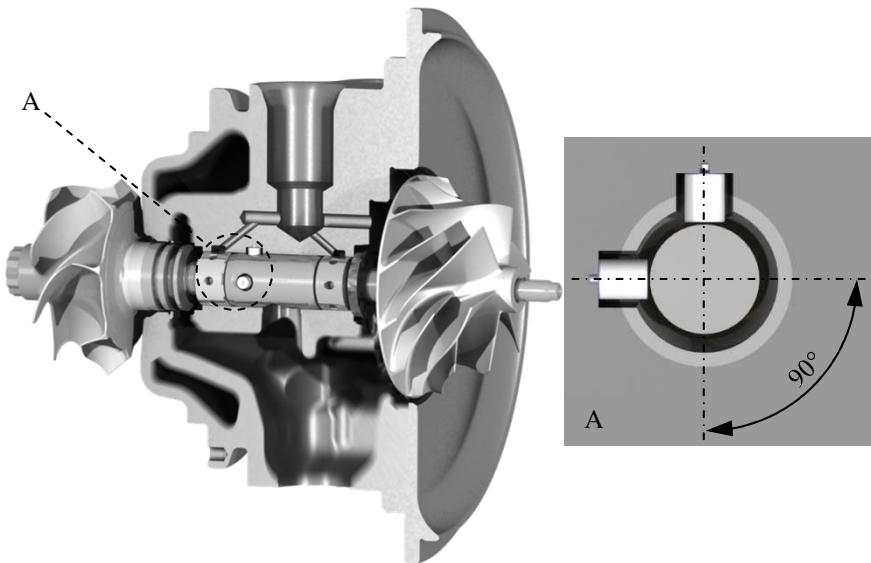
Beschreibung	Angabe
Hersteller	Micro-Epsilon
Typ	EU05/180(104)
Messbereich	0.5 mm
Linearität	$\pm 2\%$ FSO ( $\pm 1\ \mu\text{m}$ )
Dynamische Auflösung	0.2 % FSO (1 $\mu\text{m}$ )
Bandbreite	0 ... 100 kHz
Temperaturbereich	-50 ... +180 °C
Druckstabilität	700 bar
Speisefrequenz	2 MHz



**Abbildung 4.2:** EU05 Subminiatur Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren [44]

### 4.2.2 Messung der Trajektorie auf Turbinenseite

Für die Messung der Trajektorie des Rotors auf der Turbinenseite des Lagergehäuses ist zwischen Schwimmbuchse und Turbinenrad kein Bauraum vorhanden, da sich hier ein Hohlraum für den Rücklauf des Schmieröls aus dem Lager befindet. Damit die Messebenen auf Verdichter- und Turbinenseite einen möglichst großen Abstand zueinander haben, wird die Messebene zwischen den beiden Schwimmbuchsenlagern möglichst nahe an der Schwimmbuchse positioniert. An das turbinenseitige Radiallager schließt sich der in das ATL-Gehäuse eingepresste Abstandshalter an. Die Flächen des Presssitzes befinden sich an dessen Rändern, diese sollen aus Festigkeitsgründen nicht geschwächt werden. Die Messebene kann sich also nur an diese Flächen anschließen (Abbildung 4.3 links). Die Sensorsitze wurden durch den Abstandshalter in das Gehäuse erodiert. Die Sensoren werden mit einem Montagering,

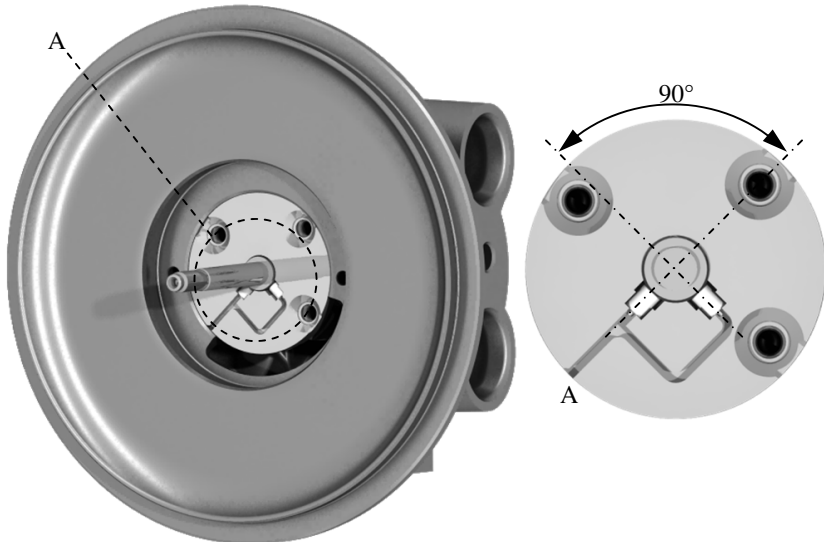


**Abbildung 4.3:** Sensorpositionen zur Messung der Trajektorie auf Turbinenseite

der die Dämpfung der Wirbelströme im Messbetrieb reduziert, auf ihrer Rückseite in das Gehäuse geklebt. Die zueinander orthogonal ausgerichteten Sensoren sind nach den später für die Auswertung verwendeten Koordinatenrichtungen ausgerichtet (Abbildung 4.3 rechts). Auf Grund der Kabelführung besitzt der Sensor für die Hochrichtung ein negatives Vorzeichen, was eine spätere Drehung des Koordinatensystems um  $90^\circ$  erforderlich macht (vgl. Abschnitt 3.2.4 auf S.18).

#### 4.2.3 Messung der Trajektorie auf Verdichterseite

Auf der Verdichterseite befindet sich zwischen der Schwimmbuchse und dem Verdichterrad das Axiallager des Rotors. Da sich in diesem Bereich des Rotorschafts Stufen und die Anlaufscheibe des Axiallagers befinden, wurde die Messebene auf den nächsten stufenfreien Wellenabschnitt gelegt. Dabei werden die Sensoren stirnseitig in das Axiallagerschild eingebettet.



**Abbildung 4.4:** Sensorpositionen zur Messung der Trajektorie auf Verdichterseite

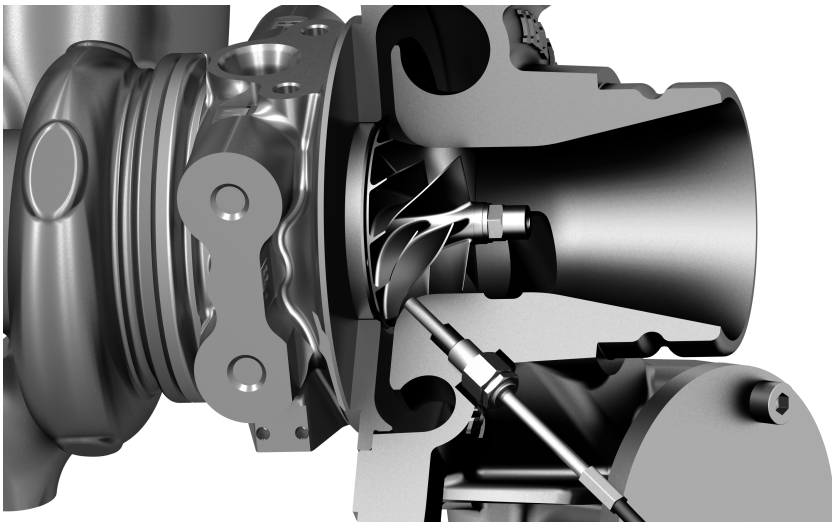


Die Sensorleitungen werden in Nuten im Lagerschild geführt und treten radial aus dem ATL-Gehäuse aus (Abbildung 4.4). Die Sensoren sind zueinander orthogonal ausgerichtet und aus konstruktiven Gründen um  $45^\circ$  zum später ausgewerteten Koordinatensystem gedreht.

#### 4.2.4 Messung der Rotordrehzahl

Die Messung der Rotordrehzahl erfolgt über ein gängiges Drehzahlmesssystem (Tabelle 4.3). Der Sensor wird durch eine Bohrung im Verdichtergehäuse auf die Laufradschaufeln des Verdichters ausgerichtet. Auf Basis der eingesetzten Messtechnik soll nicht nur die Rotordrehzahl erfasst werden, sondern auch Informationen über den Drehwinkel des Rotors.

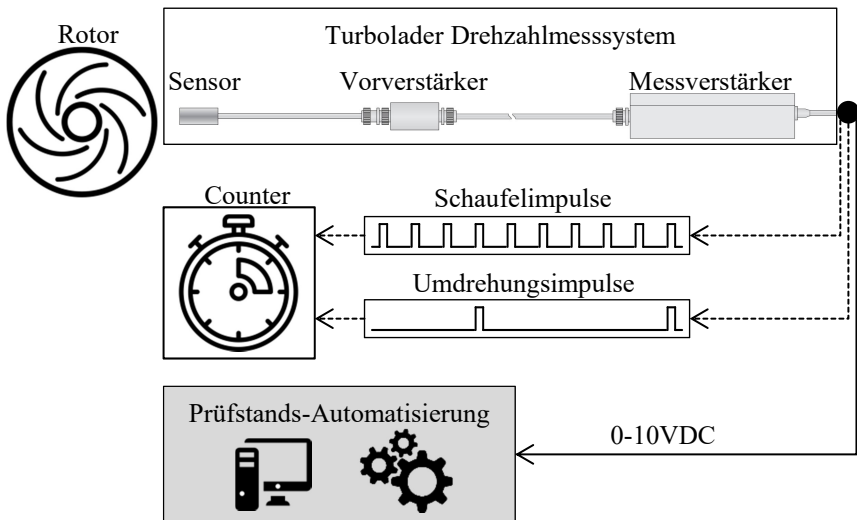
Um möglichst viele Winkelpositionen zu erfassen wurde die Position des Drehzahlsensors im Verdichtergehäuse so gewählt, dass Haupt- und Nebenschlaufen des Verdichterrades voll vom Sensor erfasst werden (Abbildung 4.5). Man erhält somit zwölf Positionsinformationen innerhalb einer Rotorumdrehung.



**Abbildung 4.5:** Position des Drehzahlsensors im Verdichtergehäuse

Passieren die Verdichterschaufeln den Sensor, generiert die Drehzahlerfassung TTL-Impulse und gibt diese auf einem Kanal direkt aus (vgl. Abbildung 4.6). Auf einem zweiten Kanal wird über einen Vorteiler ein TTL-Impuls pro Rotorumdrehung generiert. Im Gegensatz zu einem Kurbelmarkengeber bei der Motorindizierung besitzt dieser Impuls keine absolute Positionszuordnung. Die Lage des Umdrehungsimpulses ist bei jedem Neustart des Messsystems durch die erste Schaufel, welche den Sensor passiert, bestimmt. Beide Kanäle werden vom DAQ-System über einen Counter mit einer Genauigkeit von 100 MHz aufgezeichnet (vgl. Abschnitt 4.1 auf S.21). Dies entspricht bei der maximal untersuchten Rotordrehzahl von 200 000 1/min einer Winkelpräzision von  $3.3 \cdot 10^{-5}^\circ$ . Auf Basis dieser Winkelinformationen erfolgt das spätere Resampling der Wegmesssignale aus dem Zeit- in den Winkelbereich (Vgl. Abschnitt 3.2.3 auf S.16).

Ein analoger Spannungsausgang liefert der Prüfstandsautomatisierung die aktuelle Drehzahlinformation, auf die während eines Messlaufs geregelt wird.



**Abbildung 4.6:** Rotordrehzahlerfassung und ihre Signalverarbeitung

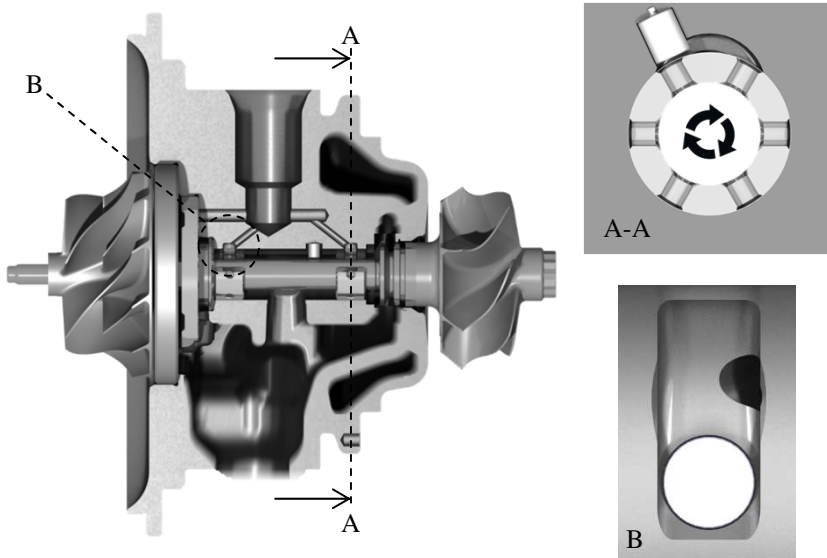
**Tabelle 4.3:** Technische Daten des Drehzahl-Messsystems für Turbolader [43]

Beschreibung	Angabe
Hersteller	Mirco-Epsilon
Messsystem	DZ135
Messprinzip	Wirbelstromverlustprinzip
Sensor	DS05(04)
Messbereich	500 ... 400 000 1/min
Ausgang	2 x Digital mit TTL-Pegel 1 x Analog 0-10 VDC
Schaufelmaterial	Aluminium
Betriebsart	Mit Vorverstärker

#### 4.2.5 Messung der Schwimmbuchsenlager-Drehzahl

Die SBL werden über einen Ölkanal direkt mit Drucköl versorgt. Das Motoröl wird dem Lager über einen Sichelausschnitt in der Lagerbohrung zugeführt (Abbildung 4.7). Das innere Lager zwischen Schwimmbuchse und Rotorschaft wird vom äußeren Lager durch sechs rotationssymmetrische Bohrungen in der Schwimmbuchse mit Motoröl versorgt. Diese Bohrungen passieren im Betrieb den Sichelausschnitt im ATL-Gehäuse. Um die hydrodynamisch wirksamen Lagerflächen des äußeren Gleitlagers nicht zu stören und eine Kollision zwischen Schwimmbuchse und Sensor sicher zu verhindern, werden die Sensoren zur Drehzahlmessung mit 200 µm Rückversatz gegenüber dem Durchmesser der Lagerbohrung in den Sichelausschnitten eingebaut. Aufgrund der Breite des Sichelausschnittes (vgl. Abbildung 4.7 unten rechts) wurde bei diesen Sensoren auf den Einsatz eines Montageringes verzichtet. Die dadurch verursachte Reduzierung der Signalqualität stellt im Hinblick auf die Genauigkeit der Drehzahlmessung kein Problem dar, da es sich hierbei um die Auswertung von Signalverläufen mit nahezu 100 % Signalhub handelt.

Die Leitungsführung des Sensors auf der Turbinenseite erwies sich hierbei als besondere Herausforderung. Um die Leitung an die Oberfläche des ATL-Gehäuses zu führen, wurde eine Hülse von außen durch den Kühlwassermantel



**Abbildung 4.7:** Sensoren zur Messung der SBL-Drehzahlen  
 Links: Längsschnitt durch das Lagergehäuse  
 Rechts-oben: Schnitt durch ein Radiallager  
 Rechts-unten: Sensorposition in Sichelausschnitt

des ATLs geschraubt. Diese hat an der Außengeometrie des Gehäuses keine kraft- oder formschlüssige Verbindung, sondern wird nur über einen O-Ring abgedichtet, sodass keine mechanischen Spannungen auf Grund von Wärme- dehnung auftreten und die Geometrie der Lagerung beeinflussen.

Wenn sich das Material des SBL vor dem Wirbelstromsensor befindet, entspricht das Sensorsignal dem Abstand. Dreht sich die Buchse weiter, sodass sich eine der Bohrungen vor dem Sensor befindet, wird ein Abstandsanstieg bis zum maximalen Messbereich detektiert. Dieses Signal wird zur späteren Analyse analog abgetastet und aufgezeichnet. Für die Drehzahlmessung über einen Counter wird das Signal zunächst aufbereitet. Um den Einfluss der Buchsenbewegung auf die Drehzahlmessung klein zu halten, wird das analoge Rohsignal des Sensors zunächst AC-gekoppelt (Abbildung 4.8 oben). Eine analoge

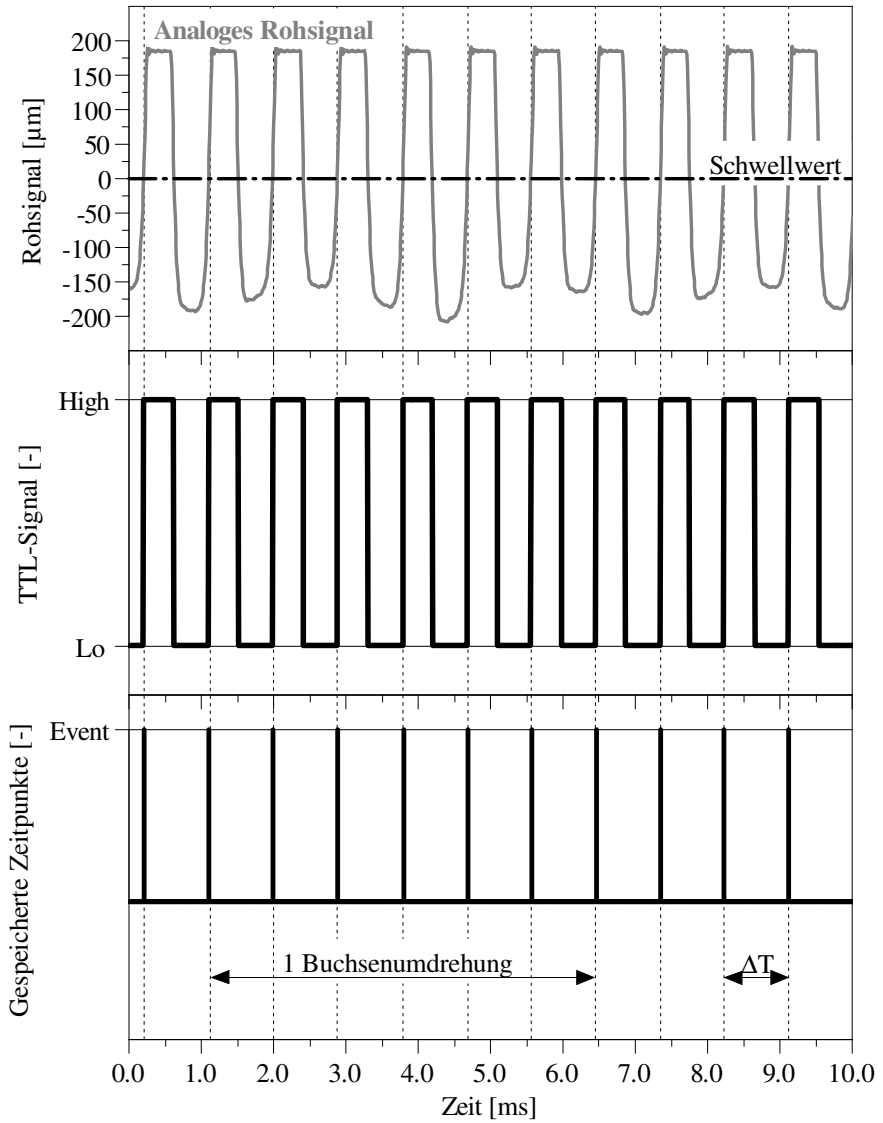


Abbildung 4.8: Signalaufbereitung der Schwimmbuchsenlagerdrehzahl

Signalaufbereitung legt eine definierte Triggerschwelle fest, ab der eine Bohrung detektiert wird (Abbildung 4.8 mittig). Darauf basierend wird das Signal in ein TTL-konformes Signal überführt. Dieses wird dann simultan mit den Signalen für die Rotordrehzahl (vgl. Abschnitt 4.2.4 auf S. 27) über einen digitalen 100 MHz-Counter erfasst und in eine Drehzahl umgerechnet (Gl. 4.1).

$$n_{SB} = \frac{60 \left[ \frac{s}{\min} \right]}{x_{Bohr} \cdot \Delta t} \quad \text{Gl. 4.1}$$

### 4.3 Vibroakustische Messtechnik

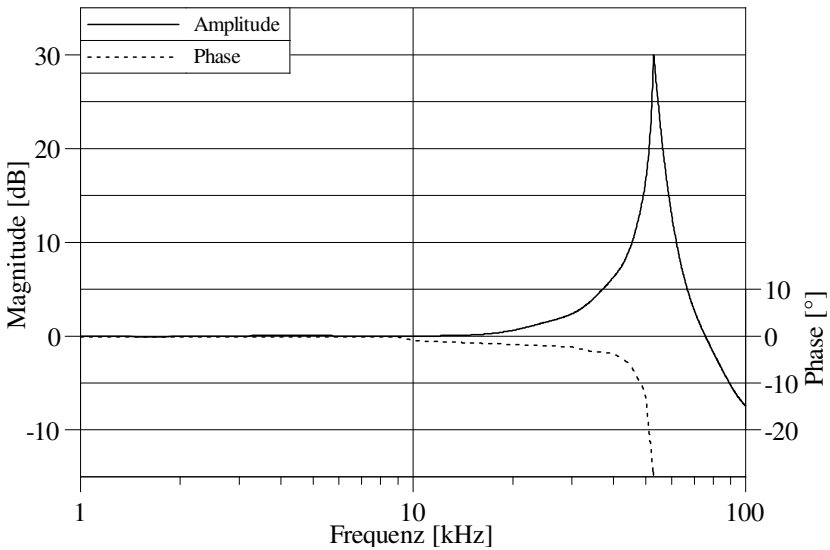
Zur Beurteilung des vibroakustischen Verhaltens werden piezoelektrische Beschleunigungsaufnehmer verwendet. Diese weisen eine hohe Dynamik bei einer geringen eigenen Masse auf und können bei Temperaturen von bis zu 250°C eingesetzt werden. [11]

Die Beschleunigungsaufnehmer weisen in dem für den Konstantton, dessen Superharmonischen und für die erste Rotorordnung relevanten Frequenzbereich eine lineare Magnitude bei 0 dB und eine Phase nahe 0° auf (Abbildung 4.9). Tabelle 4.4 zeigt die technisch relevanten Daten der verwendeten Beschleunigungsaufnehmer.

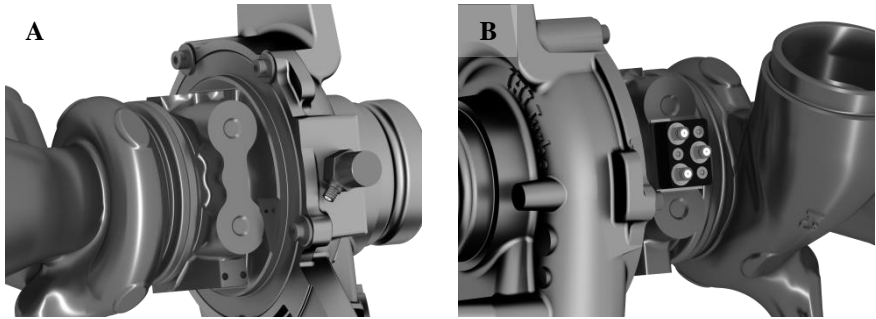
Voruntersuchungen lieferten für die Untersuchungen sinnvolle Positionen der Beschleunigungsaufnehmer. Versuche der Daimler AG zeigten, dass ein Beschleunigungsaufnehmer, der auf einer Planfläche am Verdichtergehäuse angebracht wird (Abbildung 4.10 A), Ergebnisse liefert, die denen des Beschleunigungssensors der Serienwuchtmaschine in spektraler Zusammensetzung sehr ähnlich sind. Eine Vorauswahl der für die Untersuchung zu verwendenden ATLS wurde auf einem Heißgasprüfstand von ICSI getroffen. Die abschließende Bestätigung des für die Untersuchungen zu verwendeten ATLS erfolgte auf dem Versuchsaufbau im reflexionsarmen Motorenprüfstand und sollte vergleichbare Bedingungen zu denen auf dem Heißgasprüfstand haben. Dazu wurde ein Triax-Beschleunigungsaufnehmer an der selben Position wie auf dem Heißgasprüfstand appliziert (Abbildung 4.10 B).

**Tabelle 4.4:** Technische Daten der Beschleunigungsaufnehmer [11] [13]

Beschreibung	Einax	Triax
Hersteller	Brüel & Kjær	Brüel & Kjær
Typ	4393	4326-A-001
Bauform	Delta-Scher ▲	Tetra-Scher ▲
Empfindlichkeit	3 pC/g ± 15 %	3.1 pC/g ± 2%
Amplitudengang ± 10 %	16.5 kHz	x: 12 kHz y: 12 kHz z: 20 kHz
Temperaturbereich	-55 ... +230 °C	-74 ... +250 °C
Masse	2.4 g	17 g



**Abbildung 4.9:** Amplituden- und Phasengang eingesetzter B-Aufnehmer [11]



**Abbildung 4.10:** Position der Beschleunigungsaufnehmer auf dem ATL  
Links: Einachsenaufnehmer auf Verdichtergehäuse  
Rechts: Trixaufnehmer auf Lagergehäuse

#### 4.4 Luftschallmikrofone

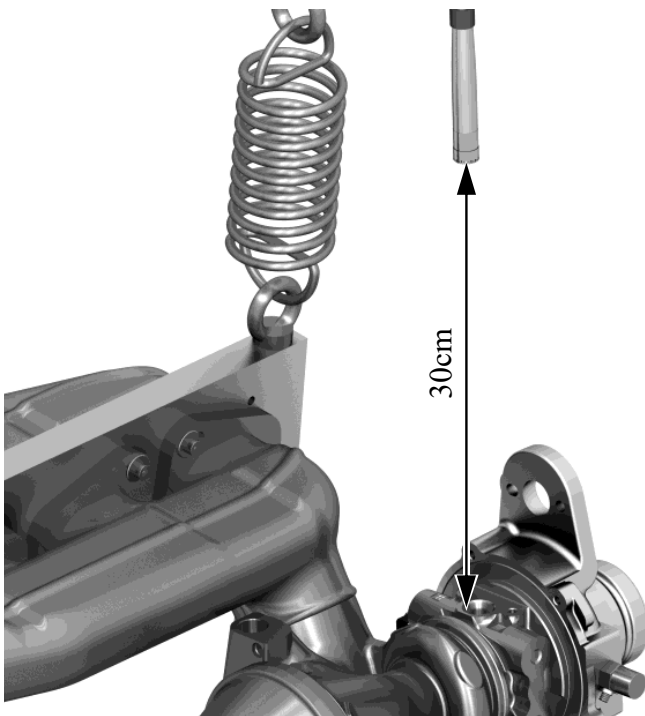
Um den vom ATL direkt abgestrahlten Luftschall zu untersuchen wird ein Kondensatormikrofon (vgl. Tabelle 4.5) im Nahfeld verwendet. Diese fungieren im Gegensatz zu dynamischen Mikrofonen als Elongationssensor und messen direkt die Auslenkung der Membran, die von den auf sie auftreffenden Schallwellen hervorgerufen wird.

Da Voruntersuchungen gezeigt haben, dass der ATL in seiner Luftschall-Emission bezüglich der ersten Laderordnung und subsynchronen Phänomenen keine ausgeprägte Richtcharakteristik besitzt, wird nur ein einziges Mikrofon verwendet. Das Mikrofon wird vom ATL-Aufbau mechanisch entkoppelt und 30 cm über dem Öleintritt des Lagergehäuses positioniert (Abbildung 4.11).



**Tabelle 4.5:** Technische Daten eines Mikrofons mit Vorverstärker [12] [10]

Beschreibung	Angabe
Hersteller	Brüel & Kjær
Typ Mikrophonkapsel	4190
Vorverstärker	2669
Bauform	½" Kondensatormikrofon
Charakteristik	Freifeld
Empfindlichkeit	50 mV/Pa
Dynamikbereich	14.6 ... 146 dB
Temperaturbereich	-30 ... +150 °C
Liniarität 5Hz ... 10 kHz	±1 dB



**Abbildung 4.11:** Mikrofonposition über dem ATL

## 4.5 Volumenstrommessung

Der Öldurchfluss durch den ATL wird mit einem Zahnrad-Volumenstromsensor der nach dem Verdrängerprinzip arbeitet gemessen. Zwei ineinander greifende Zahnräder werden durch die durchströmende Flüssigkeit in Rotation versetzt (Abbildung 4.12). Dabei wird die Flüssigkeitsmenge zwischen der Gehäusewand und den Zähnen transportiert. Anhand der gemessenen Drehfrequenz der Zahnräder wird der Volumenstrom ermittelt. Zur Berechnung eines Massenstroms wurden die jeweilige Dichte des gemessenen Öls berücksichtigt. Durch die hohe Messgenauigkeit, Temperaturverträglichkeit und die Einbaulagetoleranz eignet sich das eingesetzte System ideal bei den gegebenen Randbedingungen der Untersuchung. Der durch den Zahnradzähler verursachte Druckverlust ist auf Grund der Regelung des Öldrucks für den Messwert am ATL-Eintritt nicht von Bedeutung.

**Tabelle 4.6:** Technische Daten des Zahnrad-Volumenstromsensors [29]

Beschreibung	Angabe
Hersteller	Hydrotechnik
Typ	HySense GFM-30
Messbereich	0.2 ... 30 l/min
Messgenauigkeit	$\pm 0.4\%$
Viskositätsbereich	1...120 m <sup>2</sup> /s
Temperaturbereich	-20 ... +100 °C
Druckbereich	bis 630 bar



**Abbildung 4.12:** Aufbau eines Zahnrad-Volumenstromsensors [30]

# 5 Versuchsaufbau und Durchführung

## 5.1 Versuchsaufbau

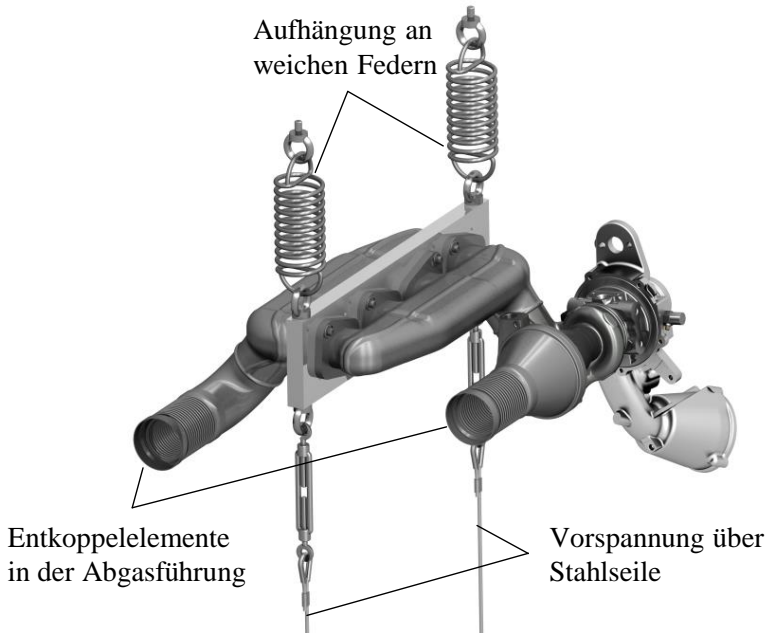
Im realen Betrieb des Verbrennungsmotors mit ATL besteht eine enge mechanische, thermodynamische und vibroakustische Koppelung der Komponenten. Diese erschwert es, reproduzierbare Randbedingungen und frei einstellbare Betriebsparameter darzustellen. Hinzukommen die akustische Maskierung des ATL durch den Verbrennungsmotor und die Beeinflussung der Kühlwasser- und Schmierölversorgung des ATL durch die entsprechenden Kreisläufe des Verbrennungsmotors. Deshalb wurde für die Untersuchungen der ATL getrennt vom Verbrennungsmotor aufgebaut und durch eine reflexionsarme Trennwand von dessen emittierten Luftschall abgeschirmt. Ein großvolumiger Saugmotor dient als Abgasspender, sodass der ATL weitgehend unabhängig vom Verbrennungsmotor betrieben werden kann.

### 5.1.1 Mechanischer Aufbau

Für die Ergebnisse der akustischen Untersuchungen spielt der mechanische Aufbau eine wichtige Rolle. Zur grundsätzlichen und systematischen Untersuchung des Schwingungsverhalten der ATL-Lagergruppe ist es entscheidend, Wechselwirkungen mit dem Verbrennungsmotor und Hilfsaggregaten zu minimieren. Der gesamte Versuchsaufbau wird auf einem selbsttragenden Rahmen montiert und mit Luftfedern von der Umgebung entkoppelt. Der ATL wird mit seinem serienmäßigen Abgaskrümmers auf einer Trägerplatte montiert (Abbildung 5.1). Diese wird über Spiralfedern am Rahmen fixiert und so vorgespannt, dass die Position auf der Trägerplatte fixiert ist, aber eine weitere Entkopplung gegenüber äußeren Schwingungen darstellt. Ein weiterer Vorteil dieser Konfiguration ist die thermische Isolation der Trägerplatte durch die Spiralfedern zum Rahmen hin.

Die Abgasanlage als Bindeglied zwischen Verbrennungsmotor und ATL stellt

ebenfalls einen Körperschallleitweg dar. Um diese Übertragung zu reduzieren,



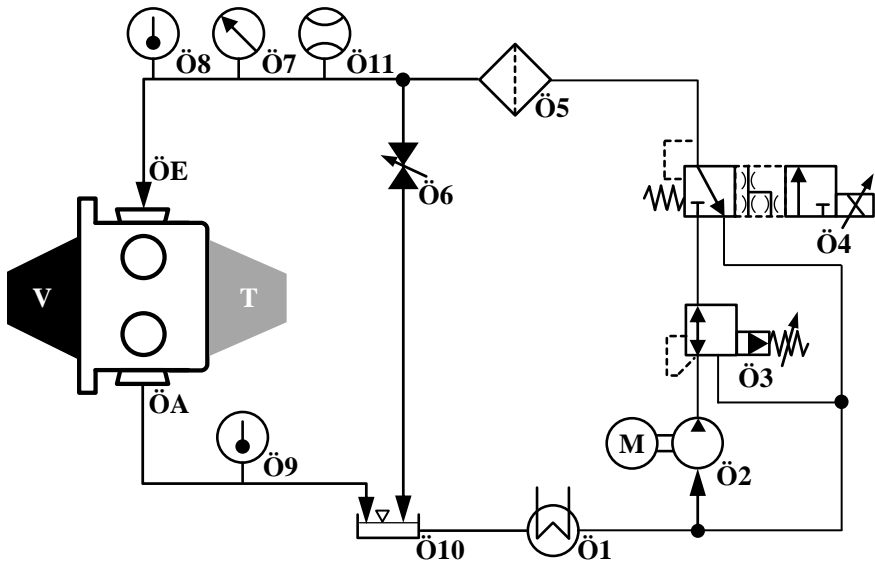
**Abbildung 5.1:** Mechanischer Aufbau des ATLs auf dem Prüfstand

wurden mehrere Entkoppelelemente im Abgasstrang vorgesehen. Messungen mit einem ATL ohne drehenden Rotor weisen keine Körperschallübertragung im relevanten Frequenz- und Pegelbereich vom Verbrennungsmotor an den Versuchsaufbau auf.

### 5.1.2 Ölkreislauf

Das Schmieröl ist für das hydrodynamische Lagerungssystem des ATL ein elementarer Bestandteil. Seine Zustandsgrößen und die daraus resultierenden Eigenschaften sind wichtige Parameter für das akustische Verhalten der Rotorlagerung. Daher hat die Ölversorgung bei den Untersuchungen eine zentrale

Funktion. Damit der Öldruck und die Öltemperatur im Betriebsbereich frei und ohne gegenseitige Beeinflussung einstellbar sind, wird ein separater Schmierölkreislauf mit eigenem Heiz- und Kühlsystem für den ATL verwendet. Dieser muss eine hohe Zuverlässigkeit besitzen, um einerseits Schäden an der Lagerung des ATLs zu vermeiden und um konstante Randbedingungen während eines Testlaufes sicherzustellen und andererseits im dynamischen Betrieb regelbar sein. In Abbildung 5.2 ist der Aufbau des Ölkreislaufes schematisch dargestellt. Die Öltemperatur wird über einen Wärmetauscher **Ö1** und eine externe Konditionierung auf eine Solltemperatur am ATL-Eintritt **Ö8** geregelt.



ÖE	ATL-Öleintritt	Ö6	Bypassventil
ÖA	ATL-Ölaustritt	Ö7	Druck ATL-Öleintritt
Ö1	Wärmetauscher Ölkonditionierung	Ö8	Temperatur ATL-Öleintritt
Ö2	Drehzahlgesteuerte Ölpumpe	Ö9	Temperatur ATL-Ölaustritt
Ö3	Druckbegrenzungsventil	Ö10	Ölspeicher
Ö4	Elektr. Druckregelventil	Ö11	Ölvolumenstrommesser
Ö5	ÖlfILTER		

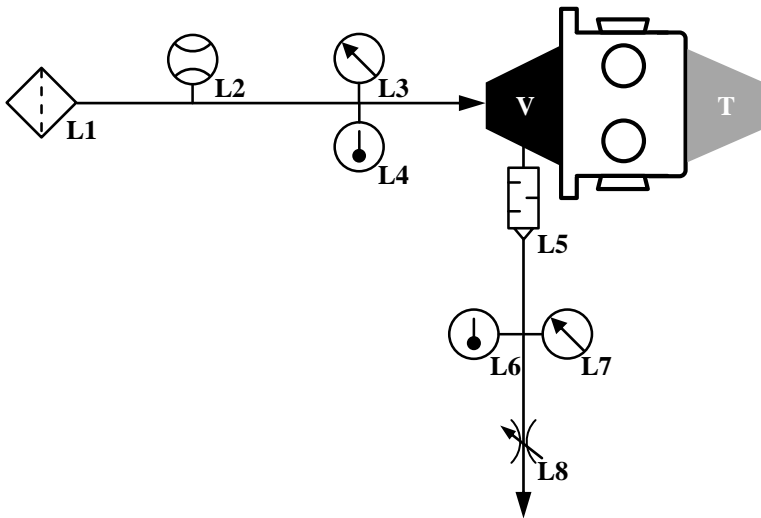
Abbildung 5.2: Schematische Darstellung des Ölkreislaufs

Auf diese Weise lässt sich die Öltemperatur mit einer Güte von  $\pm 2\%$  während eines Hochlaufs einhalten.

Die Regelung des Öldrucks erweist sich im instationären ATL-Betrieb als sehr komplex. Um eine möglichst hohe Regelgüte zu erzielen, wird eine kombinierte Lösung aus drehzahl geregelter Zahnradpumpe **Ö2** und elektrisch angesteuerten Druckregelventil **Ö4** eingesetzt. Abhängig vom einzustellenden Öldruck am ATL-Eintritt **Ö7** wird die Fördermenge der Zahnradpumpe **Ö2** so vorgesteuert, dass die vom Druckregelventil **Ö4** abgesteuerte Ölmenge über den Hochlauf möglichst konstant bleibt. Dadurch treten nur minimale Druckschwingungen in der Ölzuleitung zum ATL hin auf. Auch hier lässt sich eine Güte von  $\pm 2\%$  des Sollwertes über einen Hochlauf hinweg erreichen.

### 5.1.3 Ladeluft-Pfad

Der Ladeluft-Pfad des Versuchsaufbaus ist mit dem Focus, möglichst exakt reproduzierbare Bedingungen bei den Messungen zu realisieren, aufgebaut. In Abbildung 5.3 ist der prinzipielle Aufbau des Luftpfades dargestellt. Die Komponenten direkt vor (Reinluftleitung und Luftfiltergehäuse) und nach dem Verdichter (Schalldämpfer **L5**) wurden aus Original-Fahrzeugkomponenten aufgebaut. Der vom Motor separiert aufgebaute ATL besitzt somit eine mit dem Einbauzustand im PKW vergleichbare Zu- bzw. Abströmung am Verdichter. Mit der nach dem Verdichter angeordneten Drosselklappe **L8** wird der vom ATL geförderte Luftstrom gedrosselt und damit ein gewünschter Ladedruck am Verdichter-Austritt **L7** eingestellt. Ladedruck und geförderte Luftmasse haben über der Drosselklappenstellung gegenläufige Tendenzen. Die Klappenstellung wird so gewählt, dass sich aus motorischer Sicht ein Teillastbetriebspunkt einstellt, bei dem am Verdichter während eines Hochlaufes kein Pumpen auftritt.

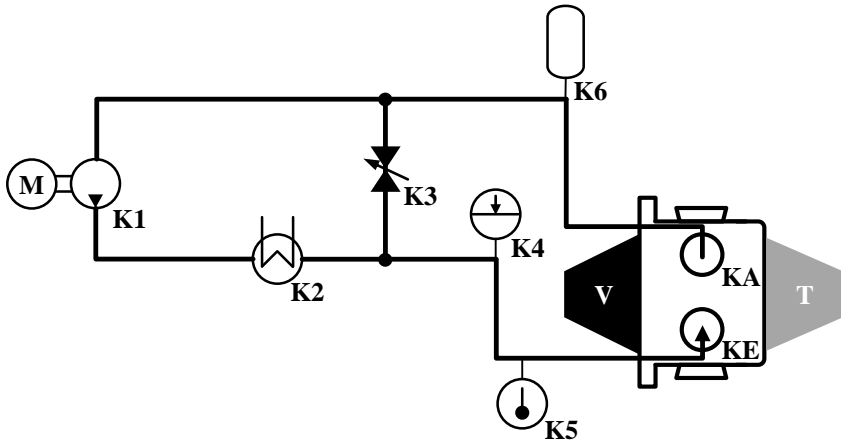


<b>L1</b> Luftfilter	<b>L5</b> Schalldämpfer
<b>L2</b> Luftmassenmesser	<b>L6</b> Temperatur-Ladeluft
<b>L3</b> Druck-Ansaugluft	<b>L7</b> Druck-Ladeluft
<b>L4</b> Temperatur-Ansaugluft	<b>L8</b> Drosselklappe
<b>V</b> Verdichter	

**Abbildung 5.3:** Schematische Darstellung des Ladeluft-Pfades

### 5.1.4 Kühlkreislauf

Die für diese Untersuchungen verwendeten ATLs sind im Fahrzeug wassergekühlt. Im Gegensatz zu rein ölgekühlten ATLs besteht so eine weitere Möglichkeit, die thermischen Belastungen zu mindern. Die Kühlung des ATL wird ebenfalls unabhängig vom Verbrennungsmotor aufgebaut. Die Wasserkühlung erfolgt mit konstanter Temperatur. Dadurch wird zum einen die thermische Belastung für die eingesetzten Wirbelstromsensoren reduziert und zum anderen eine Spieländerung in den Lagerstellen aufgrund thermischer Verzüge innerhalb des ATL-Gehäuses über alle Messungen hinweg minimiert.



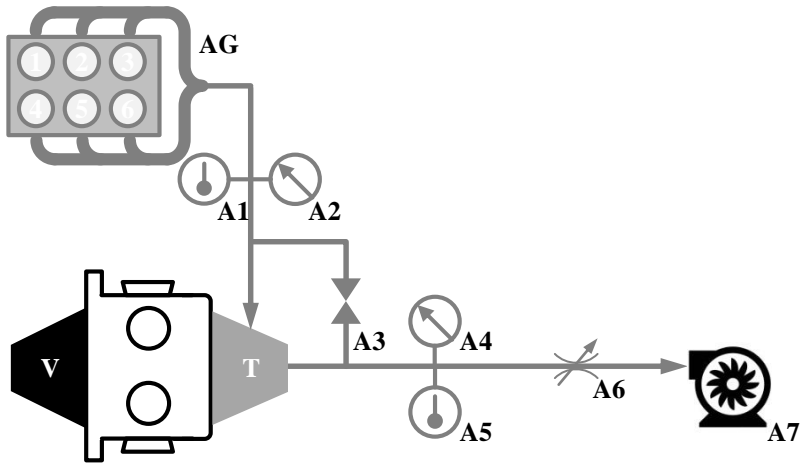
<b>K1</b> Elektr. Umwälzpumpe	<b>K4</b> Schauglas zur Nivauüberwachung
<b>K2</b> Wärmetauscher	<b>K5</b> Kühlwassertemperatur ATL-Eintritt
<b>K3</b> Bypassventil	<b>K6</b> Ausgleichsbehälter
<b>KE</b> Kühlwasser ATL-Eintritt	<b>KA</b> Kühlwasser ATL-Austritt

**Abbildung 5.4:** Schematische Darstellung des Kühlwasserkreislaufs

### 5.1.5 Abgas-Pfad

Für die Versorgung des ATLS mit Abgasenthalpie wird ein speziell auf den Versuchsaufbau abgestimmter Abgaspfad eingesetzt (Abbildung 5.5). Die deutlich längeren Wege zwischen Brennraum und Turbine in Folge des separierten Versuchsaufbaus führen zu Energieverlusten durch Reduzierung der Impulsenergie und einer niedrigeren Abgastemperatur auf Grund von Wärmeverlusten. Die untersuchten ATLS werden an Vierzylindermotoren mit einem Hubraum von 1.6l verbaut (vgl. [46]). Um die Verluste auszugleichen und den ATL dennoch in seinem vollständigen Betriebskennfeld betreiben zu können, wird als Abgasspender ein Saugmotor mit 3.5l Hubraum verwendet (vgl. [38]).





AG	Abgas-Generator	A4	Abgastemperatur nach Turbine
A1	Abgastemperatur vor Turbine	A5	Abgasdruck nach Turbine
A2	Abgasdruck vor Turbine	A6	Abgas Drossel
A3	Wastegate	A7	Abgasabsaugung
T	Turbine		

**Abbildung 5.5:** Schematische Darstellung des Abgas-Pfades

## 5.2 Auswahl des für die Untersuchungen verwendeten ATLS

Für die Untersuchungen werden ATLS mit ausgeprägtem Konstantton ohne weitere akustische Auffälligkeiten benötigt. In der Produktion bei ICSI werden auf Basis der Peak-Hold Analyse (vgl. Kapitel 3.2.2 auf S. 15) ATLS mit voraussichtlich ausgeprägtem Konstantton auf der Serienwuchtmachine ausgewählt. ATLS aus dieser Vorauswahl werden sowohl auf dem Heißgasprüfstand von ICSI, als auch auf dem für diese Untersuchungen entworfenen Versuchsaufbau im reflexionsarmen Motorprüfstand des FKFS detaillierter untersucht. Ein ATL, der bei Körperschallmessungen auf dem Heißgasprüfstand und bei Luft- und Körperschallmessungen im Akustikprüfstand die optimalen

Voraussetzungen für die Untersuchungen aufweist, wird als Forschungsobjekt ausgewählt.

Vor der für die Messtechnikausrüstung notwendigen Demontage wird die Wuchtgüte des ATLs auf der Prototypenwuchtmaschine rückvermessen, um nach der Remontage wieder einen möglichst identischen Zustand darstellen zu können. Dies erfolgt durch die Prototypenwerkstatt von ICSI. Die Rückvermessung der Wuchtgüte ergab eine sehr geringe Unwucht von ca. 1.5 m·g, was aufgrund der Auswahlkriterien von möglichst geringen weiteren akustischen Phänomenen ein zu erwartendes Ergebnis ist. Nach der Bearbeitung des ATL-Gehäuses und dem Einbau der Wegmesssensoren (vgl. Abschnitt 4.2 auf S.23) wurde der ATL in der Prototypenwerkstatt remontiert und auf derselben Prototypenwuchtmaschine vergleichbar mit seinem Ausgangszustand gewuchtet (vgl. Abschnitt 5.3.4 auf S.49).

Dieses Vorgehen bei De- und Remontage kommt auch bei allen Variantenumbauten im Projektverlauf zum Einsatz. Der Serienzustand des ATLs soll, mit Ausnahme der Variantenteile, bei jeder Remontage möglichst exakt erreicht werden.

### **5.3 Untersuchungsvarianten**

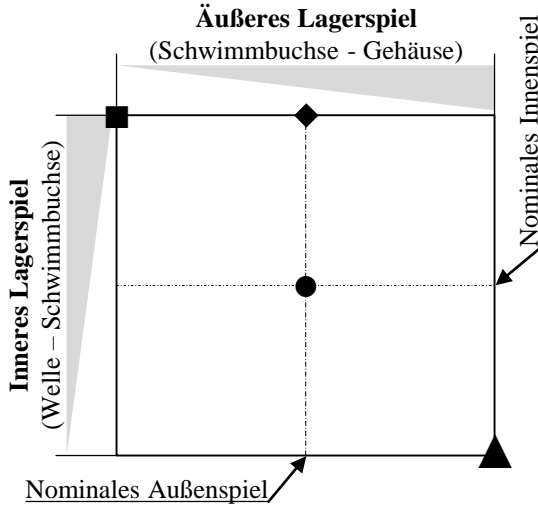
Um wirksame Einflussgrößen auf den Konstantton zu identifizieren werden Betriebsparameter, Montageeinflüsse und konstruktive Maßnahmen untersucht. Betriebsparameter wie Öldruck und -temperatur oder die Drosselklappenstellung sind während des Versuches über die Prüfstandsautomatisierung einstellbar. Alle anderen Maßnahmen erfordern Modifikationen am ATL. Als weitreichende Änderung müssen konstruktive Änderungen von Komponenten betrachtet werden. Da der Zusammenhang zwischen Konstantton und der radialen Lagerung klar nachgewiesen ist [39], beschränken sich die konstruktiven Maßnahmen im Rahmen dieser Untersuchungen auf die SBL.

### 5.3.1 Lagerspiel

Das Radialspiel des Rotors setzt sich aus dem äußeren Lagerspiel zwischen Schwimmbuchse und ATL-Gehäuse und dem inneren Lagerspiel zwischen Rotorwelle und Schwimmbuchse zusammen. Für die Serienfertigung werden die Komponentenabmessungen separat toleriert. Die Stahl-Komponenten Gehäuse und Rotorwelle weisen dabei eine sehr niedrige Toleranz auf, wodurch Abweichungen des Lagerspiels vom Sollmaß hauptsächlich von den Maßen der Schwimmbuchse abhängen. Betrachtet man die Spielgrößen separat, so ist das nominale äußere Lagerspiel dreimal größer im Vergleich zum nominalen inneren Lagerspiel. Durch die Toleranz des Außendurchmessers der Schwimmbuchse ergibt sich eine Spreizung zwischen einem großen und einem kleinen äußeren Lagerspiel von etwa 10 % des nominalen Lagerspiels. Am inneren Lager beträgt die Spreizung des Lagerspiels etwa 25 % des Nominalspiels. Die untersuchten Kombinationen aus Innen- und Außenspiel bewegen sich im Rahmen des zulässigen Toleranzfeldes und sind in Abbildung 5.6 grafisch dargestellt. Um weitere geometrische Einflüsse auszuschließen, werden beim Aufbau der Varianten, mit Ausnahme der beiden Schwimmbuchsen, immer dieselben ATL-Komponenten verwendet.

### 5.3.2 Lagerbauformen

Neben den Lagerspielen haben SBL noch viele Möglichkeiten bei der Variation von konstruktiven Parametern. Um eine möglichst hohe Vergleichbarkeit und Reproduktionsgenauigkeit der Varianten zu gewährleisten, wird davon abgesehen Modifikationen am Lagergehäuse vorzunehmen. Untersuchte Varianten müssen somit über eine Modifikation der Schwimmbuchsen realisiert werden. Dadurch war es nicht möglich, Lagerdurchmesser und -breite mit einzubeziehen. Der ATL ist serienmäßig mit glattem Außen- und Innenlager aufgebaut (Abbildung 5.7 oben). Um die Auswahl möglicher Geometrievarianten einzuschränken wurden bei ICSI simulative Parameterstudien durchgeführt. Dabei wurde das Potential einer Vielzahl von auch in der Realität umsetzbaren Buchsenbauformen (umlaufende radiale Außennut; umlaufende radiale Innennut; Axialnuten innen und/oder außen; Modifizierte Fasen außen und innen; ...) bezüglich ihrer Eignung zur Reduzierung des Konstanttons untersucht. SBL mit einer umlaufenden Innennut haben sich bei der für die Untersuchung verwen-



Symbol	Bezeichnung	Innenspiel	Außenspiel
■	GK	Groß	Klein
◆	GN	Groß	Nominal
●	NN	Nominal	Nominal
▲	KG	Klein	Groß

**Abbildung 5.6:** Toleranzfeld der untersuchten Radiallagerspielvarianten

deten ATL-Baureihe als potenziell am aussichtsreichsten erwiesen (Abbildung 5.7 unten) und wurden für die weiteren Untersuchungen von ICSI bereitgestellt. Die Toleranzfelder der Lager mit Innennut wurden im Vergleich zu den glatten Serienlagern nicht verändert, um den Einfluss der Nut gezielt untersuchen zu können.

Alle Varianten die im Rahmen der Untersuchung vermessen wurden, sind in Tabelle 5.1 aufgeführt. Diese umfasst neben der erörterten geometrischen Varianten auch Abwandlungen mit niederviskosem Schmieröl und gezielt verringerter Wuchtgüte, auf die im Folgenden noch genauer eingegangen wird, sowie Repromessungen einiger Varianten, über die ein Montageeinfluss auf den Konstantton oder eine etwaige grundlegende Änderung am akustischen Verhalten des ATLs überprüft werden sollen.

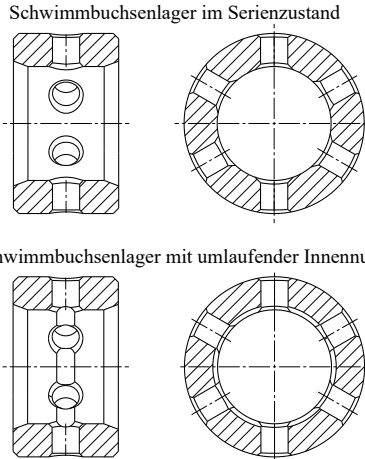


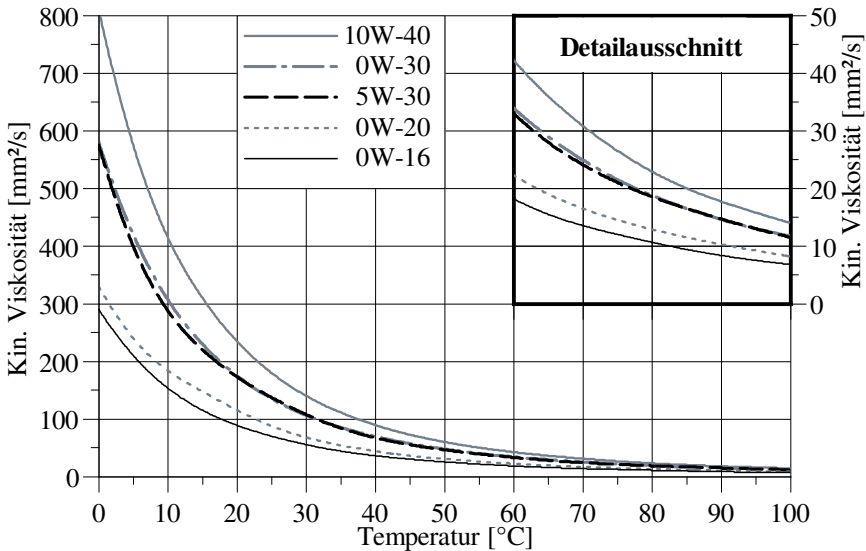
Abbildung 5.7: Bauformen der untersuchten Schwimmbuchsenlager

Tabelle 5.1: Untersuchte Baustufen und ihre Hauptmerkmale

Linie	Bezeichnung	Radiallager-Bauform	Innenspiel	Außenspiel	Anmerkung
—◆—	G_GN	Glatt	Groß	Nominal	Serienzustand
-◆-	G_GN-2	Glatt	Groß	Nominal	Repro-messung
-◆-	G_GN_WuVer	Glatt	Groß	Nominal	Schlechte Wuchtung
...◆...	G_GN_0W16	Glatt	Groß	Nominal	Öl 0W16
—■—	G_GK	Glatt	Groß	Klein	-
—▲—	G_KG	Glatt	Klein	Groß	-
—■—	IN_GK	Innennut	Groß	Klein	-
-■-	IN_GK-2	Innennut	Groß	Klein	Repro-messung
—●—	IN_NN	Innennut	Nominal	Nominal	-
...●...	IN_NN_0W16	Innennut	Nominal	Nominal	Öl 0W16
—▲—	IN_KG	Innennut	Klein	Groß	-

### 5.3.3 Ölviskosität

Zur Einhaltung der künftig geforderten CO<sub>2</sub> Grenzwerte kommen zur Reduzierung der mechanischen Motorreibung immer häufiger Mehrbereichsöle mit einer niedrigen kinematischen Viskosität zum Einsatz. Aufgrund der niedrigen Starttemperaturen bei den in der Zertifizierung verwendeten Fahrzyklen (NEDC 20-30 °C und WLTC 14 °C [62]) haben niederviskose Motoröle ein hohes CO<sub>2</sub> Einsparungspotential. Um den Einfluss dieser Öle auf das Konstanttonverhalten zu untersuchen, werden zwei Baustufen nicht nur mit dem serienmäßig verwendeten 5W-30 Motoröl, sondern auch mit einem 0W-16 Motoröl untersucht. Dies stellt zum Zeitpunkt der Untersuchung das Motoröl mit der niedrigsten kinematischen Viskosität dar, welches durch die Society of Automotive Engineers (SAE) spezifiziert wurde [54]. In Abbildung 5.8 sind



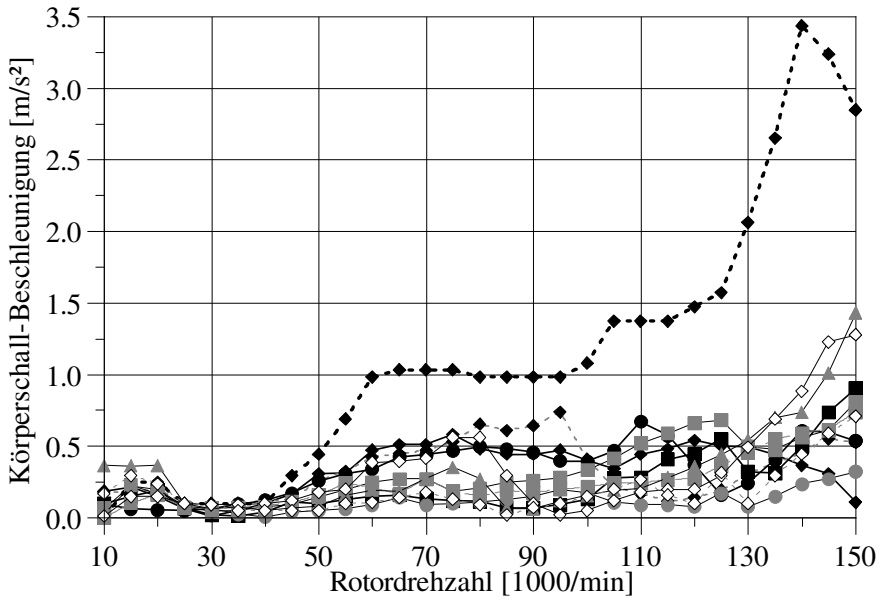
**Abbildung 5.8:** Kinematische Viskosität typischer Mehrbereichsöle in Abhängigkeit von der Öltemperatur

die Verläufe der kinematischen Viskosität im PKW-Bereich gängiger Mehrbereichsöle dargestellt. Das 0W-16 wurde auf Grund seiner deutlich niedrigeren Viskosität im für die Untersuchung relevanten Temperaturbereich zwischen 60 °C und 100 °C verwendet.

#### 5.3.4 Wuchtgüte

Um eine Vergleichbarkeit der Ergebnisse einzelner Baustufen bezüglich ihrer Konstanttonneigung beurteilen zu können, ist es das Ziel, alle Untersuchungen mit einem identischen Wuchtzustand durchzuführen (vgl. Abbildung 5.9). Um dies in der Realität möglichst gut umzusetzen, werden alle Baustufen mit einer sehr hohen Wuchtgüte kleiner 1.5 m·g Restunwucht aufgebaut. Um den Einfluss der Wuchtung auf die Konstanttonneigung zu untersuchen, wird anhand der Basisvariante eine Variante mit gezielt verschlechterter Wuchtgüte von 7.55 m·g dargestellt. Dieser Wuchtwert liegt noch im für die Serie realistischen Bereich. Eine weitere Verschlechterung der Wuchtgüte würde zu einem deutlich erhöhten Unwuchtheulen führen, was eine Aussonderung in der Produktion zur Folge hätte. Damit hätten ATLs einer solchen Wuchtgüte keine Relevanz für das Geräusch im Serienfahrzeug. Die Umsetzung dieser Variante erfolgt auf Basis des Serienzustandes. Um Montageeinflüsse auszuschließen, wird der ATL nach der Basisvermessung nicht demontiert, sondern nur rückgewuchtet. Dabei wird die Wuchtgüte auf einen niedrigeren, aber noch serientauglichen Wert eingestellt.

Varianten, bei denen der Einfluss des Schmieröls untersucht wird, werden mit der ursprünglichen Wuchtung dieser Baustufe gefahren und nicht separat gewuchtet.



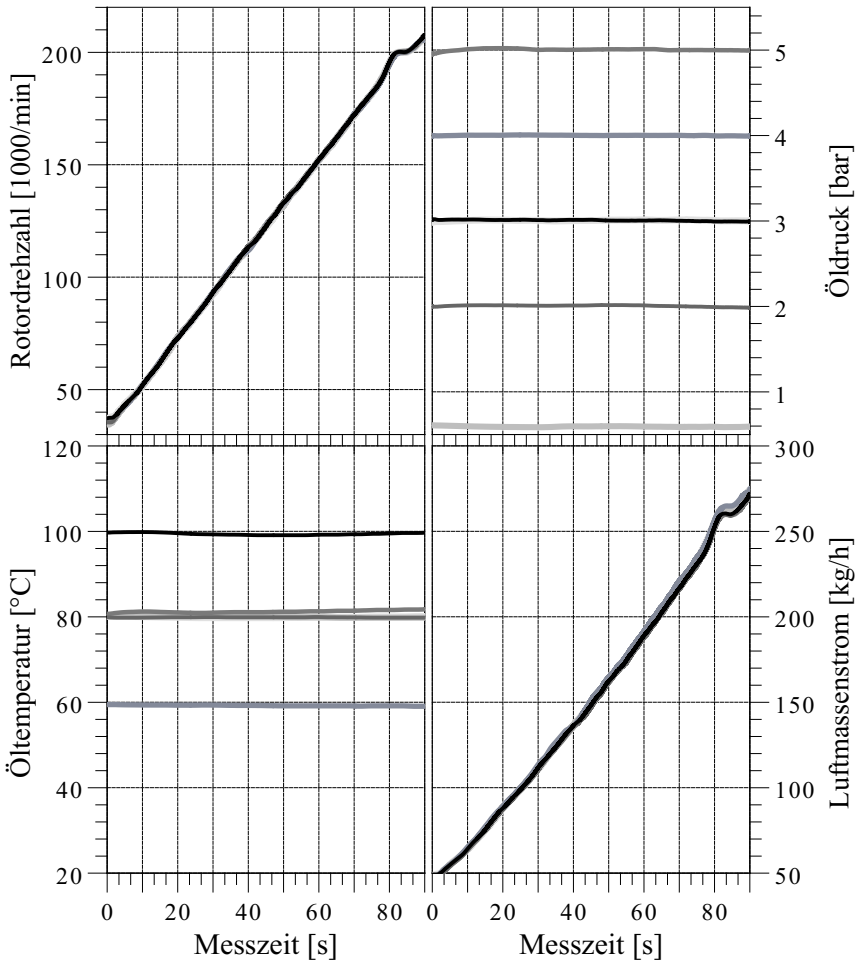
Linie	Bezeichnung	Unwucht [m·g]	Linie	Bezeichnung	Unwucht [m·g]
—◆—	G_GN	1.76	—■—	IN_GK	1.59
-◆-	G_GN-2	1.39	-■-	IN_GK-2	1.62
-◆-	G_GN_WuVer	7.55	●	IN_NN	0.55
—■—	G_GK	1.26	—▲—	IN_KG	1.94
—▲—	G_KG	1.90	◇	ATL2_G	1.70
			-◇-	ATL2_G-2	1.25

Abbildung 5.9: Unwuchtbeschl. auf einer Prototypenwuchtmaschine

### 5.3.5 Betriebsparameter

Die im Rahmen der Arbeit untersuchten Betriebsparameter sind der am ATL-Eintritt anstehende Öldruck und die dort herrschende Öltemperatur sowie die Stellung der Drosselklappe nach dem Verdichter (Abbildung 5.3-L8 auf S.41). Die Variation der Betriebsparameter dient dem Nachweis der Stabilität und





**Abbildung 5.10:** Verlauf der Betriebsparameter während eines Testlaufs

Robustheit der im Rahmen der Arbeit untersuchten Varianten. Bei der Öltemperatur werden Stufen von 60 °C, 80 °C und 100 °C untersucht. Kaltstart und Hochtemperaturbereiche werden bewusst nicht mitbetrachtet, da der Konstanton hier keine Relevanz besitzt. Die untersuchten Öffnungswinkel der Drossel-

klappe umfassen 25 %, 40 % und 55 %. Damit ist der gesamte relevante Lastbereich des Motorkennfeldes abgedeckt. Die einzelnen Stufen des Öldrucks decken den gesamten vom Hersteller freigegebenen Druckbereich ab. Von der unteren Grenzen bei 0.5 bar wurde ein Sicherheitsvorbehalt von 0.1 bar eingeräumt, da eine Unterschreitung des Grenzwertes zur direkten Beschädigung der ATLs führen kann. Hierdurch ergeben sich Stufen von 0.6 bar, 1 bar, 2 bar, 3 bar, 4 bar und 5 bar.

Die Messungen jeder Variante erfolgen mit einem bezüglich der Betriebsparameter vollfaktoriellen Versuchsplan. In Abbildung 5.10 sind die qualitativen Verläufe der Rotordrehzahl, des Öldrucks, der Öltemperatur und der geförderten Luftmasse bei einer konstanten **Drosselklappenposition** (DKP) über der Zeit dargestellt. Der Vergleich zeigt identische Messbedingungen bei allen Varianten.

## 5.4 Versuchsdurchführung

Die Messungen finden im reflexionsarmen Motorenprüfstand des FKFS statt. Sie werden aus Sicht des ATLs als quasistationäre Drehzahlhochläufe unter konstanten Randbedingungen durchgeführt. Jeder Testlauf erfolgt als Drehzahlhochlauf von 36 000 U/min bis 204 000 U/min bei einer Messdauer von 84 Sekunden (vgl. Abbildung 5.10). Der daraus resultierende Gradient von 2000 U/min pro Sekunde ist ausreichend gering, um alle für den Konstantton relevanten transienten Vorgänge in stationäre Zustände resultieren zu lassen. Dies ergibt eine hohe Reproduktionsgüte der Testläufe und eine ausreichende zeitliche Auflösung für eine exakte Frequenzanalyse. Um eine gute Vergleichbarkeit der einzelnen Testläufe sicher zu stellen werden diese vollautomatisiert durchgeführt.

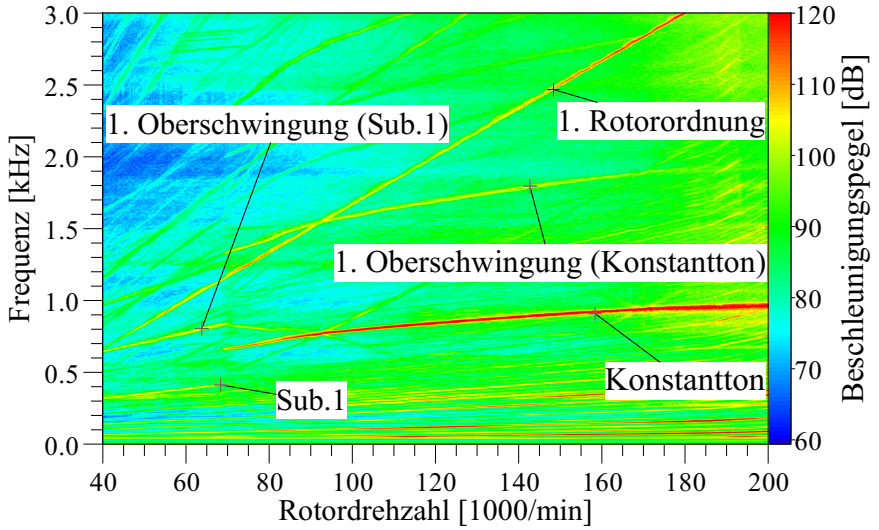
Einflussgrößen, die nicht einer direkten Konditionierung unterliegen, werden zu Beginn jeder Messung auf einen definierten Startwert eingestellt. Beispielsweise wird ein Testlauf erst dann gestartet, wenn die Temperatur der Oberfläche des ATL-Gehäuses 80 °C aufweist. Dadurch ist die Vergleichbarkeit aller Varianten und Parametervariationen über einen langen Zeitraum sichergestellt.

# 6 Ergebnisse

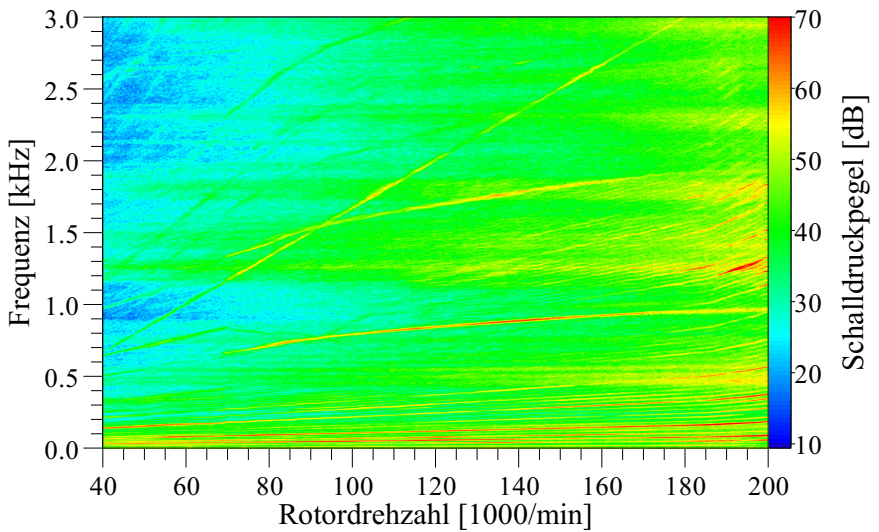
## 6.1 Basismessungen

Als Ausgangspunkt der Untersuchung standen Körperschallmessungen des Serien-ATLs. Die Betriebsparameter wurden vergleichbar zur Serienwuchtmaschine eingestellt. Die Rotorlagerung wurde mit einem Druck von 3 bar und einer Temperatur von 80°C mit einem SAE 5W-30 Mehrbereichsöl versorgt. Zur statistischen Absicherung der Ergebnisse werden die Spektren der Einzelhochläufe über der Drehzahl geführt, zu gemittelten Hochläufen zusammengefasst, sodass nur reproduzierbare und charakteristische Merkmale in die Ergebnisdiskussion einfließen.

In der Analyse des wiederum über alle Beschleunigungsaufnehmer (vgl. Abschnitt 4.3) gemittelten APS (Abbildung 6.1) sind der Konstantton, dessen erste Oberschwingung, die Sub1 und deren Oberschwingung sowie die 1. Rotorordnung deutlich zu erkennen. Im APS ist die 1. Rotorordnung als drehzahlproportionale Ursprungsgerade am sichersten zu identifizieren. Zu Beginn des Hochlaufes tritt die Sub1 mit 324 Hz auf. An diesem Punkt ist die Frequenz sehr nahe an der  $\frac{1}{2}$ . Rotorordnung. Verfolgt man dessen Verlauf bis zum Ende des Phänomens bei 69 000 U/min und 420 Hz, entspricht dies der 0.37 Rotorordnung und das Phänomen ist somit nicht den harmonischen Phänomenen zuzuordnen. Eine 1. Oberschwingung des Phänomens ist eindeutig zwischen 648 Hz und 840 Hz einzuordnen. In der Höhe des Pegels sind das Grundphänomen und die Oberschwingung vergleichbar, liegen aber deutlich unter den Pegeln des Konstanttons. Dieser setzt bei der selben Rotordrehzahl ein, bei der die Sub1 abrupt endet. Während die Sub1 mit einer Frequenz von 420 Hz endet, besitzt der Konstantton zu Beginn eine Frequenz von 668 Hz, sie steigt über den Hochlauf auf 968 Hz bei Maximaldrehzahl an. Die Oberschwingung des Konstanttons weist deutlich niedrigere Pegel auf und ist im oberen Drehzahlbereich auch nur noch schwach zu identifizieren. Eine genaue Betrachtung der Pegel von Konstantton und 1. Rotorordnung über der Rotordrehzahl erfolgt später in diesem Abschnitt.



**Abbildung 6.1:** Gemitteltetes Körperschall-APS des Basiszustandes



**Abbildung 6.2:** Luftschall-APS des Basiszustandes

Wie im Körperschall ist auch im Luftschall der Konstantton das für diesen ATL prägende Geräuschphänomen (Abbildung 6.2). Die 1. Rotorordnung und die Oberschwingung des Konstanttons zeigen sich auch hier, sind aber im Vergleich mit dem Körperschall weniger ausgeprägt. Die Sub1 und ihre Oberschwingung hingegen werden nicht direkt vom ATL in den Luftschall abgestrahlt und sind hier nicht von Relevanz. Bei hohen Rotordrehzahlen treten im Luftschall breitbandige Strömungsgeräusche auf, welche ihre Ursache nicht in der Rotorlagerung haben und hier nicht weiter bewertet werden.

Da der Vergleich absoluter Pegel im APS schwer fällt, werden die Pegelverläufe der 1. Rotorordnung und eines für den Konstantton repräsentativen Bandpasspegels (vgl. Abschnitt 3.2.2) in Abbildung 6.3 sowohl für Körper- wie auch Luftschall dargestellt. Zu Beginn des Hochlaufes liegen die Pegel beider Phänomene auf ähnlichem Niveau. Im für den Motorbetrieb relevanten Drehzahlbereich über 100 000 U/min liegt der Konstantton im Pegel dann deutlich über dem der 1. Rotorordnung. Eine Reduzierung des Konstanttons kommt dem Geräuschkomfort des PKWs direkt zugute.

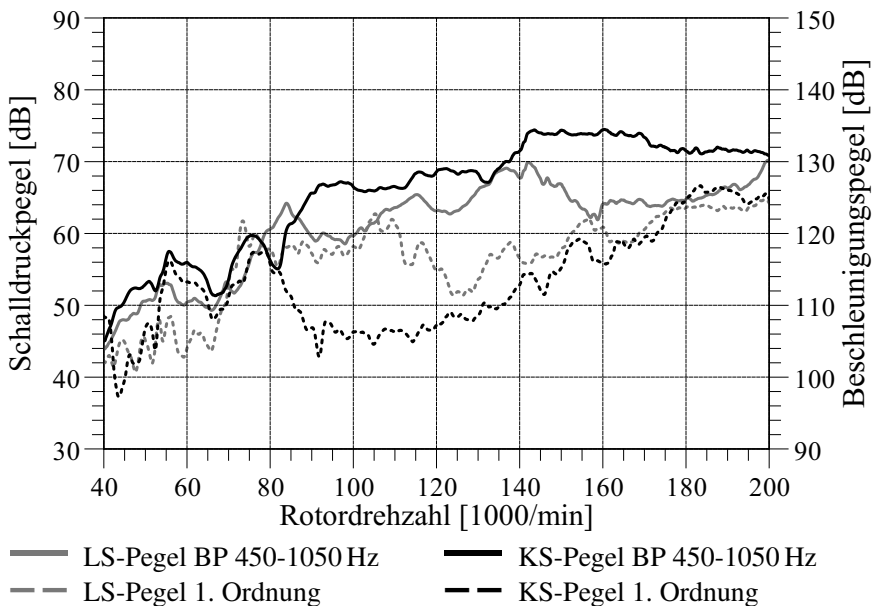
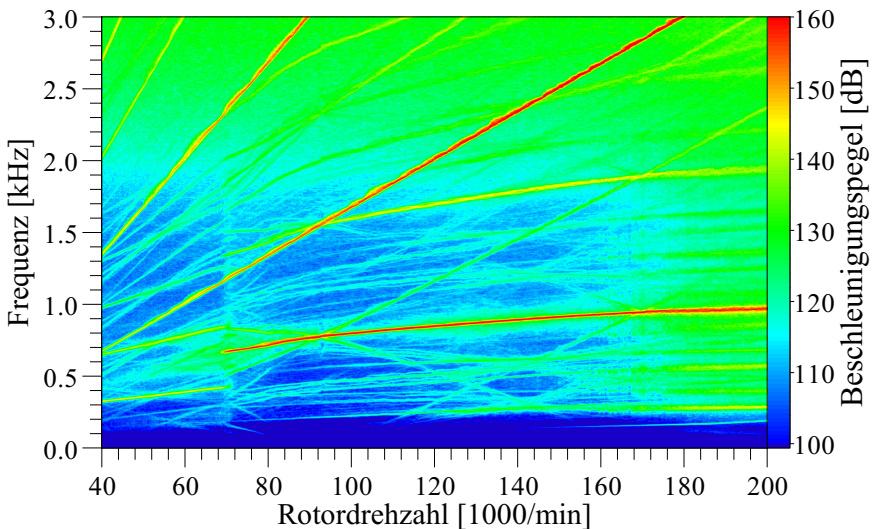


Abbildung 6.3: Verhältnis der Pegel zwischen Konstantton und 1.Ordnung

### 6.1.1 Spektrale Analyse der Verlagerungsbahnmessung

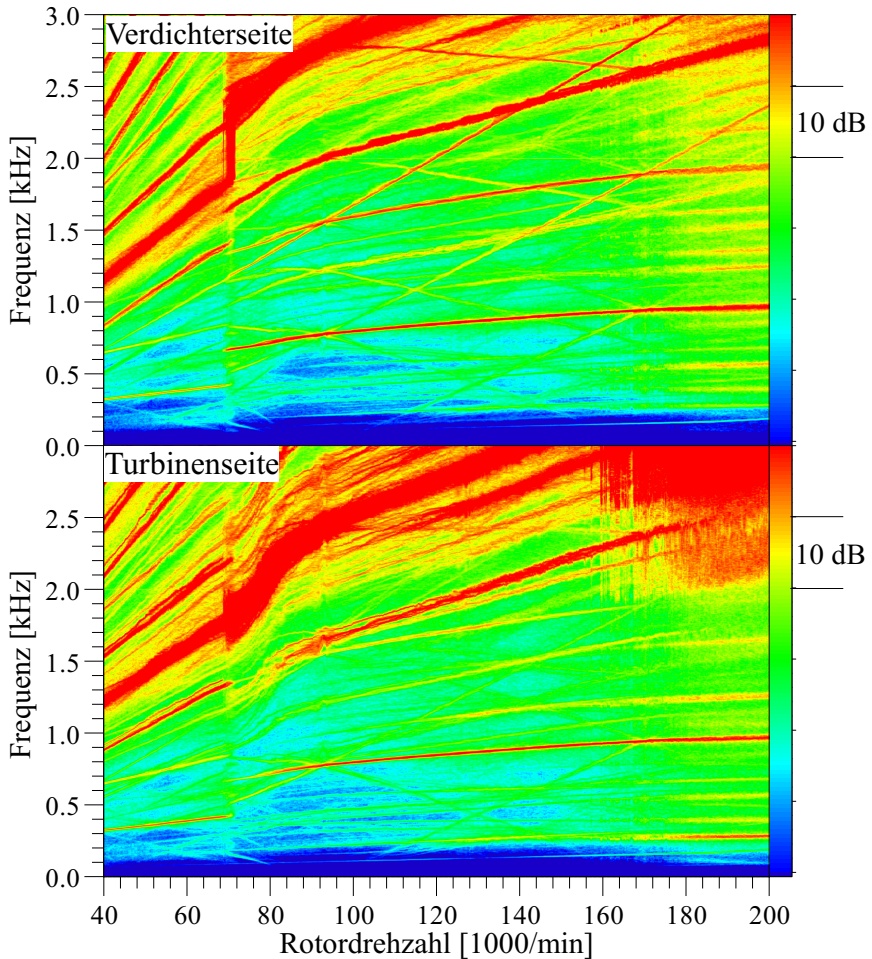
Die Ursache der subsynchronen Schwingungen liegt direkt in der radialen Lagerung des Rotors. Die Phänomene sollten auch in den Signalen der für die Verlagerungsbahnmessung verwendeten Wirbelstrom-Wegmess-Sensoren nachweisbar sein. Um eine bessere Vergleichbarkeit mit den Ergebnissen der gemessenen Körperschallsignale zu erreichen, werden die Wegsignale zweifach differenziert. Im Spektrum der vier gemittelten Signale (Abbildung 6.4) sind alle im Körperschall identifizierten Phänomene klar erkennbar. Diese besitzen deutlich höhere Pegel was die Rotorverlagerung als Erreger der Schwingungen und nicht als fremderregte Erscheinung ausweist.

Um den Körperschallleitweg vom Rotor über die Schwimmbuchsen an das Gehäuse nachzuvollziehen, bietet sich die Möglichkeit, die Signale der Buchsendrehzahlsensoren spektral zu analysieren. Da die Kalibrierung dieser Sensoren aber nicht auf einen definierten Abstand, sondern auf das Erfassen der Ölbohrungen in den Schwimmbuchsen erfolgte, ist eine absolute Angabe von Pegeln nicht möglich. Die Dynamik der Diagramme in Abbildung 6.5 folgt den Luft-



**Abbildung 6.4:** Gemitteltes APS der Wegmesssensoren im Basiszustand

und Körperschalldiagrammen. Mit den höchsten Pegeln im APS tritt die Passierfrequenz der Bohrungen in der Schwimmbuchse auf, diese liegt aber sowohl auf Verdichter- als auch auf Turbinenseite schon zu Beginn des Hochlaufs über 1 kHz und ermöglicht es so, die subsynchronen Frequenzen dennoch beurteilen zu können. Die Grundschwingungen von Sub1 und Sub2 sind in der Beschleunigung beider Schwimmbuchsen klar zu erkennen. Diese übertragen



**Abbildung 6.5:** Gemitteltetes APS der Wegmesssensoren im Basiszustand

die Rotorschwingungen vom inneren auf den äußeren Schmierpalt, von wo sie auf das Lagergehäuse des ATLs übertragen werden.

### 6.1.2 Drehzahlen der Schwimmbuchsenlager

Während eines Hochlaufs zeigen die Buchsendrehzahlen einen unterproportionalen Anstieg über der Rotordrehzahl. Bei niedriger Rotordrehzahl sind die Drehzahlen auf Turbinen- und Verdichterseite zunächst nahezu identisch. Bei 69 000 U/min ist ein deutlicher Sprung in der verdichterseitigen Buchsendrehzahl von 18 300 U/min auf 23 300 U/min zu verzeichnen (Abbildung 6.6). Dies entspricht genau dem Zeitpunkt des Einsetzens des Konstanttons in den APS. Eine genaue Untersuchung der Einzelhochläufe zeigt, dass der Sprung innerhalb weniger Rotorumdrehungen erfolgt und der Konstantton immer synchron zu diesem Sprung auftritt und die Sub1 zeitgleich endet. Die Rotordrehzahl, bei der der Sprung auftritt, ist bei konstanten Randbedingungen immer nahezu identisch. Bei zehn aufeinanderfolgenden Hochläufen ist die Streuung der Drehzahlen, bei welcher der Sprung auftritt, kleiner einem Prozent. Dieses Verhalten wurde schon früher an ATLs hubraumstärkerer Motoren in dieser Form gemessen [39].

Mit dem Einsetzen des Konstanttons ändert sich an der Schwimmbuchse das Verhältnis zwischen der Reibung im inneren und äußeren Schmierfilm, sodass das vom Rotor auf die Schwimmbuchse übertragene innere Drehmoment größer ist und diese Beschleunigt. Mit zunehmender Buchsendrehzahl steigt auch das außen wirkende, bremsende Drehmoment an bis ein Gleichgewichtszustand erreicht und die Buchse eine quasistationäre Drehzahl hat. Ebenfalls charakteristisch sind starke Schwankungen der turbinenseitigen Buchsendrehzahl ab 180 000 U/min Rotordrehzahl. Das angenommene Anlaufen der Buchse im Gehäuse konnte durch eine optische Inspektion am Ende der Messreihe nicht bestätigt werden. Die Buchse weist auch nach längerer Laufzeit keine Merkmale von Festkörperreibung auf.

Da ein offensichtlicher Zusammenhang zwischen der Rotation der Schwimmbuchsen und dem Konstantton besteht, ist eine Gegenüberstellung von Drehfrequenzen und der Frequenzen der subsynchronen Phänomene naheliegend.

Vergleicht man die Frequenzen, mit denen die subsynchronen Schwingungen in den APS auftreten mit den Drehfrequenzen des Rotors und der Schwimm-



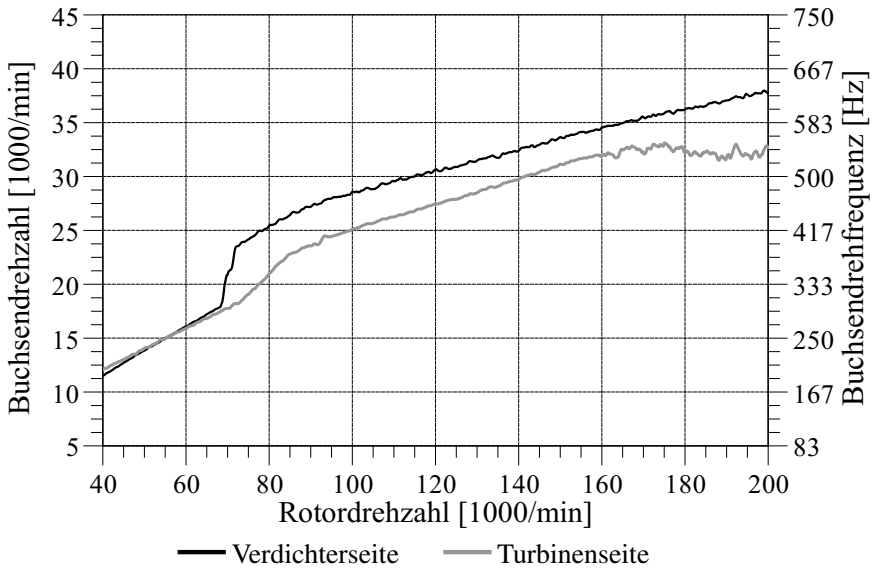


Abbildung 6.6: Gemessene Drehzahlen der Schwimmbuchsen (Basis)

buchsen, lässt sich kein linearer Zusammenhang ableiten (Tabelle 6.1). Die Verhältnisse aus der jeweiligen aktiven Subsynchronen und der Drehfrequenz der einzelnen Schwimmbuchsen schwanken zwischen 1.4 und 2.3.

Tabelle 6.1: Drehfrequenzen von Rotor und Schwimmbuchsen, Frequenzen der Subsynchronen und ihre Verhältnisse zu den Drehfrequenzen

$n_{Rot}$ [1000/min]	$F_{Rot}$ [Hz]	$F_{Sub1}$ [Hz]	$F_{Sub2}$ [Hz]	$F_{vs}$ [Hz]	$F_{TS}$ [Hz]	$F_{Sub}/F_{vs}$ [-]	$F_{Sub}/F_{TS}$ [-]
40	667	324	-	193	200	1.68	1.62
69	1150	420	-	303	291	1.39	1.44
70	1167	-	668	384	297	1.74	2.25
100	1667	-	796	475	416	1.68	1.91
150	2500	-	908	560	517	1.62	1.76
200	3333	-	968	632	546	1.53	1.77

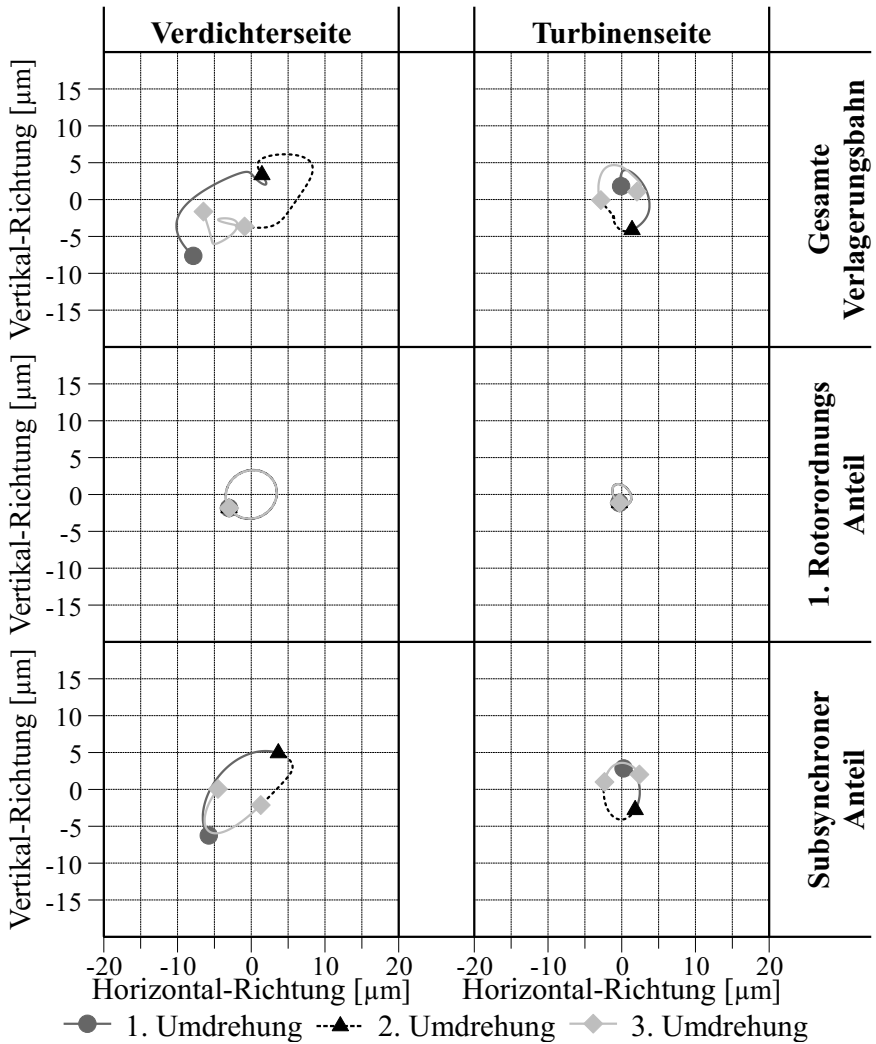
Auch aus der Literatur bekannte Ansätze lieferten kein zufriedenstellendes Ergebnis zu diesen Zusammenhängen (vgl. [35], [22]).

### **Analyse der Verlagerungsbahnmessung**

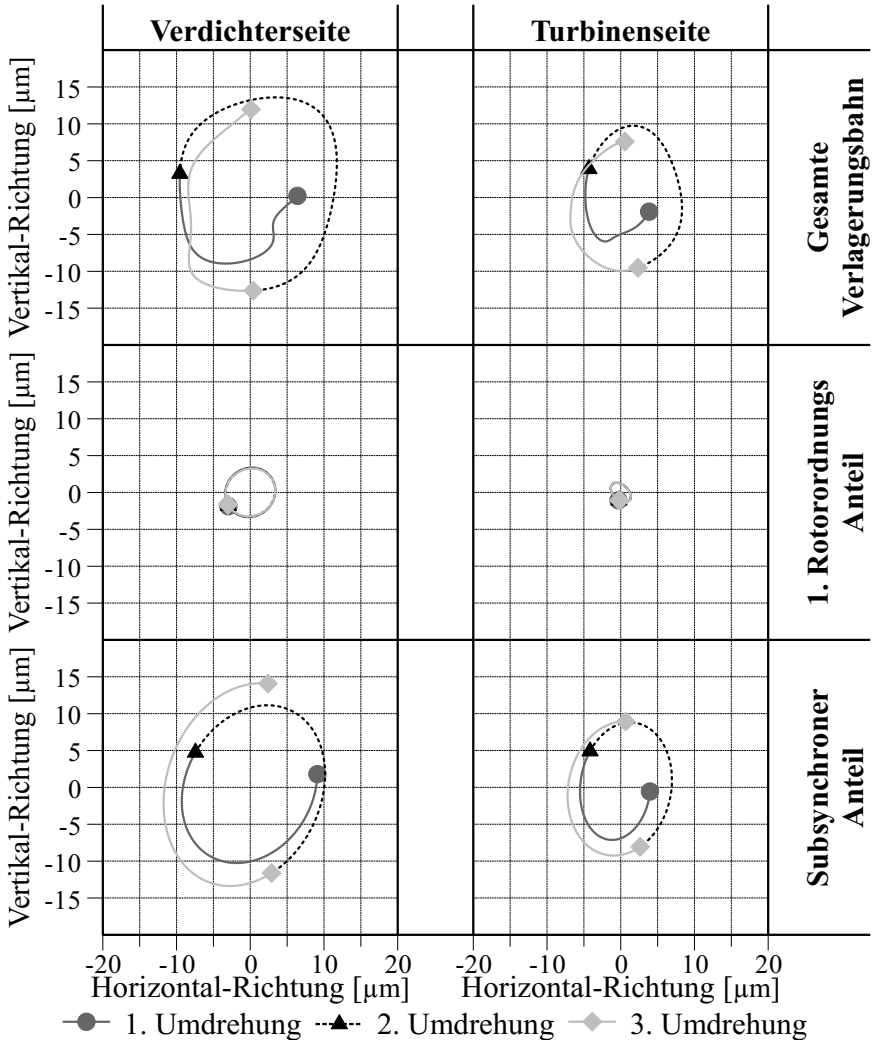
Die Messung der Verlagerungsbahn des Rotors auf Verdichter- und Turbinenseite liefert weitere wichtige Erkenntnisse. In den Abbildungen 6.7 und 6.8 sind oben jeweils die vollständigen, gemessenen Verlagerungsbahnen von drei aufeinanderfolgenden Rotorumdrehungen vor und nach dem Sprung in der Buchsendrehzahl abgebildet. Auf der Verdichterseite haben die Bahnen einen größeren Durchmesser im Vergleich zur Turbinenseite. Dies ist durch die Lage der Messebene auf Verdichterseite zu erklären, diese liegt an einem freien Wellenende. Hier hat die Durchbiegung des Rotors einen deutlich größeren Einfluss als auf der Turbinenseite, wo sich die Messebene zwischen den beiden Radiallagern befindet.

Um das Verhalten der Wellenverlagerung besser zu verstehen, wurden die Anteile der Rotordrehung und der Subsynchronen separiert und in den mittleren bzw. unteren Diagrammen separat dargestellt. Für die Anteile der 1. Rotorordnung ergeben sich für jede Rotorumdrehung in sich geschlossene Bahnkurven. Die Anteile der Subsynchronen hingegen ergeben pro Rotorumdrehung nur Bogensegmente. Stellt man die Verdichter- und Turbinenseite dieses Anteils gegenüber, erkennt man, dass die Bewegung des Rotors vor dem Sprung gegenphasig und gleichläufig ist. Dies stimmt mit der in der Literatur beschriebenen konischen Gleichlaufmode der Sub1 überein (vgl. Abschnitt 2.4.2 auf S. 7).

Die Rotordrehzahl ändert sich während des Sprunges nur minimal, sodass am Anteil der 1. Ordnung kein Anstieg in der Amplitude erkennbar ist. Die Bahnkurven des subsynchronen Anteils hingegen verdoppeln ihre Amplitude innerhalb von ca. 50 Rotorumdrehungen (Abbildung 6.8 unten). Die signifikanteste Änderung dabei ist aber, dass sich im Vergleich zwischen Verdichter- und Turbinenseite nun eine klare gleichphasige und gleichläufige Bewegung ergibt. Diese Analyse der Bewegungsform der subsynchronen Schwingungen stimmt auch mit den Ergebnissen in der Literatur überein (vgl. [7], [8], [22], [40], [49] und [56]).



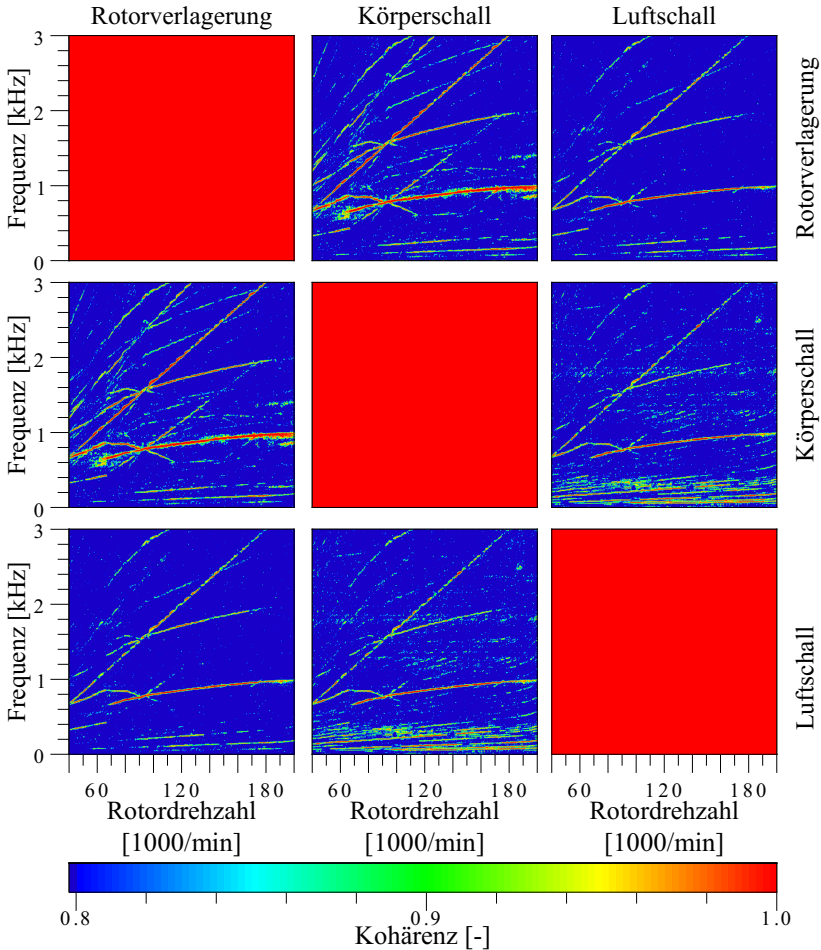
**Abbildung 6.7:** Verlagerungsbahn des Rotors und ihre Anteile vor dem Sprung in der Buchsendrehzahl



**Abbildung 6.8:** Verlagerungsbahn des Rotors und ihre Anteile nach dem Sprung in der Buchsendrehzahl

### Untersuchung der Entstehung mittels Kohärenzbetrachtung

Erstellt man einen Kreuzvergleich der Kohärenz (vgl. Abschnitt 3.2.1 auf S. 14) zwischen einem Kanal der Rotorverlagerung, einem Körperschallsignal und dem gemessenen Luftschall, ergibt sich ein eindeutiges Ergebnis (Abbildung



**Abbildung 6.9:** Kohärenzen zwischen Rotorverlagerung, Körper- und Luftschall

6.9). Die Farbskala wurde so gewählt, dass der ähnliche Signalinhalt eindeutig identifizierbar ist, alle von Blau abweichenden Bereiche weisen eine Ähnlichkeit der Signale auf. Der Konstantton, seine 1. Oberschwingung, sowie die 1. Rotorordnung weisen von der Rotorverlagerung über den Körperschall bis hin zum Luftschall eine sehr hohe Kohärenz auf. Dies ist ein experimenteller Beleg dafür, dass der Konstantton seine Entstehung in der Bewegung des Rotors innerhalb dessen Laufspiels hat. Eine hinreichende Begründung für Variantenuntersuchungen zur Optimierung der Wellenbewegung hin zu niedrigeren Pegeln ist damit gefunden.

## **6.2 Einflussgrößen**

### **6.2.1 Einfluss des Versorgungsöldrucks**

Der Versorgungsöldruck wird bei allen Messungen auf den Wert am Gehäuseeintritt des ATLS geregelt. Dieser darf nicht mit dem im Schmierpalt auftretenden hydrodynamischen Druck, welcher für die Tragfähigkeit des Schmierfilms im Spalt verantwortlich ist, verwechselt werden. Der Schmierölkreislauf wird so aufgebaut, dass im Rahmen der Funktionsfähigkeit des ATLS jeder Öldruck unabhängig von Temperatur und geförderter Luftmenge eingestellt werden kann (vgl. Abschnitt 5.1.2 auf S. 38).

Die Auswirkungen der Variation des Versorgungsöldrucks sind anhand der Buchsendrehzahl auf Verdichterseite deutlich zu erkennen. Zum Start eines Hochlaufs ist die Buchsendrehzahl umso niedriger, je höher der Öldruck ist. Zu erklären ist dies dadurch, dass die Zuführung des Öls über einen Sichelausschnitt am Umfang des Lagers erfolgt und ein höherer Druck des einströmenden Öls die Reibung im äußeren Schmierfilm erhöht. Sehr interessant ist die Tatsache, dass der Zeitpunkt des Sprungs in der Buchsendrehzahl sich mit steigendem Versorgungsöldruck hin zu höheren Rotordrehzahlen verschiebt. Auch das absolute Drehzahlniveau der Buchse ändert sich. In Tabelle 6.2 sind die Eckpunkte des Drehzahlverlaufs der Schwimmbuchse abhängig vom Öldruck zusammengefasst. Das Drehzahlniveau steigt mit dem Versorgungsöldruck, dabei ergeben sich die größten Unterschiede im Bereich des Sprungs. Gegen Ende des Hochlaufs nähern sich die Drehzahlen wieder an, bleiben aber entspre-

**Tabelle 6.2:** Eckpunkte des Drehzahlverlaufs der Schwimmbuchse auf VS

Öldruck [bar]	Rotordrehzahl bei Sprung [1000/min]	Startdrehzahl Buchse [1000/min]	Drehzahl vor Sprung [1000/min]	Drehzahl nach Sprung [1000/min]	Enddrehzahl Buchse [1000/min]
0.6	43.0	12.3	13.1	16.0	37.2
1	47.9	12.3	14.3	17.7	37.2
2	61.6	11.9	17.0	22.0	37.4
3	69.0	11.5	18.3	23.3	37.7
4	77.2	9.7	18.9	24.9	38.6
5	84.4	6.8	19.5	25.9	39.0

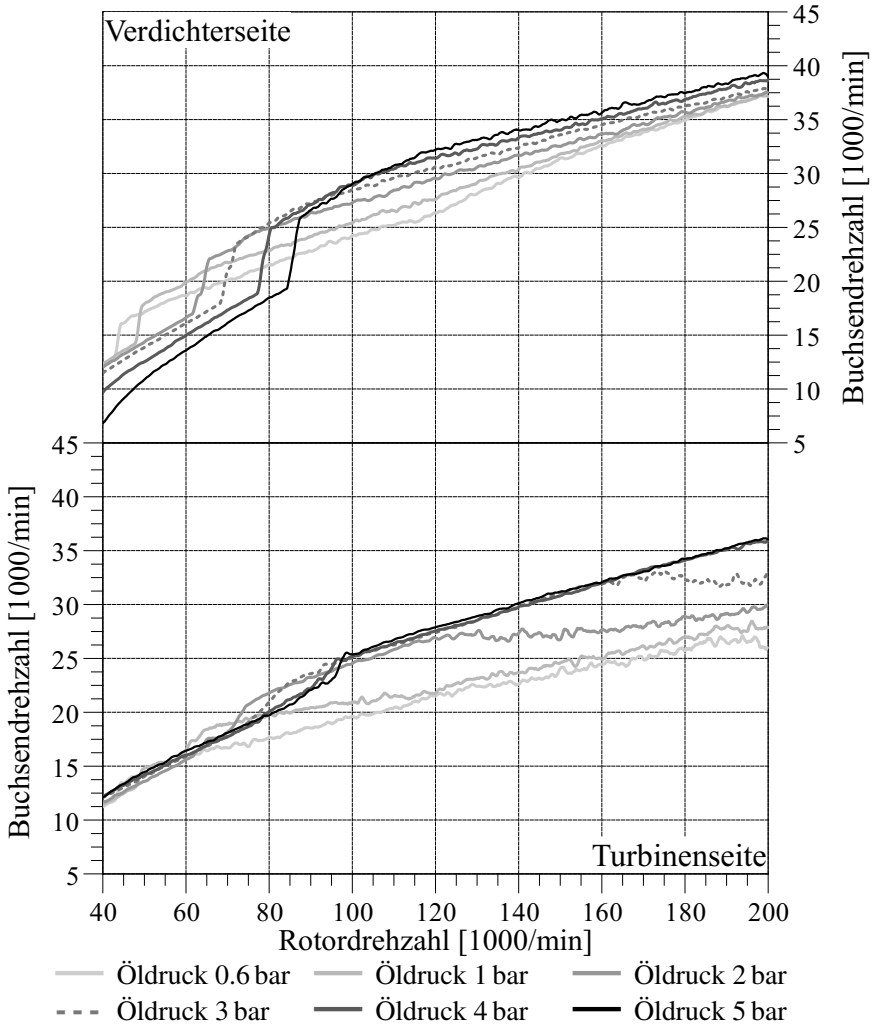
chend des Druckniveaus gestaffelt.

Die Einflüsse auf die turbinenseitige Buchsendrehzahl zeigen ein anderes Bild. Zunächst ist die Buchsendrehzahl bei allen Öldrücken identisch. Der Unterschied zur Verdichterseite lässt sich voraussichtlich durch die höhere Wärmeausdehnung des Gehäuses auf dieser Seite und den damit vermutlich höheren Leckageölströmen erklären. Bei hohen Drehzahlen dreht sich die Schwimmbuchse mit geringerem Öldruck langsamer. Ab etwa 3 bar sind zu höheren Öldrücken hin aber nur geringe Änderungen zu messen.

Die gemessenen, geförderten Ölmengen zeigen ein zu erwartendes Bild (Abbildung 6.11): Je höher der Versorgungsöldruck, desto höher ist die durch den ATL geflossene Ölmenge. Bei hohen Öldrücken ist über der Rotordrehzahl ein Absinken des Ölmassenstroms zu verzeichnen. Die Schwimmbuchsenlager wirken hier vergleichbar mit einer Zentrifugalpumpe, die das Öl nach außen fördert. Je schneller sich das Lager dreht, desto höher wird der Durchflusswiderstand des ATL und der Ölmassenstrom reduziert sich.

Eine Zusammenfassung der Eckpunkte des Verlaufs des Konstanttons aus den Körperschall-APS (Tabelle 6.3) zeigt einen mit der Drehzahl des verdichterseitigen Lagers korrespondierenden Trend. Mit höheren Drehzahlen der Schwimmbuchse steigt auch die Frequenz des Konstanttons an. Ein direkter Einfluss des Öldrucks auf den Konstantton ist deutlich.

In den APS zeigte sich auch ein Einfluss des Öldrucks auf den Körperschallpegel des Konstanttons. Nutzt man die in Abbildung 6.3 eingeführte Form



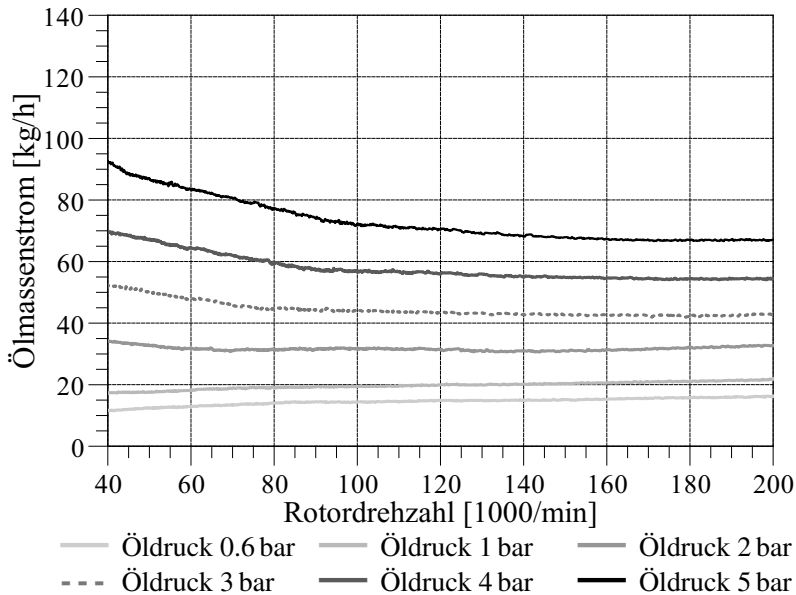
**Abbildung 6.10:** Einfluss des Öldrucks bei 80 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl

der Darstellung, wird deutlich, dass sich nicht nur die Frequenz des Konstantons verändert, sondern dass sich auch der Pegel in dem im Fahrzeug rele-



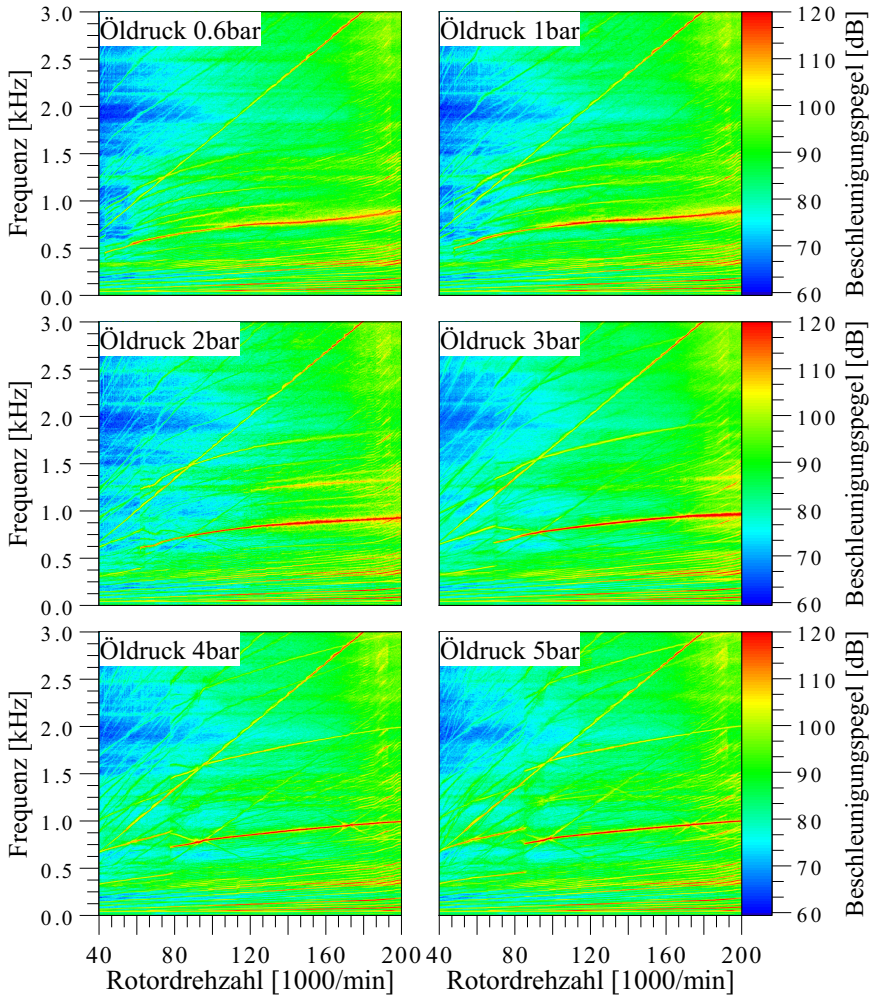
vanten Drehzahlbereich beeinflussen lässt (Abbildung 6.13). Mit sinkendem Versorgungsdruck lässt sich der Pegel des Konstanttons ab Drehzahlen von 120 000 U/min um über 10 dB reduzieren. Gegenüber der Basisvariante ist in diesem Bereich eine Verbesserung von mindestens 6 dB erzielbar.

Eine signifikante Beeinflussung der 1. Rotorordnung ist dabei nicht zu erkennen. Ihr Pegel ist bei allen Messungen nahezu unverändert und garantiert so einen sicheren und stabilen Rotorlauf auch bei niedrigen Öldrücken. Ihr Einfluss auf den Konstantton soll in Abschnitt 6.2.3 gezielt untersucht werden.

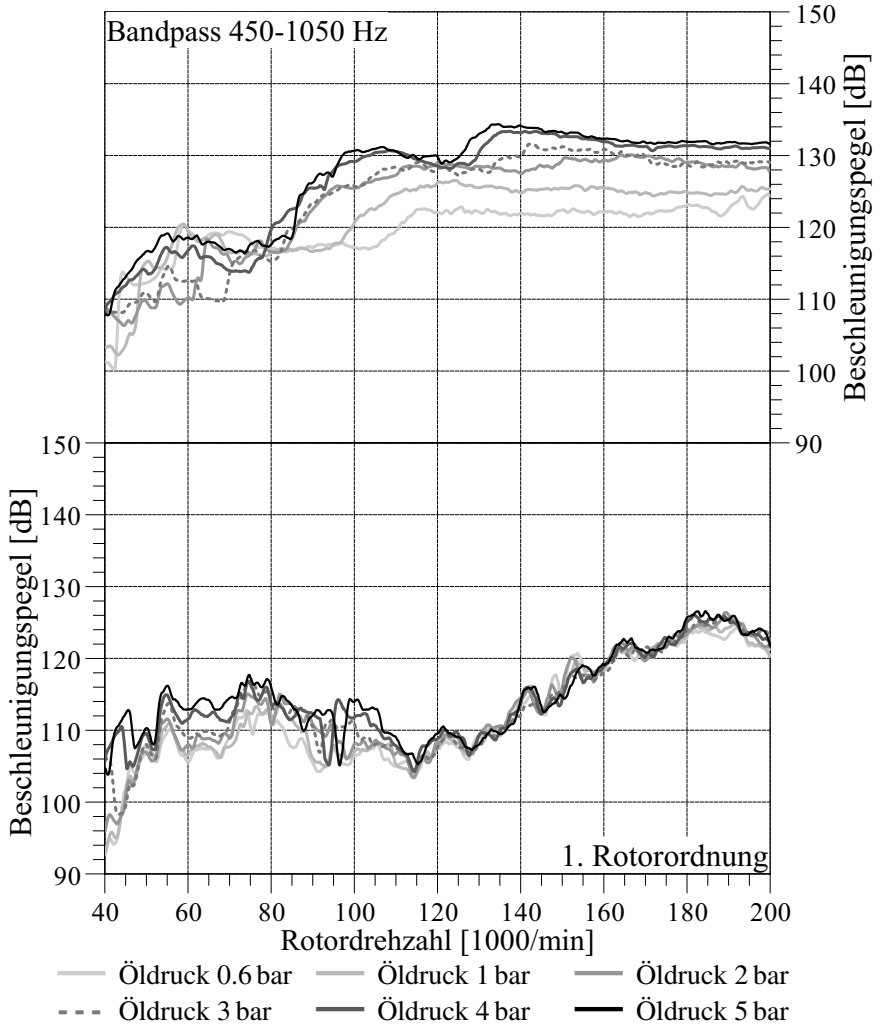


**Abbildung 6.11:** Einfluss des Öldrucks auf den Ölmassenstrom bei 80 °C

Die APS bestätigen den Zusammenhang zwischen dem Sprung der verdichtenseitigen Buchsendrehzahl und dem Einsetzen des Konstanttons. Je niedriger der Versorgungsöldruck ist, desto früher erfolgt der Sprung in der Buchsendrehzahl (Abbildung 6.10 oben) und der Konstantton setzt ein (Abbildung 6.12).



**Abbildung 6.12:** Auswirkungen des Öldrucks auf den gemittelten Körperschall



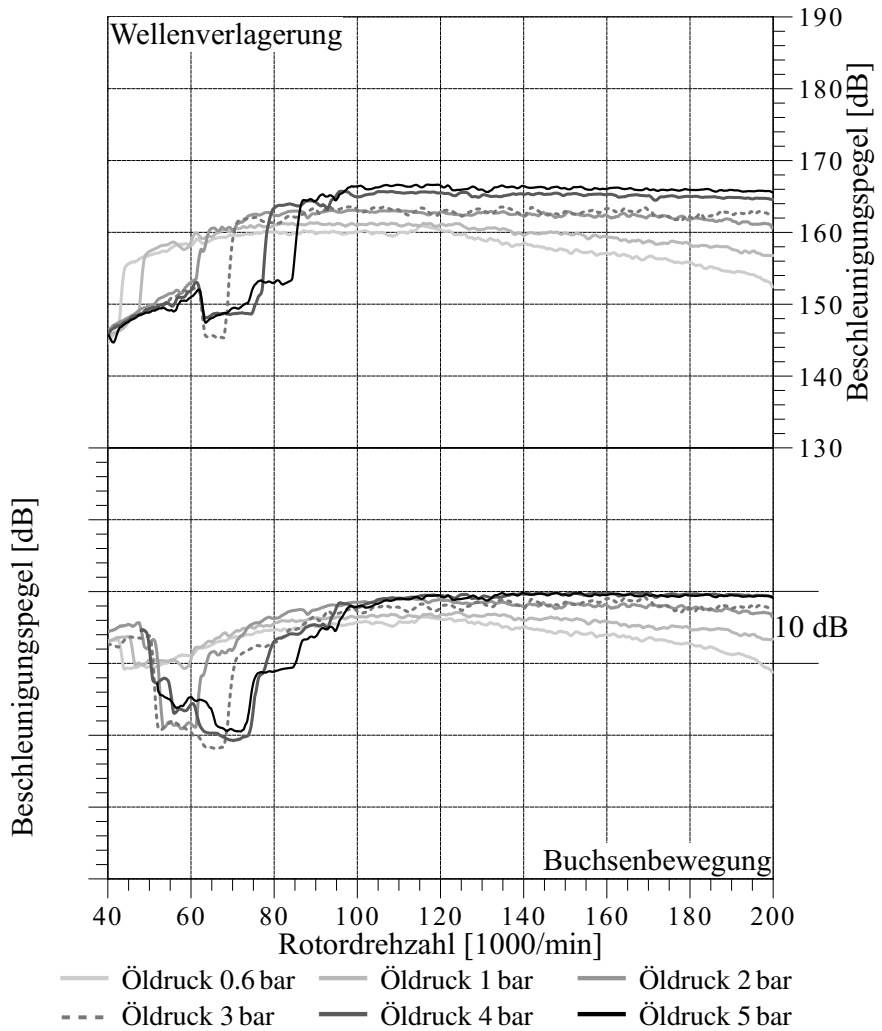
**Abbildung 6.13:** Einfluss des Öldrucks auf den Konstantton und die 1.Ordnung bei 80 °C im gemittelten Körperschall

**Tabelle 6.3:** Eckpunkte der Frequenzen der Sub1 und Sub2 im APS

Öldruck [bar]	Rotordrehzahl bei Sprung [1000/min]	Freq. Sub1 bei Startdrz. [HZ]	Freq. Sub1 vor Sprung [HZ]	Freq. Sub2 nach Sprung [HZ]	Freq. Sub2 bei Enddrz. [HZ]
0.6	43.0	-	-	456	896
1	47.9	304	344	504	896
2	61.6	312	396	616	932
3	69.0	324	420	668	968
4	77.2	336	444	720	996
5	84.4	340	460	764	1004

Überträgt man das Analyseverfahren des Körperschalls auf die doppelt differenzierten und über die vier Messpositionen gemittelten Signale der Wegmessensoren für die Wellenverlagerung, so ergibt sich auch hier ein vergleichbares Bild (Abbildung 6.14 oben). Deutlicher als im Körperschall erkennt man hier beim Auftreten des Sprunges in der Buchsendrehzahl einen signifikanten Anstieg des Bandpasspegels. Im hohen Drehzahlbereich ist die Höhe der Pegel ebenfalls entsprechend des Versorgungsöldruckes gestaffelt. Ein niedriger Versorgungsöldruck wirkt nicht etwa dämpfend auf die Übertragung der Schwingungen vom Rotorschaft über den inneren und äußeren Schmierfilm und die Schwimmbuchse hinweg, sondern es ergeben sich direkt niedrigere Amplituden in der Wellenverlagerung des Rotors.

Die Sensoren der Buchsenrotation liefern qualitativ ein vergleichbares Ergebnis (Abbildung 6.14 unten). Auch die Amplitude der Bewegung der Schwimmbuchse nimmt bei hohen Rotordrehzahlen mit sinkendem Öldruck ab.



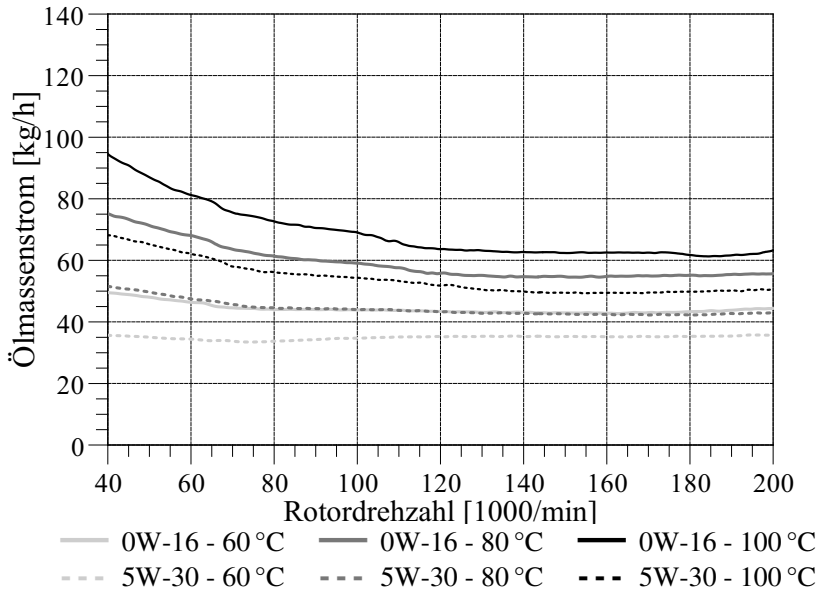
**Abbildung 6.14:** Einfluss des Öldrucks auf den Konstantton in der Wellenverlagerung und in der Buchsenbewegung

### 6.2.2 Einfluss der Öltemperatur und Ölviskosität

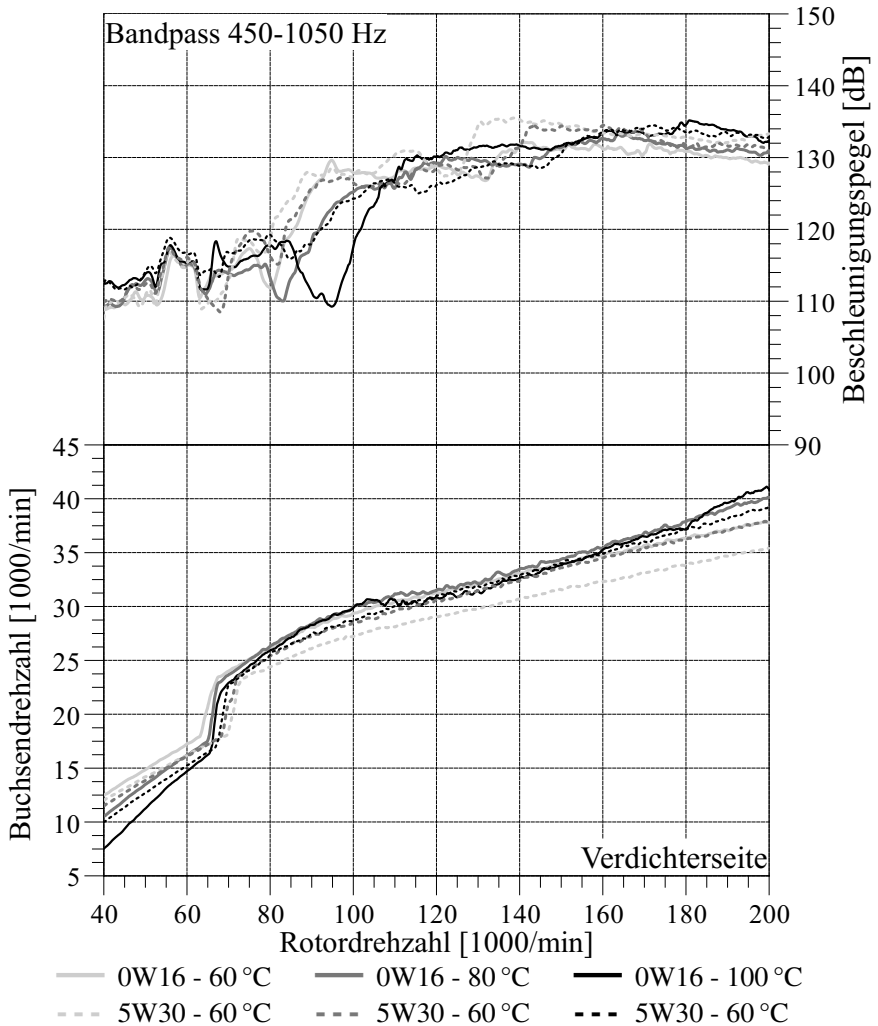
Die Öltemperatur war neben dem Versorgungsöldruck der zweite Betriebsparameter, der bei allen Varianten mit variiert wurde. Ausgehend von der bei der Wuchtung typischen Öltemperatur von 80 °C wurde die Temperatur symmetrisch um  $\pm 20$  °C variiert um die Robustheit der getroffenen Maßnahmen bei betriebswarmem Motor abzusichern.

Um dem Sachverhalt Rechnung zu tragen, dass bei zukünftigen Motorprojekten Motoröle mit niedrigerer Viskosität zum Einsatz kommen werden, wird eine Messreihe mit einem niederviskosen SAE 0W-16 gefahren. Dieses ist zum Zeitpunkt der Untersuchungen das Motoröl mit der von der SAE am niedrigsten zertifizierten Viskosität (vgl. Abschnitt 5.3.3 auf S. 48).

Wie zu erwarten, steigt unter konstantem Versorgungsdruck der Ölmassenstrom bei einem Öl niedriger Viskosität und hin zu hohen Temperaturen (Abbildung 6.15)). Betrachtet man die Auswirkungen auf die Buchsendrehzahl



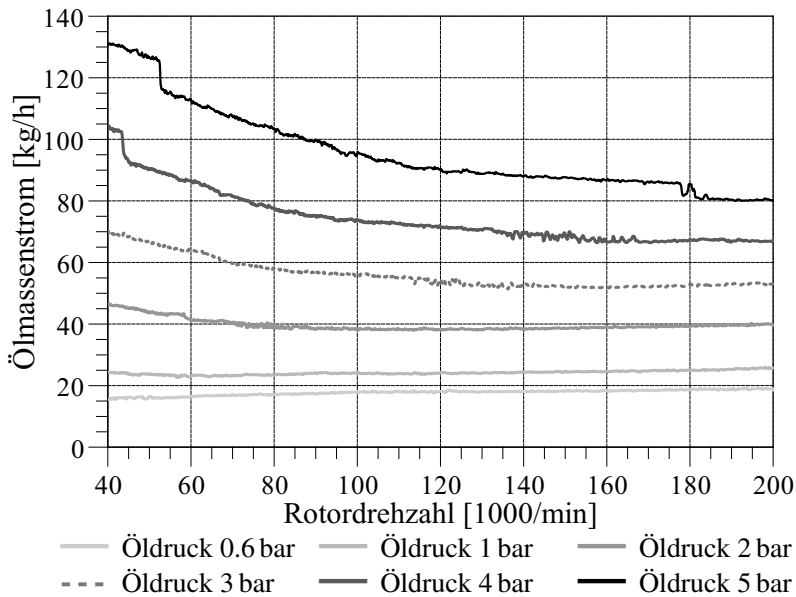
**Abbildung 6.15:** Einfluss der Ölviskosität und -temperatur auf den Ölmas- senstrom bei 3 bar Öldruck



**Abbildung 6.16:** Einfluss der Ölviskosität und -temperatur auf den Konstanton und die Buchsendrehzahl bei 3 bar Öldruck

auf der Verdichterseite, erkennt man zunächst, dass sich der Sprung dabei über der Rotordrehzahl leicht verschiebt. Eindeutige Trends sind hierbei jedoch nicht zu verzeichnen. Legt man das Augenmerk auf den für den Motorbe-

trieb relevanten Drehzahlbereich, zeigt sich, dass die Buchsen mit 0W-16 als Schmieröl minimal schneller drehen als mit 5W-30 (Abbildung 6.16 unten). Dies scheint aber keine systematische Auswirkung auf die Höhe des Pegels des Konstanttons (Abbildung 6.16 oben) zu haben. Die Auswirkungen einer Druckvariation folgen aber den in der Basis gewonnen Erkenntnissen. Je niedriger der Versorgungsdruck ist, desto niedriger ist der Konstanttonpegel. Die Ergebnisse der Öldruckvariationen mit 0W-16 und unter unterschiedlichen Öltemperaturen sind in Anhang A.1 und A.2 dargelegt.

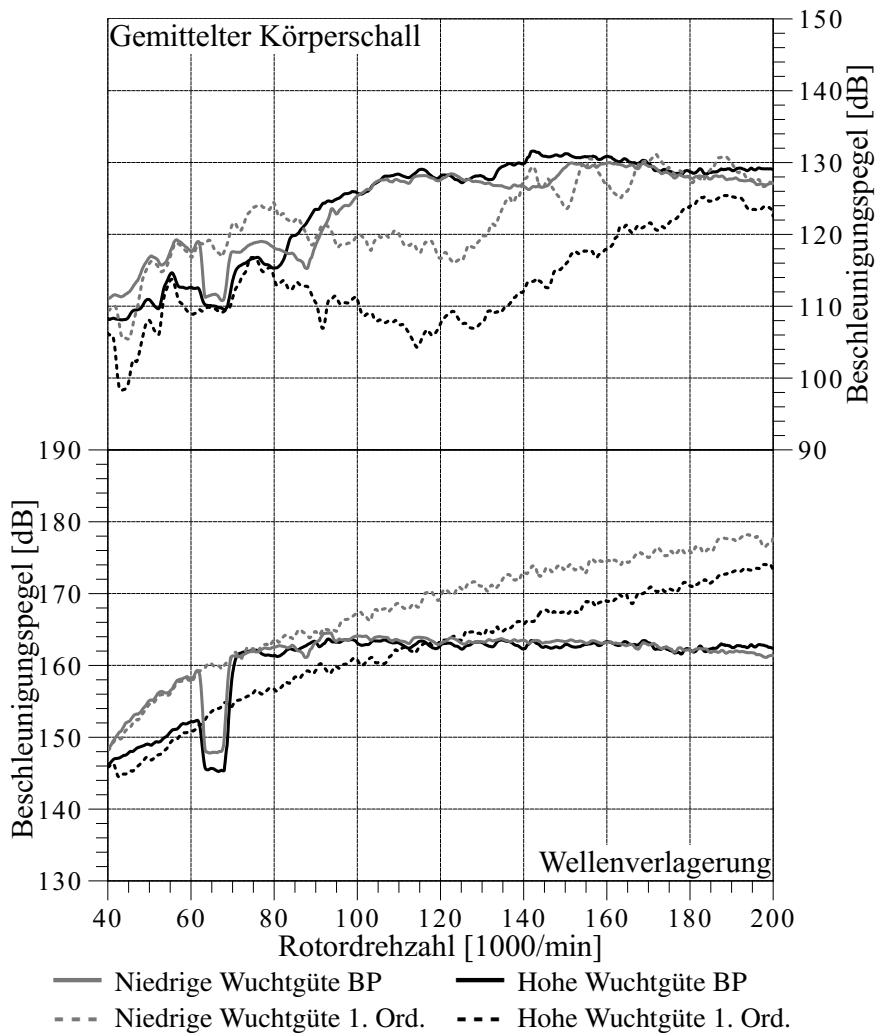


**Abbildung 6.17:** Einfluss des Öldrucks auf den Ölmassenstrom mit 0W-16

### 6.2.3 Einfluss der Wuchtgüte auf den Konstantton

Bei den durchgeführten Untersuchungen wurde durchgehend auf eine hohe, reproduzierbare Wuchtgüte geachtet (vgl. Abschnitt 5.3.4 auf S. 49). Bei der Zielsetzung des Projektes stand der Punkt „Wuchtung“ auch in der Diskussion. ATLS schlechter Wuchtgüte hätten keinen Konstantton, stand als These im Raum. Um diese zu untersuchen, wird eine Variante mit gezielt niedriger





**Abbildung 6.18:** Einfluss der Wuchtgüte auf den Konstantton und 1.Ordnung im gemittelten Körperschall und in der Wellenverlagerung

Wuchtgüte aufgebaut und untersucht. Eine De- und Remontage des ATLs wird für den Aufbau der Variante nicht vorgenommen. Der ATL wird nur auf einen

schlechteren Wert neu gewuchtet. Dadurch sind die Ergebnisse direkt mit der Basisvariante vergleichbar.

Im Körperschall ist bei einer deutlich höheren 1. Rotorordnung keine Verbesserung in der Konstanttonneigung festzustellen (Abbildung 6.18 oben).

Auch beim Bandpasspegel des doppelt differenzierten und über Messpositionen gemittelten Signals der Wellenverlagerung hat eine niedrigere Wuchtgüte keinen Einfluss auf den Konstantton (Abbildung 6.18 unten).

Ob ATLs mit einer noch deutlich geringeren Wuchtgüte auch einen Konstantton haben, darf angezweifelt werden. Wenn die Zentrifugalkräfte auf Grund der Unwucht so hoch sind, dass der Rotor immer außen in seinem Radialspiel läuft ist anzunehmen, dass sich keine subsynchronen Schwingungen ausprägen können. Ein solcher ATL wäre von seinem gesamten akustischen Verhalten auf Grund des Unwuchtpeifens aber als akustisch deutlich schlechter einzustufen.

#### **6.2.4 Einfluss von geförderter Luftmasse und Ladedruck**

Der Luftpfad über den Verdichter wurde so ausgelegt, dass man über eine Drosselklappe wie auch im motorischen Betrieb verwendet wird, den Luftmassenstrom stärker oder schwächer androsseln kann, damit den Ladedruck beeinflusst, und so der Einfluss auf den Konstantton untersucht werden kann (vgl. Abschnitt 5.1.3 auf S. 40). Über eine Variation der DKP lassen sich Luftmassenstrom und Ladedruck nicht unabhängig voneinander einstellen. Ausgehend von der 40 % geöffneten Stellung wurde die Position symmetrisch auf 55 % positiv und 25 % negativ variiert. Dabei wurde darauf geachtet, dass es bei eng geschlossener Drosselklappe und hohen Rotordrehzahlen nicht zu Pumpen über den Verdichter kommt. Die in Abbildung 6.19 dargestellten Verläufe von Luftmassenstrom und Ladedruck stellen sich über der Rotordrehzahl ein. Je weiter die Klappe geöffnet ist, desto höher ist der Massenstrom und es verringert sich der Ladedruck. Eine signifikante Auswirkung auf den Konstantton oder die auftretende Schwimmbuchsendrehzahl konnte nicht gemessen werden (Abbildung 6.20). Auch eine Kombination mit einer Variation der Öltemperatur oder der Wuchtgüte zeigte keine Beeinflussung der Konstanttonneigung.

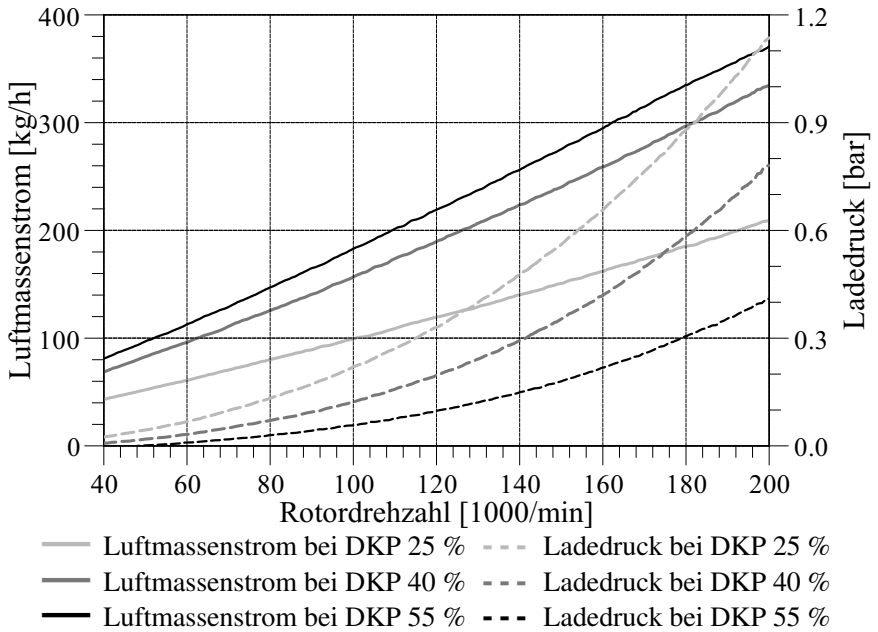


Abbildung 6.19: Einfluss der DKP auf Luftmassenstrom und Ladedruck

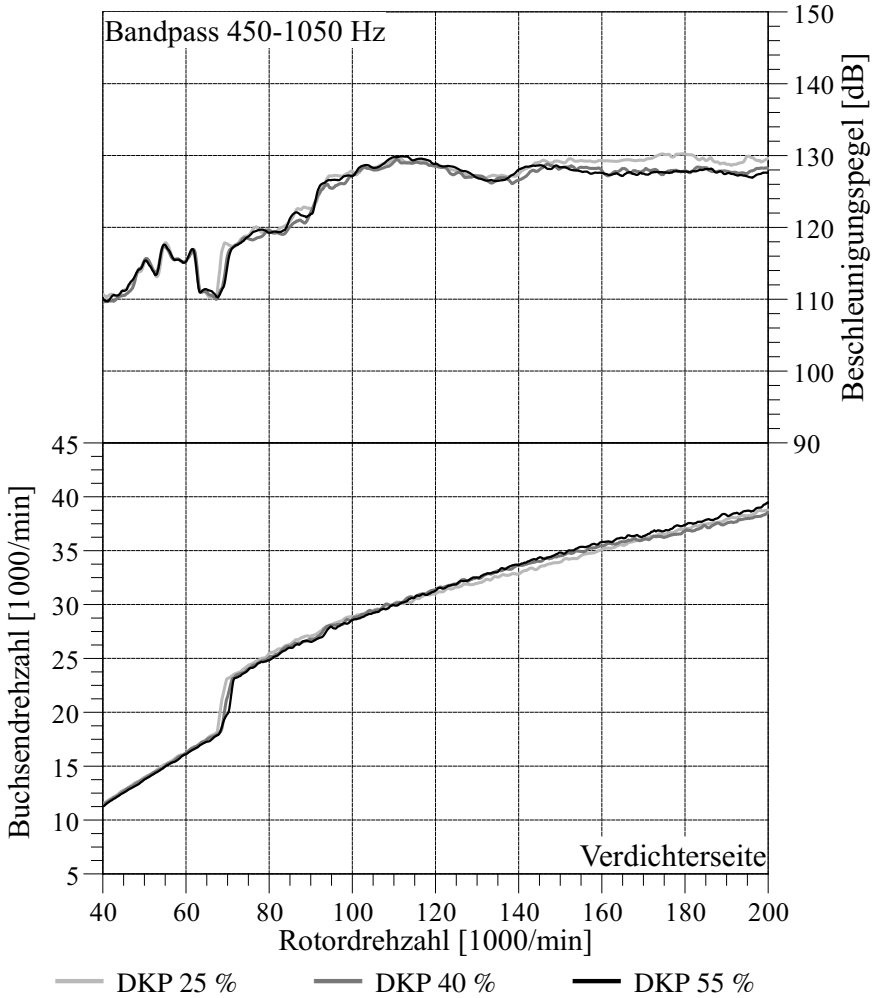


Abbildung 6.20: Einfluss der DKP auf Konstantton und Buchsendrehzahl

### 6.3 Einfluss der Lagergeometrie

Die Messungen der SBL-Varianten zeigen sehr interessante Ergebnisse. Die Lager mit einer umlaufenden Innennut zeigen durchgehend Vorteile gegenüber ihren glatten Pendanten mit vergleichbarer Spielauslegung (Abbildungen 6.21, 6.22 und 6.23 rechts). Durch die Innennut reduziert sich das über den Schmierfilm auf die Schwimmbuchse übertragene Drehmoment, wodurch die Buchsendrehzahlen auf Verdichter- und Turbinenseite deutlich unter das Niveau der glatten Schwimmbuchsen abgesenkt werden (Abbildung 6.24).

Auch bei den Spielvarianten zeigt sich ein eindeutiger Trend. Während ein großes inneres und ein kleines äußeres Lagerspiel eine deutliche Erhöhung der Konstanttonneigung sowohl in den Amplituden der Rotorverlagerung (Abbildung 6.21 oben), im Körper- (Abbildung 6.22 oben) und Luftschall (Abbildung 6.23 oben) zeigt. Reduziert eine Kombination von kleinem Innen- und großem Außenspiel den Konstantton deutlich. Bei vergleichbarer 1. Rotorordnung ergeben sich in den Verläufen des Bandpasspegels des Körperschalls deutliche Unterschiede (Abbildung 6.25). Hier zeigen sich sowohl die Vorteile der Innennut als auch der Spielpaarung Klein/Groß sehr deutlich. Zwischen der besten und der schlechtesten Variante liegen über 10dB im Pegel. Im APS des Luftschalls (Abbildung 6.23 unten) ist der Konstantton nur noch ansatzweise zu erkennen. Auch bei den Buchsendrehzahlen ergibt sich ein eindeutiger Trend: Mit größer werdendem Innenspiel reduziert sich die Buchsendrehzahl. Auch bei Auftreten des Sprungs zeigt sich eine klare Staffelung: Je größer das Innenspiel der Lager ist, um so höher ist die Rotordrehzahl beim Sprung. Die Basisvariante mit ihrem großen Innenspiel und Nominalem Außenspiel hat den Sprung bei der selben Rotordrehzahl wie die Groß/Klein-Variante, wird aber bedingt durch das größere Außenspiel nicht so stark abgebremst und erreicht ein höheres Drehzahlniveau bei hohen Rotordrehzahlen.

In der Basisvariante konnte neben der Sub1 und Sub2 keine Sub3 identifiziert werden. Diese als Instabilität des äußeren Schmierfilms auftretende Schwingform tritt nun mit kleinem Innen- und großem Außenspiel auf. Betrachtet man die APS der Wellenverlagerung, so kann man bei der Lagervariante ohne Nut (Abbildung 6.21 unten links) sehr deutlich das auftreten einer dritten subsyn-

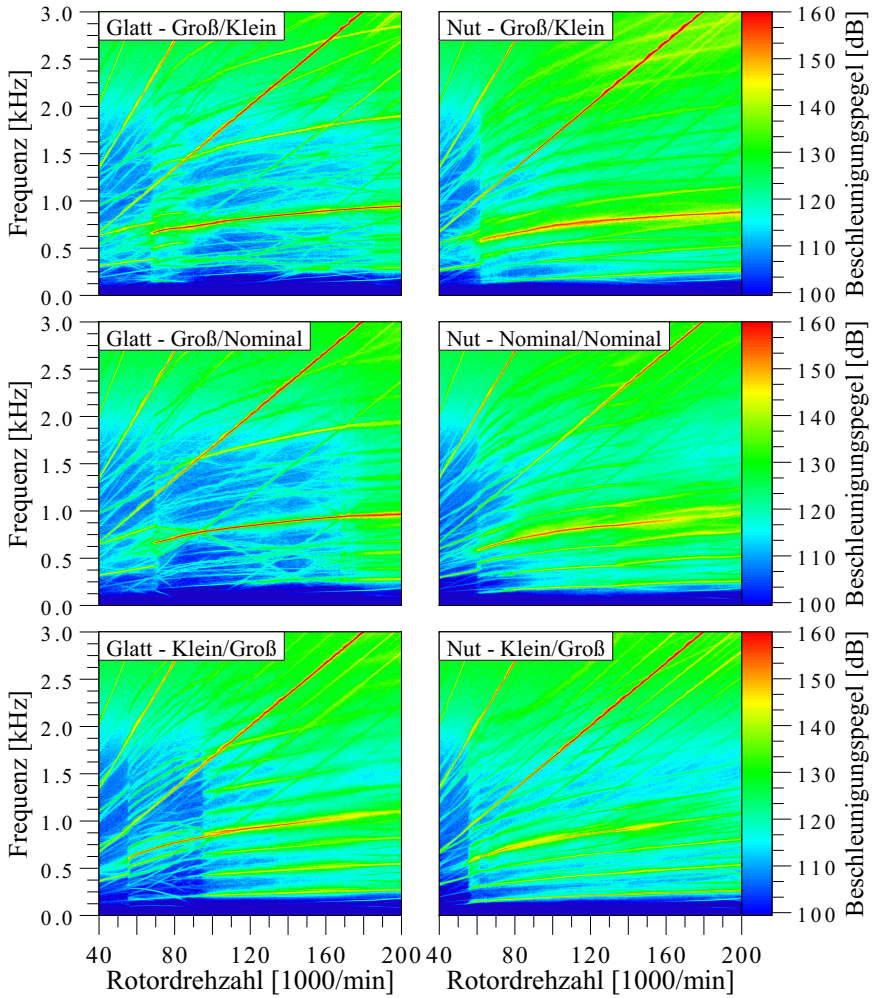


Abbildung 6.21: Geometrieinfluss im APS der Wegsignale

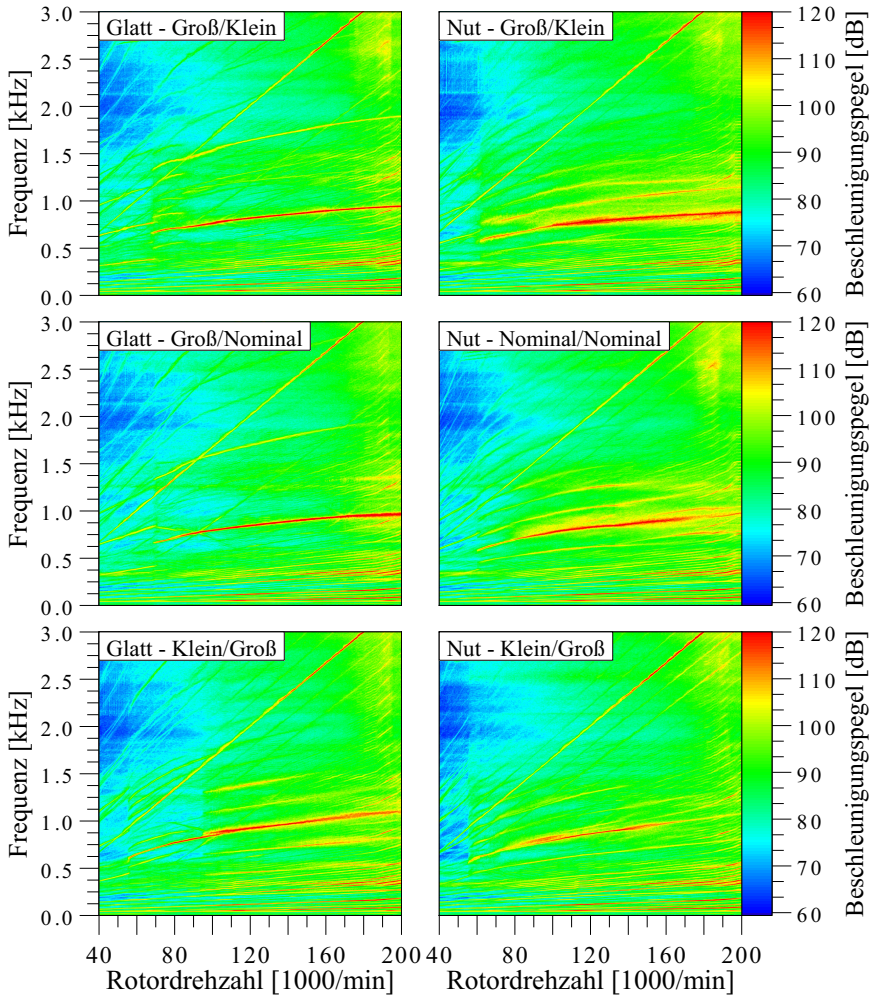


Abbildung 6.22: Geometrieinfluss im APS des Körperschalls

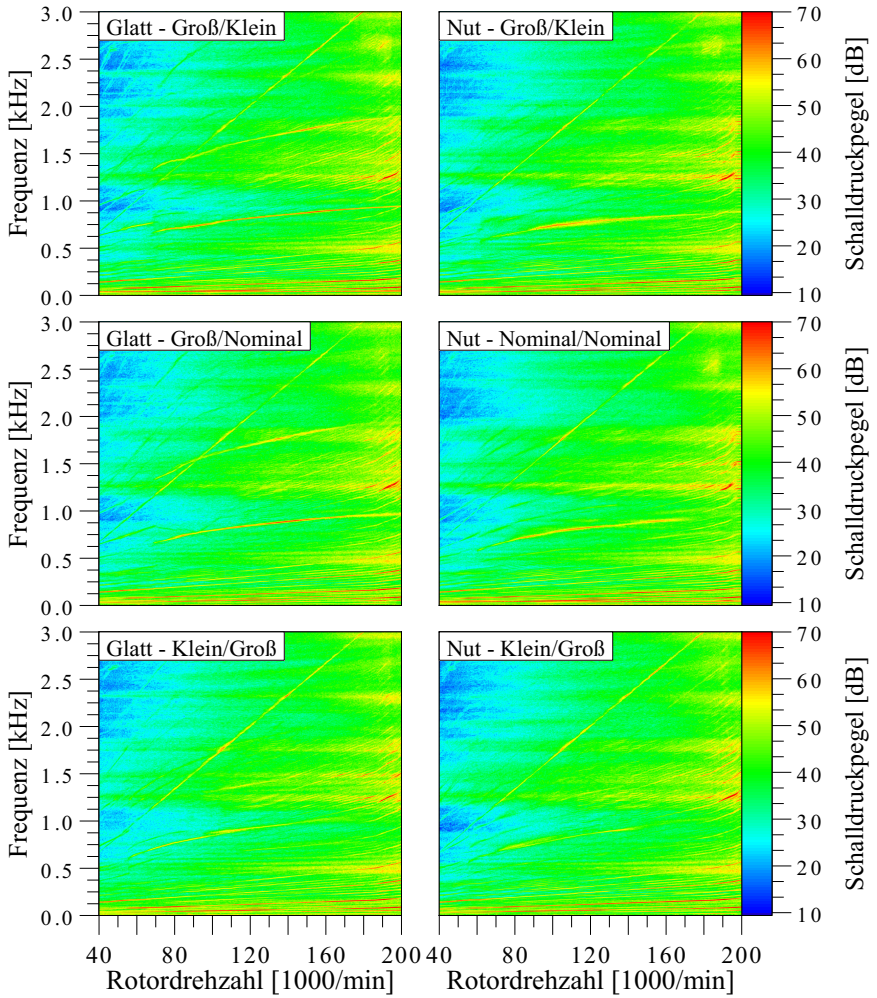


Abbildung 6.23: Geometrieinfluss im APS des Luftschalls



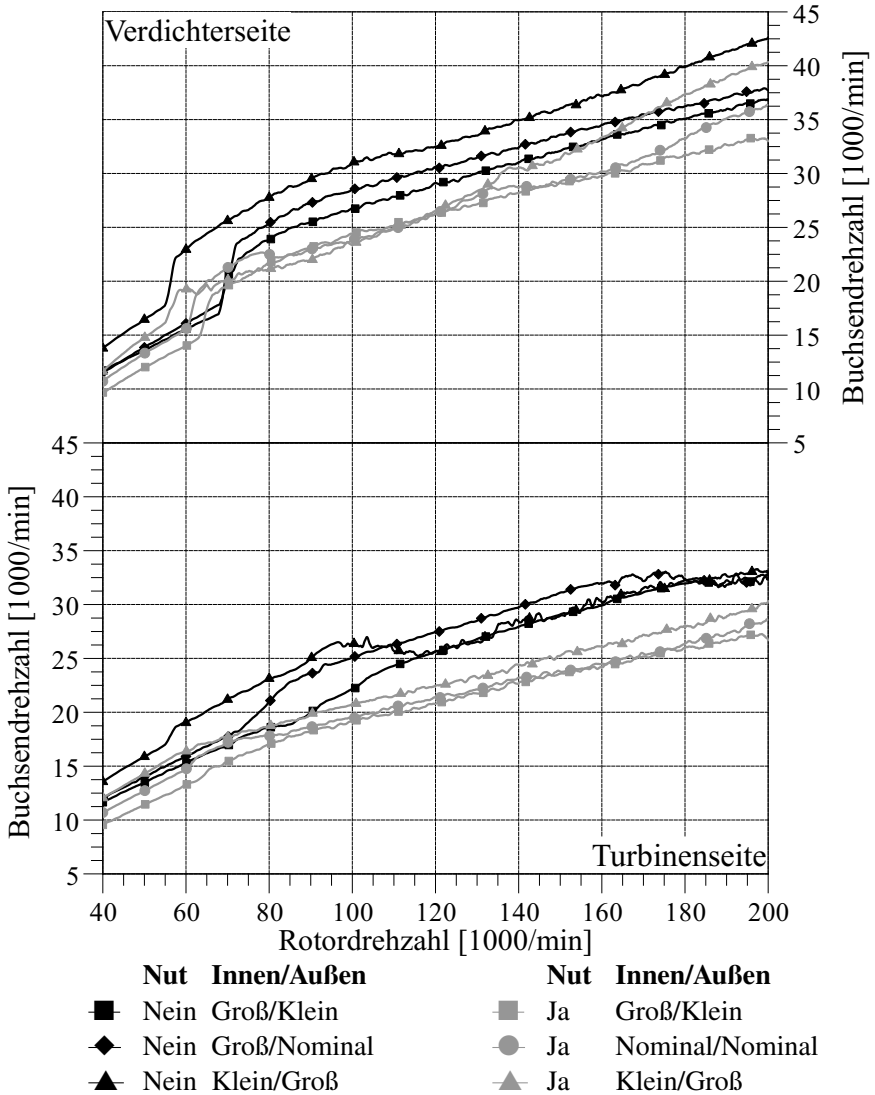


Abbildung 6.24: Geometrieinfluss auf die Schwimmbuchsendrehzahlen

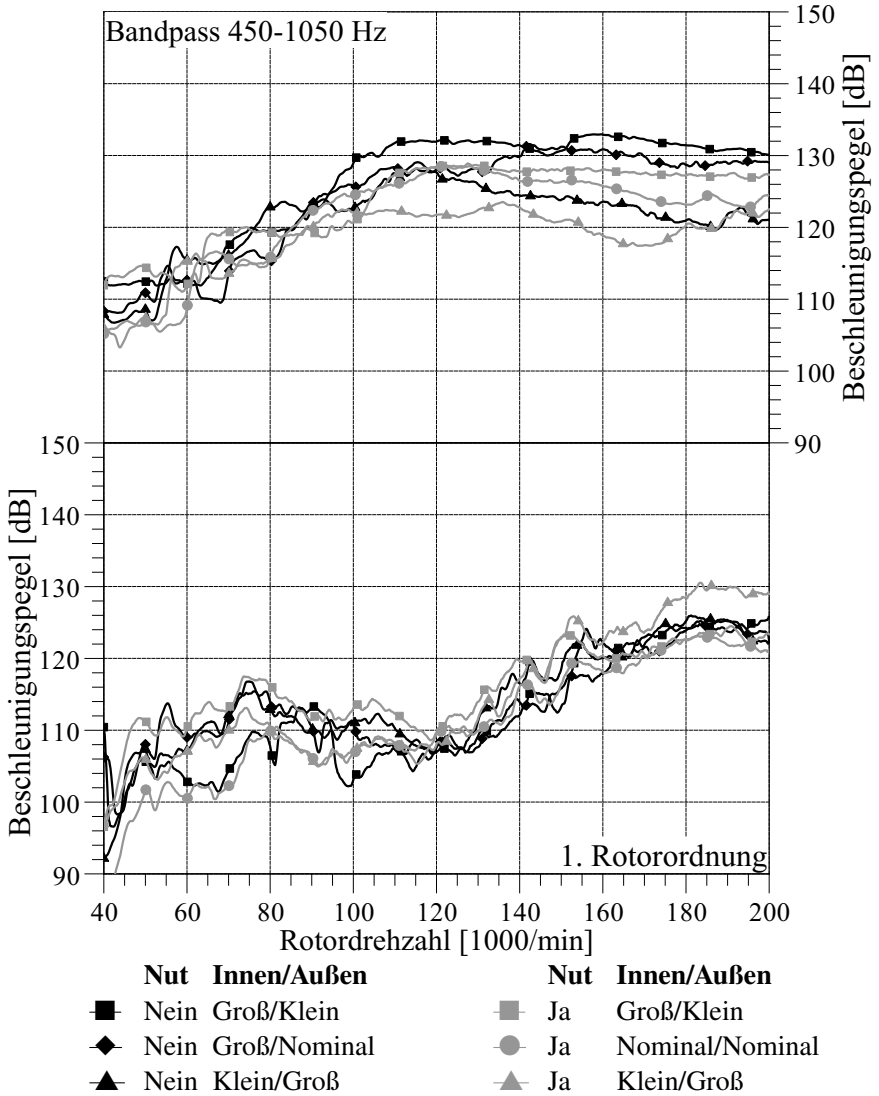
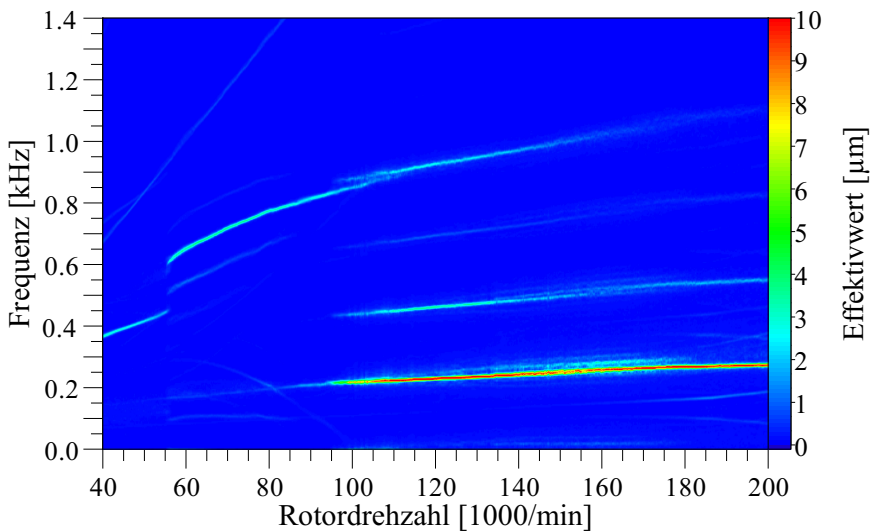


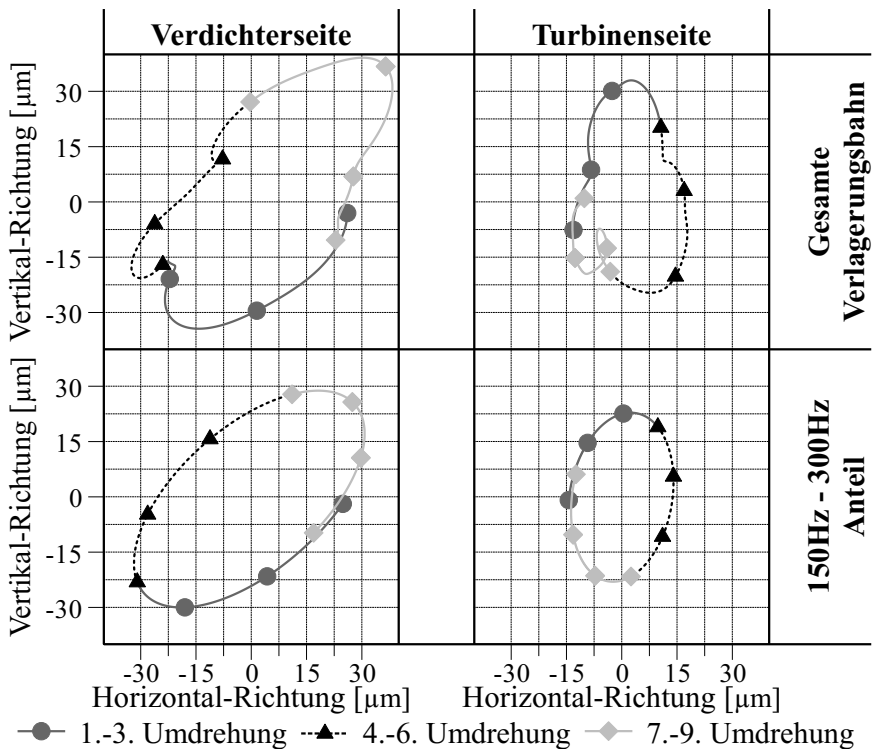
Abbildung 6.25: Geometrieinfluss auf Konstantton und 1. Rotorordnung

chronen Schwingung erkennen. Bis 55 500 U/min ist die Sub1 als konische Gleichlaufmode wie auch bei allen anderen Lagervarianten deutlich zu erkennen. Zeitgleich mit dem Sprung in der Drehzahl des verdichterseitigen Lagers tritt die Sub2 als zylindrische Gleichlaufmode auf und die Sub1 verschwindet. Mit 95 000 U/min setzt die Sub3 mit 218 Hz ein. Sie und sieben Oberschwingungen sind hierbei eindeutig zu identifizieren. Die dritte Oberschwingung hat mit 872 Hz fast dieselbe Frequenz wie die Sub2 mit 840 Hz. Bei dieser Drehzahl ist aber zu Beginn noch eindeutig als ein separates Phänomen zu identifizieren. Mit steigender Drehzahl verbinden sich die dritte Oberschwingung der Sub3 und die Sub2 zu einem nicht mehr trennbaren pegeldominierenden Phänomen. Um eine bessere Trennung der Phänomene vornehmen zu können, ist ein Blick auf das nicht differenzierte Effektivwertspektrum der Verlagerungsbahnsignale (Abbildung 6.26) zielführend, da hier tiefere Frequenzen besser abgebildet werden als im APS der Beschleunigung. Hier ist die Sub3 als Phänomen mit den höchsten Amplituden und einer Frequenz zwischen 220 Hz und 280 Hz eindeutig zu identifizieren. Zunächst treten Sub2 und Sub3 parallel auf,



**Abbildung 6.26:** Effektivwertspektrum der Verlagerungsbahn bei glatten Lagern mit kleinem Innen- und großem Außenspiel

bis die Sub2 zunehmend abklingt und bei ca. 110 000 U/min verschwindet. Danach ist nur noch die dritte Oberschwingung der Sub3 im Frequenzbereich um 1 kHz zu erkennen. Vergleicht man die Verlagerungsbahnen auf Turbinen- und Verdichterseite bei einer Rotordrehzahl vom 120 000 U/min, erkennt man sehr deutlich, dass die Sub3 (Abbildung 6.27 unten) wie in der Literatur beschrieben (vgl. [6], [7] und [56]) als konische Mode auftritt. Aufgrund der höheren Rotordrehzahl und der niedrigeren Frequenz der Sub3 werden nun aber ca. neun Rotorumdrehungen für eine geschlossene Bahnkurve benötigt. Das die Spielpaarung kleines Innen- und großes Außenspiel das entstehen der Sub3 begünstigt, ist so auch von Xavier Robin und Nicolas Driot anhand von



**Abbildung 6.27:** Verlagerungsbahn und der Anteil der Sub3 bei glattem Lager mit kleinem Innen- und großem Außenspiel

Simulationen vorhergesagt worden (vgl. [56]). In dieser Spielpaarung kommt es dann dazu, dass das akustische Phänomen des Konstanttons bei hohen Rotordrehzahlen nicht auf die Sub2, sondern auf die dritte Oberschwingung der Sub3 zurückzuführen ist.

Ein großes äußeres Spiel wirkt dämpfend auf die Rotorschwingungen und ihre Übertragung auf das ATL-Gehäuse. Unabhängig vom Versorgungsöldruck erhöht ein großes Außenspiel den Öldurchsatz durch den ATL, was der Dämpfungswirkung ebenfalls zu gute kommen sollte (Abbildung 6.28).

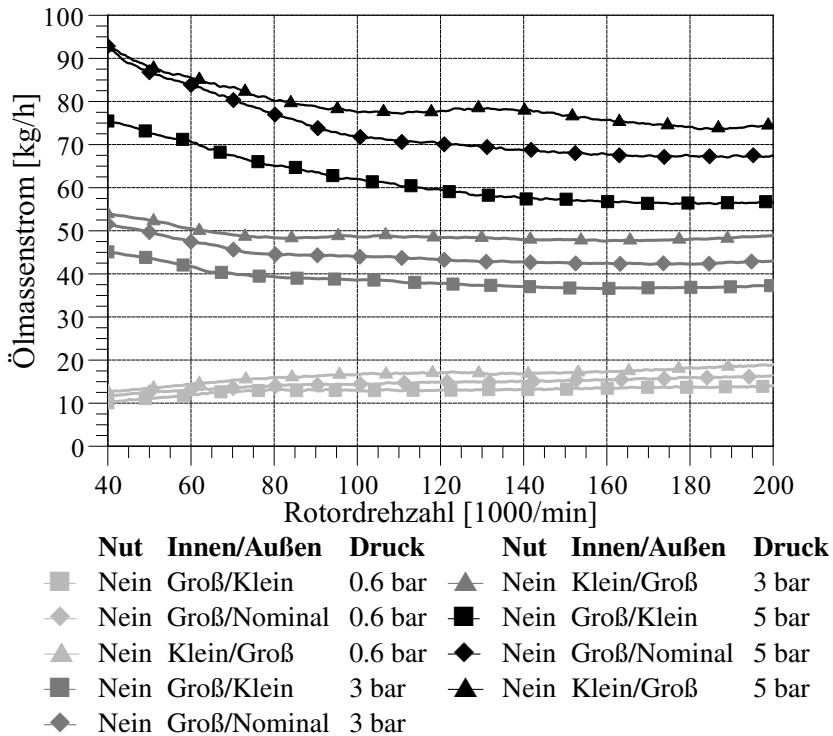
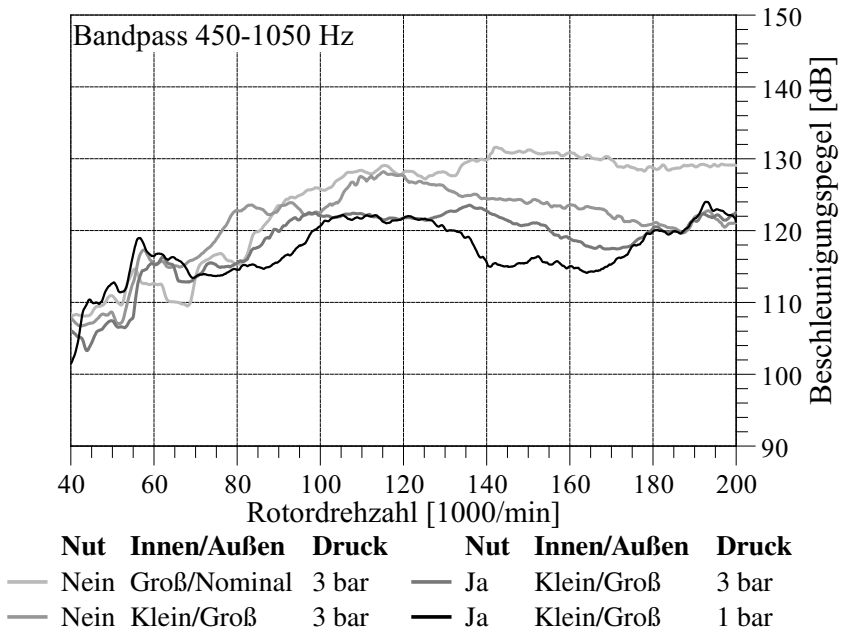


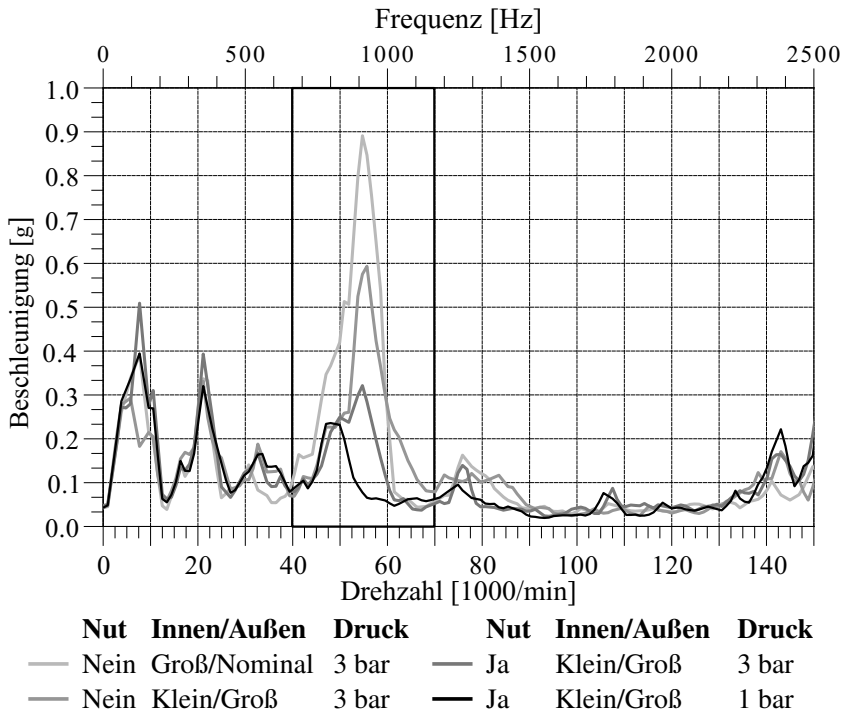
Abbildung 6.28: Geometrie- und Öldruckeinfluss auf den Ölmassenstrom

## 6.4 Kombination der Maßnahmen

Um das maximale Potential der untersuchten Maßnahmen darzustellen, werden ausgehend vom Basiszustand über eine optimierte Spielauslegung, die Realisierung einer umlaufenden Innennut und einer Absenkung des Versorgungsöldrucks die Ergebnisse systematisch zusammengestellt (Abbildung 6.29). Die Optimierung der Spielpaarung hin zu kleinem Innen- und großen Außenspiel liefert im für den Fahrzeugeinsatz wichtigen Drehzahlbereich über 120 000 U/min den größten Beitrag zu einer Verbesserung des Konstanttonphänomens. Mit 6dB im Körperschallpegel reduziert sich die Anregung angrenzender Baugruppen wie Motorblock oder Abgasanlage deutlich. Ergänzt man das optimierte Lagerspiel noch um eine umlaufende Innennut im Schwimmbuchsenlager, kann man das Verbesserungspotential schon bei deutlich niedrigeren Rotordrehzahlen heben und es im oberen Drehzahlbereich sogar noch



**Abbildung 6.29:** Auswirkung der Kombination aller Maßnahmen



**Abbildung 6.30:** Auswirkung der Kombination aller Maßnahmen auf den Peak-Hold-Wert

ausbauen. Ab 180 000 U/min bringt die Innennut, genauso wie eine Reduzierung des Versorgungsöldrucks, kein weiteres Potential zur Verbesserung. Der niedrigere Öldruck ermöglicht es aber im Bereich von 155 000 U/min bis 175 000 U/min den Konstantton um ca. 15 dB gegenüber der Basisvariante zu reduzieren. Auch in der Peak-Hold-Wert spiegelt das Ergebnis deutlich wieder (Abbildung 6.30). Von ursprünglich 0.9 sinkt der Peak-Hold-Wert auf kleiner 0.25, was als wirklich gutes Ergebnis zu sehen ist.

Durch die Kombination der Maßnahmen lässt sich der Konstantton als Störgeräusch im PKW nahezu gänzlich eliminieren.





## 7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit wurden die Entstehung, die Verbreitung und Maßnahmen zur Beeinflussung des an Abgasturboladern auftretenden Konstanttonheulens messtechnisch untersucht. Die Untersuchungen wurden an einem für einen Vierzylinder Ottomotor vorgesehenen ATL im reflexionsarmen Motorprüfstand durchgeführt. Dieser Typ von ATL besitzt auf Verdichter- und Turbinenseite Schwimmbuchsenlager mit rotierender Buchse als radiale Rotorlagerung. In dieser Lagerung können subsynchrone Schwingungen auftreten, zu denen auch der für den Geräuschkomfort des Fahrzeuges relevante Konstantton gehört.

Neben der in der Akustik üblichen Analyse von Luft- und Körperschall wurden Wegmessensensoren im Lagergehäuse des ATLs appliziert, die nach dem Wirbelstromprinzip arbeiten. Diese messen im Betrieb die radiale Wellenverlagerung an beiden Enden des Rotors, sowie die Drehzahlen der rotierenden Schwimmbuchsen. Die Erarbeitung eines Konzepts zur Sensorapplikation, die konstruktive Planung im Computer aided design (CAD), die fertigungstechnische Durchführung der Bearbeitung des Lagergehäuses, die Applikation der Sensorik, sowie deren Kalibrierung sind wesentliche Bestandteile der Untersuchung.

Der ATL ist im Standardfall über den Abgaskrümmen steif an die Motorstruktur angebunden. Auf diesem Weg kommt es zur wechselseitigen Übertragung von Schwingungen zwischen ATL und Motorstruktur. Um die Problematik von Wechselwirkungen oder die fälschliche Analyse von auf der Motorseite entstehenden Sekundäreffekten zu vermeiden, werden die Untersuchungen an einem vom Motor schwingungstechnisch entkoppelten ATL durchgeführt. Hierfür wird der ATL an weichen Federn hängend, durch eine schallabsorbierende Trennwand abgeschirmt, durch Entkoppelemente bezüglich der Körperschallleitung vom Motor isoliert im reflexionsarmen Motorprüfstand aufgebaut. Um in der Wahl der Betriebsparameter hinsichtlich Öltemperatur und -druck unabhängig von den vom Verbrennungsmotor vorgegebenen Randbedingungen zu sein, wird eine separate Öl- und Kühlwasserversorgung für den ATL aufgebaut. Die Messungen erfolgen in Form von quasistationären Drehzahlhochläu-

fen des Rotors im Rahmen des für den ATL vorgesehenen Betriebsbereichs. Zunächst wird der Serienzustand in Luft- und Körperschall vermessen und die Wuchtgüte auf einer Prototypenwuchtmaschine des Herstellers rückvermessen und dokumentiert, um eine Aussage über eine mögliche Beeinflussung des Phänomens durch die anschließende Applikation der Messtechnik treffen zu können. Da bei der Rückvermessung eine sehr hohe Wuchtgüte des ATLs gemessen wurde, sind alle späteren Varianten mit Ausnahme einer Variante mit gezielt verschlechterter Unwucht immer auf eine dem Serienzustand vergleichbaren Wuchtgüte gewuchtet. Im Anschluss an die Vermessung des Serienzustandes wird der ATL demontiert, das Lagergehäuse mittels Elektroerosion bearbeitet, die Sensorik eingeklebt, kalibriert, der ATL remontiert und auf der Prototypenwuchtmaschine neu gewuchtet. Der mit dem vollen Sensorumfang ausgerüstete ATL wird dann der für alle Varianten als Referenz geltenden Basismessung unterzogen. Ein Vergleich dieser mit dem vermessenen Serienzustand zeigt keine relevanten Änderungen in Luft- und Körperschall. Die Ergebnisse zeigen, dass die subsynchronen Schwingungen wie erwartet ihren Ursprung in der radialen Rotorbewegung haben. Diese Schwingungen werden über die Lagerung hinweg an das Lagergehäuse und angrenzende Strukturkomponenten, wie das Verdichter- und Turbinengehäuse, übertragen und von dort als Luftschall emittiert. Im Basiszustand können zwei nicht zeitgleich auftretende Rotorschwingformen identifiziert werden. Zum Zeitpunkt des Wechsels von der ersten zur zweiten Rotorschwingform ereignet sich immer ein rapider Anstieg der Buchsendrehzahl der verdichterseitigen Schwimmbuchse. Ebenfalls zeitgleich setzt im Luftschall der akustisch negativ auffällige Konstantton ein. Eine Kohärenzanalyse bestätigt den direkten Zusammenhang zwischen der zweiten subsynchronen Eigenschwingung des Rotors und dem im Luftschall auftretenden Konstantton.

Eine Variation der Betriebsparameter Öltemperatur, -druck, Ladedruck und geförderte Luftmenge zeigt eine starke Abhängigkeit des Konstanttonpegels vom Versorgungsöldruck. Mit einer Reduzierung des Öldrucks lässt sich der Konstantton deutlich gegenüber den Standardbedingungen reduzieren, ohne dabei andere betriebsrelevante Eigenschaften negativ zu beeinflussen. Ein signifikanter Einfluss der anderen Betriebsparameter auf den Konstantton kann nicht aufgezeigt werden. Ebenfalls ohne Einfluss erweist sich eine akustisch vertretbare Reduzierung der Wuchtgüte. Ein oft subjektiv beschriebener Zusammenhang zwischen niedriger Wuchtgüte und dem Ausbleiben des Konstanttons kann

nicht bestätigt werden.

An den Schwimmbuchsen durchgeführte Geometrievarianten zeigen, dass ein großes Innenspiel und ein kleines Außenspiel den Pegel des Konstanttons deutlich erhöhen und die inverse Spielauslegung den Pegel signifikant reduziert. Eine weitere für den Konstantton positive Variante ist eine in der inneren Lagerfläche mittig, radial umlaufende Nut.

Eine Kombination aller positiven Maßnahmen erbringt eine Reduzierung des Körperschallpegels im für den Konstantton relevanten Betriebs- und Frequenzbereiches um ca. 10dB gegenüber dem Basiszustand. Im Luftschall ist die Reduzierung so signifikant, dass der Konstantton keine Rolle mehr für die akustische Bewertung des ATL spielt.

Die grundlegende Gültigkeit des Verbesserungspotentials durch eine Absenkung des Versorgungsöldrucks und die Zusammenhänge zwischen Rotorverlagerung, Schwimmbuchsendrehzahl und Konstantton wurden an einem zweiten, für einen hubraumstärkeren Motor bestimmten ATL ähnlicher Bauart überprüft und bestätigt. Eine Übertragbarkeit auf ATLs mit abweichenden Lagerungskonzepten und stark abweichender Geometrie bleibt zukünftigen Untersuchungen vorbehalten.



# Literaturverzeichnis

- [1] AYMANN, R.: Turbo Charger Noise - Development of a Method for Avoiding Whining Noise of Turbo Chargers / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Juni 2007 (Projekt 866). – FVV Abschlussbericht
- [2] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.): Ottomotor mit Direkteinspritzung und Direkteinblasung. 4. Auflage. Springer Vieweg, 2017. – ISBN 978-3-658-12215-7
- [3] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SCHÄFER, F. (Hrsg.): Handbuch Verbrennungsmotor: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Perspektiven. 8. Auflage. Wiesbaden and s.l. : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017 (ATZ / MTZ-Fachbuch). – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-10902-8>. – ISBN 978-3-658-10902-8
- [4] BASSHUYSEN, R. van (Hrsg.) ; SPICHER, U. (Hrsg.): Ottomotor mit Direkteinspritzung: Verfahren, Systeme, Entwicklung, Potenzial. 3., aktualisierte und erw. Aufl. Wiesbaden : Springer Vieweg, 2013 (ATZ-MTZ-Fachbuch). – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-01408-7>. – ISBN 978-3-658-01407-0
- [5] BORGEEST, K.: Manipulation von Abgaswerten: Technische, gesundheitliche, rechtliche und politische Hintergründe des Abgasskandals. Wiesbaden and s.l. : Springer Fachmedien Wiesbaden, 2017. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-658-17181-0>. – ISBN 978-3-658-17181-0
- [6] BOYACI, A. ; BACKHAUS, K. ; KOCH, R.: Hochlaufsimulation - Mehrkörpersimulation des Hochlaufverhaltens von ATL-Rotoren mit nichtlinear modellierten Schwimmbuchsenlagern / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Juni 2009 (Projekt 912). – FVV Abschlussbericht

- [7] BOYACI, A. ; KNOLL, G. ; SEEMANN, W. ; PROPPE, C. ; KOCH, R. ; BACKHAUS, K.: Hochlauf von Turboladerrotoren in nichtlinear modellierten Schwimmbuchsenlagern. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 71 (2010), April, Nr. 4, S. 280–285
- [8] BOYACI, Aydin: Zum Stabilitäts- und Bifurkationsverhalten hochtouriger Rotoren in Gleitlagern, Karlsruher Institut für Technologie, Dissertation, January 2012
- [9] BRÜEL & KJÆR: Application of B&K Equipment to FREQUENCY ANALYSIS. 2nd Edition. Nærum-Dänemark, 1977. – ISBN 8787355140
- [10] BRÜEL & KJÆR VIBRO SOUND & VIBRATION MEASUREMENT: Microphone Handbook. Nærum-Dänemark. März 1997
- [11] BRÜEL & KJÆR VIBRO SOUND & VIBRATION MEASUREMENT: Piezoelectric Accelerometer Charge Accelerometer — Type 4393, 4393 S and 4393V. Nærum-Dänemark. April 2004
- [12] BRÜEL & KJÆR VIBRO SOUND & VIBRATION MEASUREMENT: ½"Free-field Microphone - Type 4190. Nærum-Dänemark. August 2009
- [13] BRÜEL & KJÆR VIBRO SOUND & VIBRATION MEASUREMENT: Piezoelectric Accelerometer Miniature Triaxial Charge Accelerometers — Types 4326-A and 4326-A-001. Nærum - Dänemark. August 2009
- [14] DANIEL, C. ; NITZSCHKE, S. ; WOSCHKE, E. ; STRACKELJAN, J.: Identifikation des Einfluss konstruktiver Lagerparameter eines in Schwimmbuchsen gelagerten Rotorsystems. In: 10. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen. Technische Universität Berlin, Februar 2013. – ISBN 978-3-940961-60-0
- [15] DELVECCHIO, S. ; LAURENT, B. ; BIANCIARDI, F.: Analyse der Turboladerakustik an einem V8-Motor. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 79 (2018), Mai, Nr. 5, S. 54–58
- [16] DEMMELBAUER-EBNER, W. ; PERSIGEHL, K. ; GÖRKE, M. ; WERSTAT, E.: Der neue 1,5-l-Vier-zylinder-TSI-Motor von Volkswagen. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 78 (2017), Februar, Nr. 2, S. 16–23

- [17] DIN ISO 362-1: Messverfahren für das von beschleunigten Straßenfahrzeugen abgestrahlte Geräusch – Verfahren der Genauigkeitsklasse 2 –Teil 1: Fahrzeuge der Klassen M und N ISO 362-1:2007 + Cor. 1:2009. Juli 2009
- [18] EICHLER, F. ; DEMMELBAUER-EBNER, W. ; THEOBALD, J. ; STIEBELS, B. ; HOFFMEYER, H. ; KREFT, M.: Der neue EA211 TSI@evo von Volkswagen. In: 37. Internationales Wiener Motorensymposium 2016. Düsseldorf : VDI Verlag, 2016
- [19] EUROPÄISCHES PARLAMENT ; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: VERORDNUNG (EG) Nr. 443/2009 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 23. April 2009 zur Festsetzung von Emissionsnormen für neue Personenkraftwagen im Rahmen des Gesamtkonzepts der Gemeinschaft zur Verringerung der CO<sub>2</sub>-Emissionen von Personenkraftwagen und leichten Nutzfahrzeugen
- [20] EUROPÄISCHES PARLAMENT ; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: VERORDNUNG (EU) Nr. 459/2012 DER KOMMISSION vom 29. Mai 2012 zur Änderung der Verordnung (EG) Nr. 715/2007 des Europäischen Parlaments und des Rates und der Verordnung (EG) Nr. 692/2008 der Kommission hinsichtlich der Emissionen von leichten Personenkraftwagen und Nutzfahrzeugen (Euro 6)
- [21] EUROPÄISCHES PARLAMENT ; RAT DER EUROPÄISCHEN UNION: VERORDNUNG (EU) Nr. 540/2014 DES EUROPÄISCHEN PARLAMENTS UND DES RATES vom 16. April 2014 über den Geräuschpegel von Kraftfahrzeugen und von Austauschschalldämpferanlagen sowie zur Änderung der Richtlinie 2007/46/EG und zur Aufhebung der Richtlinie 70/157/EWG
- [22] FRYŠČOK, Tomáš ; ŽATKO, Miroslav: Subsynchronous frequency of a turbocharger rotor. In: Journal of Middle European Construction and Design of Cars 11 (2013), Nr. 2, S. 1–4. – URL <https://www.degruyter.com/downloadpdf/j/mecdc.2013.11.issue-2/mecdc-2013-0006/mecdc-2013-0006.pdf>. – ISSN 1804-9338

- [23] GABRIEL, H. ; LINGENAUER, W. ; RAMB, T.: Der Turbolader mit variabler Turbinengeometrie (VTG) für den neuen Porsche 911 Turbo – ein Meilenstein in der Ottomotorenaufladung. In: ZELLBECK, Hans (Hrsg.): 11. Aufladetechnische Konferenz. Dresden : TU, 2006, S. 233–256
- [24] GIRDHAR, P. (Hrsg.): Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance. Oxford : Newnes, 2004 (Practical professional books from Elsevier). – URL <http://site.ebrary.com/lib/alltitles/docDetail.action?docID=10128091>. – ISBN 9780080480220
- [25] GJIKA, K. ; SAN ANDRÉS, L. ; LARUE, G. D.: Nonlinear Dynamic Behavior of Turbocharger Rotor-Bearing Systems With Hydrodynamic Oil Film and Squeeze Film Damper in Series: Prediction and Experiment. In: Journal of Computational and Nonlinear Dynamics 5 (2010), Oktober. – URL <http://dx.doi.org/10.1115/1.4001817>
- [26] GLAHN, C. ; KLUIN, M. ; HERMANN, I. ; KÖNIGSTEIN, A.: Anforderungen an das Aufladesystem zukünftiger Ottomotoren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 78 (2017), April, Nr. 4, S. 16–23
- [27] GOLLOCH, R.: Downsizing bei Verbrennungsmotoren: Ein wirkungsvolles Konzept zur Kraftstoffverbrauchssenkung. Berlin : Springer, 2005 (VDI-Buch). – URL <http://lib.myilibrary.com/detail.asp?id=61723>. – ISBN 978-3-540-23883-6
- [28] HORI, Y.: Hydrodynamic Lubrication. Tokyo : Springer-Verlag Tokyo, 2006. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/4-431-27901-6>. – ISBN 9784431279013
- [29] HYDROTECHNIK GMBH: HySense QG 1xx. Online. November 2016. – URL <https://www.hydrotechnik.com>
- [30] HYDROTECHNIK GMBH: HySense QG 200 Hochpräzise Zahnrad-Durchflusssensoren. Online. März 2019. – URL <https://www.hydrotechnik.com>
- [31] JONITZ, K.; Liske D.: Geräuschuntersuchung "Konstanttonheulen" an einem Turbolader. Oktober 2009. – Daimler AG



- [32] KIRK, R. G.: Experimental Evaluation of Hydrodynamic Bearings for a High Speed Turbocharger. In: Journal of Engineering for Gas Turbines and Power 136 (2014), Nr. 7, S. 072501. – ISSN 0742-4795
- [33] KLUIN, M. ; GLAHN, C. ; HERMANN, I. ; KÖNIGSTEIN, A.: Variable Turbinengeometrie für Ottomotoren im Volumensegment. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 79 (2018), Mai, Nr. 5, S. 30–36
- [34] KÖHL, W. ; KRESCHEL, M. ; FILSINGER, D.: Experimental and numerical investigations on an automotive turbocharger with a transparent bearing section. In: 11th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Elsevier, 2014, S. 349–359. – ISBN 9780081000335
- [35] KÖHL, W. ; KRESCHEL, M. ; FILSINGER, D.: Modellabgleich eines Turboladerrotors in Schwimmbuchsenlagerung anhand gemessener Schwimmbuchsendrehzahlen. In: 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen (2015)
- [36] KRESCHEL, M.: Instationäres Verhalten von Abgasturboladern, Technischen Universität Darmstadt, Dissertation, 2010
- [37] LAUTERBORN, W. ; KURZ, T. ; WIESENFELDT, M.: Kohärente Optik. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 1993. – ISBN 978-3-642-78264-0
- [38] LÜCKERT, P. ; WALTNER, A. ; RAU, E. ; VENT, G. ; WOLF, H.-C.: Der neue V6-Ottomotor M272 von Mercedes-Benz. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 65 (2004), Juni, Nr. 6, S. 436–452
- [39] LEONETTI, M. ; BARGENDE, M. ; KRESCHEL, M. ; MEIER, C. ; SCHULZE, H.: An Investigation of Sub-Synchronous Oscillations in Exhaust Gas Turbochargers / SAE International. 2015 (2015-24-2531). – SAE Technical Paper Series
- [40] LI, S. ; TUZCU, S. ; KLAUS, M. ; RIENÄCKER, A. ; SCHWARZE, H.: Analyse der Einflüsse der hydrodynamischen Axiallagerung auf das rotordynamische Verhalten eines PKW-Abgasturboladers. In: 11. Internationale Tagung Schwingungen in rotierenden Maschinen. Otto von Guericke Universität Magdeburg, Februar 2015. – Paper-ID 47

- [41] MARUYAMA, A.: Prediction of Automotive Turbocharger Nonlinear Dynamic Forced Response with Engine-Induced Housing Excitations Comparisons to Test Data, Office of Graduate Studies of Texas A&M University, Master Thesis, Dezember 2007
- [42] MERZIGER, Gerhard ; WIRTH, Thomas: Repetitorium der höheren Mathematik: [Bachelor, Diplom, Lehramt ; Fachhochschulen, Universitäten ; Ingenieure, Mathematiker, Physiker ; über 1200 Beispiele und Aufgaben]. 5. Aufl. Springer : Binomi-Verl., 2006. – ISBN 3-923923-33-3
- [43] MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH: Drehzahl-Messsystem für Turbolader DZ135. Ortenburg - Deutschland. Oktober 2008
- [44] MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH: Druckresistente Subminiatur-Wirbelstrom-Wegsensoren EU05(65)/EU05(66)/EU05(74). Ortenburg - Deutschland. August 2008
- [45] MICRO-EPSILON MESSTECHNIK GMBH: eddyNCDT 3300 Berührungslose Wirbelstrom-Wegmessung. Ortenburg - Deutschland. Juli 2012
- [46] MÜRWARD, M. ; KEMMLER, R. ; WALTER, A. ; KREITMANN, F.: Die neuen Vierzylinder-Ottomotoren von Mercedes-Benz. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 74 (2013), November, Nr. 11, S. 832–841
- [47] NEUSSER, H.-J.: The mechanics of the Porsche 6-cylinder bi-turbo engine with VTG. In: AutoTechnology Jahrgang 78 (2007), Mai, Nr. 3, S. 52–55
- [48] NEWKIRK, B. L. ; TAYLOR, H. D.: Shaft Whipping Due to Oil Action in Journal Bearings. In: General Electric Review 28 (1925), S. 559–568
- [49] NGUYEN-SCHÄFER, H.: Aero and Vibroacoustics of Automotive Turbochargers. Berlin and Heidelberg : Springer, 2013. – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-642-35070-2>. – ISBN 978-3-642-35070-2

- [50] NGUYEN-SCHÄFER, H.: Rotordynamics of Automotive Turbochargers. 2nd ed. 2015. Cham and s.l. : Springer International Publishing, 2015 (Springer Tracts in Mechanical Engineering). – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-319-17644-4>. – ISBN 978-3-319-17643-7
- [51] NOWALD, G. ; BOYACI, A. ; SCHMOLL, R. ; KOUTSOVASILIS, P. ; SCHWEIZER, B.: Influence of Circumferential Grooves on the Non-Linear Oscillations of Turbocharger Rotors in Floating Ring Bearings. In: The 14th IFToMM World Congress. Taipei, Taiwan, Oktober 2015. – DOI Number: 10.6567/IFToMM.14TH.WC.OS14.006
- [52] OKAZAKI, Takuro ; HORI, Yukio: The Theory of Oil-Whip in Journal Bearings. In: Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers 21 (1955), 01, S. 125–130
- [53] RAITOR, T.: Schallentstehung bei Radialverdichtern / Forschungsvereinigung Verbrennungskraftmaschinen e. V. Februar 2004 (Projekt 781). – FVV Abschlussbericht
- [54] RAVENSBERGER SCHMIERSTOFFVERTRIEB GMBH: RAVENOL Extra Fuel Economy EFE SAE 0W-16. Werther - Deutschland. März 2017. – URL [http://www.ravenol.de/uploads/tx\\_ravenol/pdf-print/RAVENOL\\_Extra\\_Fuel\\_Economy\\_EFE\\_SAE\\_0W16\\_0.pdf](http://www.ravenol.de/uploads/tx_ravenol/pdf-print/RAVENOL_Extra_Fuel_Economy_EFE_SAE_0W16_0.pdf)
- [55] RÄMMAL, H. ; ÅBOM, M.: Acoustics of Turbochargers / SAE International. 2007 (2007-01-2205). – SAE Technical Paper Series
- [56] ROBIN, X ; DRIOT, N: Investigation of turbocharger structure borne noise using multi-disciplinary strategy. (2013)
- [57] SCHUMANN, M. ; PISCHINGER, S. ; FISCHER, M. ; GÜNTHER, M.: Zuordnung und Bewertung von Motorgeräuschkomponenten. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 79 (2018), September, Nr. 9, S. 70–73
- [58] SCHWEIZER, Bernhard: Oil whirl, oil whip and whirl/whip synchronization occurring in rotor systems with full-floating ring bearings. In: Nonlinear Dynamics 57 (2009), Sep, Nr. 4, S. 509–532. – URL <https://doi.org/10.1007/s11071-009-9466-3>. – ISSN 1573-269X

- [59] STOFFELS, H.: Combustion Noise Investigation on a Turbocharged Spray Guided Gasoline Direct Injection I4-Engine / SAE International. 2005 (2005-01-2527). – SAE Technical Paper Series
- [60] STOFFELS, H. ; SCHROEER, M.: NVH Aspects of a Downsized Turbocharged Gasoline Powertrain with Direct Injection / SAE International. 2003 (2003-01-1664). – SAE Technical Paper Series
- [61] VEIT, J. ; LANGJAHR, P. ; BRANDL, S. ; GRAF, B.: Turbocharger Noise Quality Parameters for Efficient TC Noise Assessment and Refinement / SAE International. 2016 (2016-01-1817). – SAE Technical Paper Series
- [62] VERBAND DER AUTOMOBILINDUSTRIE E. V.: WLTP – Neues Testverfahren weltweit am Start. September 2017. – URL [https://www.vda.de/dam/vda/publications/2017/WLTP...DE/WLTP\\_QA\\_DE.pdf](https://www.vda.de/dam/vda/publications/2017/WLTP...DE/WLTP_QA_DE.pdf)
- [63] WANG, X. (Hrsg.): Vehicle Noise and Vibration Refinement. Woodhead Publishing, 2010. – URL [http://www.ebook.de/product/21918849/vehicle\\_noise\\_and\\_vibration\\_refinement.html](http://www.ebook.de/product/21918849/vehicle_noise_and_vibration_refinement.html). – ISBN 978-1-84569-804-1
- [64] WENZEL, W.: Akustikmaßnahmen für aufgeladene Motoren. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 67 (2006), Mai, Nr. 5, S. 344–351
- [65] WESTERHOFF, M.: Aufladung im Systemverbund. In: MTZ - Motortechnische Zeitschrift Jahrgang 78 (2017), April, Nr. 4, S. 14–15
- [66] WOSCHKE, E. ; GÖBEL, S. ; NITZSCHKE, S. ; DANIEL, C. ; STRACKELJAN, J.: Influence of Bearing Geometry of Automotive Turbochargers on the Nonlinear Vibrations During Run-Up. In: PENNACCHI, Paolo (Hrsg.): Proceedings of the 9th IFToMM International Conference on Rotor Dynamics Bd. 21. Cham : Springer International Publishing, 2015, S. 835–844. – ISBN 978-3-319-06589-2
- [67] ZELLER, P.: Handbuch Fahrzeugakustik: Grundlagen, Auslegung, Berechnung, Versuch. 2., überarbeitete Auflage. Wiesbaden : Vieweg+Teubner Verlag, 2012 (ATZ / MTZ-Fachbuch). – URL <http://dx.doi.org/10.1007/978-3-8348-8657-6>. – ISBN 978-3-8348-1443-2

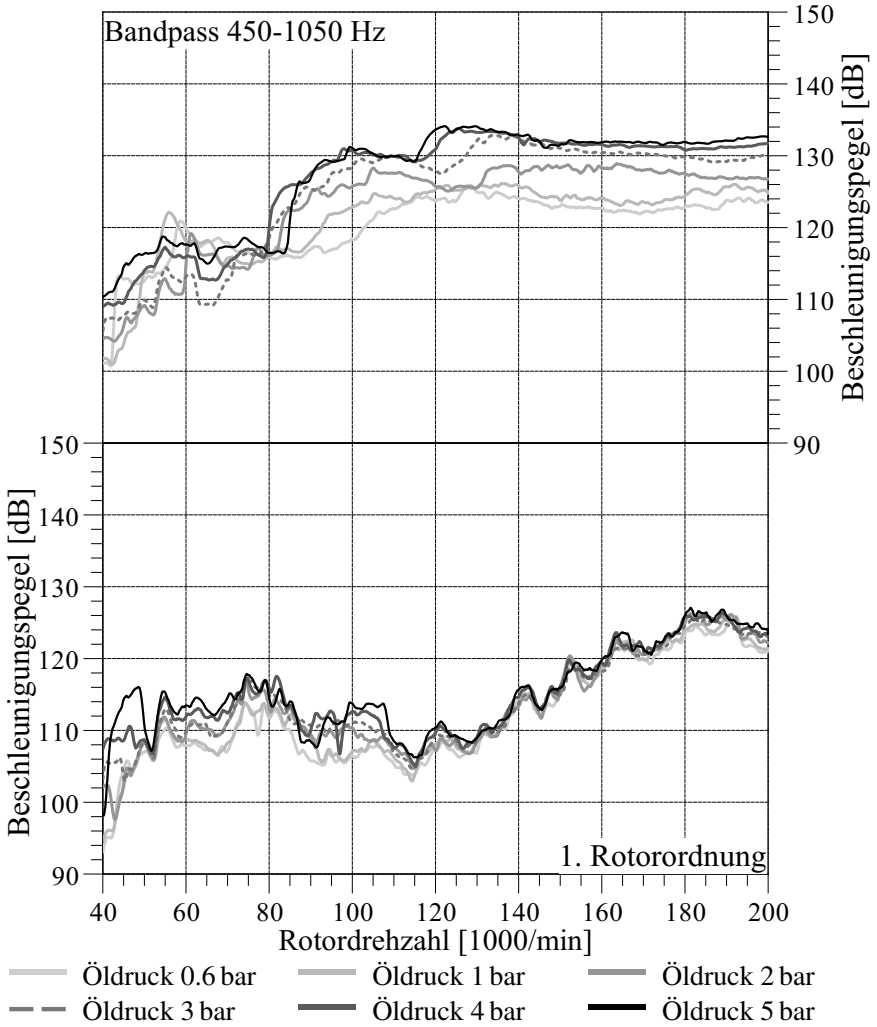
- [68] ZHAN, Z. S. ; YANG, J. ; YANG, J. C. ; LAN, J. ; LIU, G. ; XU, Y. J. ; CAI, J. ; ZHANG, L.: An Investigation on Turbocharger Whine Noise. In: Proceedings of SAE-China Congress 2014: Selected Papers Bd. 328. Berlin, Heidelberg : Springer Berlin Heidelberg, 2015, Kap. 33, S. 313–323. – URL [https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-45043-7\\_33](https://link.springer.com/chapter/10.1007/978-3-662-45043-7_33). – ISBN 978-3-662-45042-0





# Anhang

## A.1 Einfluss des Öldrucks bei geänderter Öltemperatur



**Abbildung A1.1:** Einfluss des Öldrucks auf Konstantton und 1.Ordnung bei 60 °C im gemittelten Körperschall



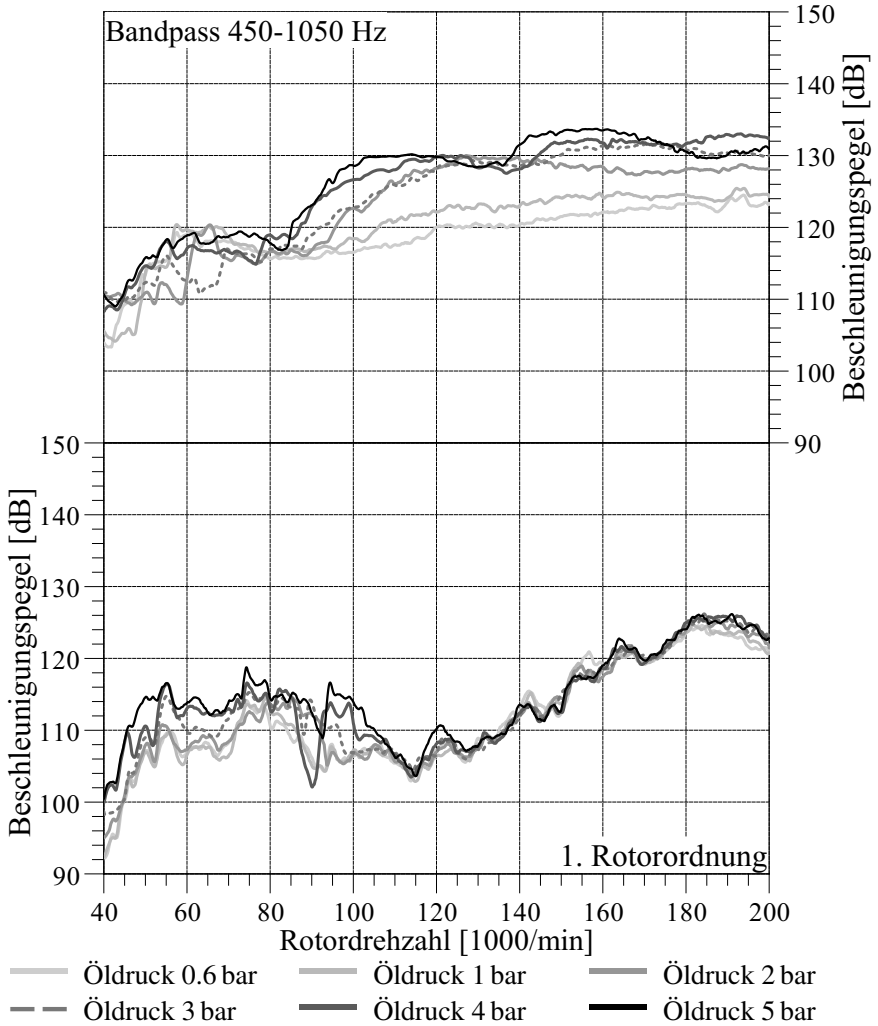


Abbildung A1.2: Einfluss des Öldrucks auf Konstantton und 1.Ordnung bei 100 °C im gemittelten Körperschall

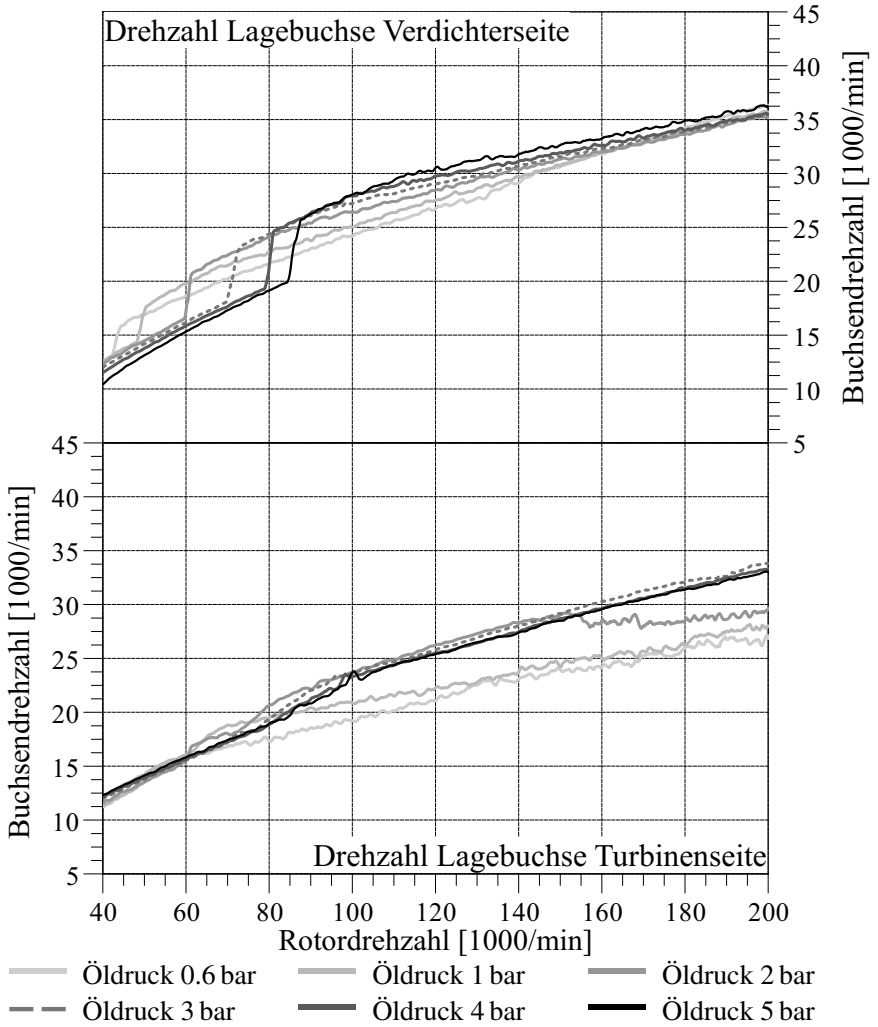


Abbildung A1.3: Einfluss des Öldrucks bei 60 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl

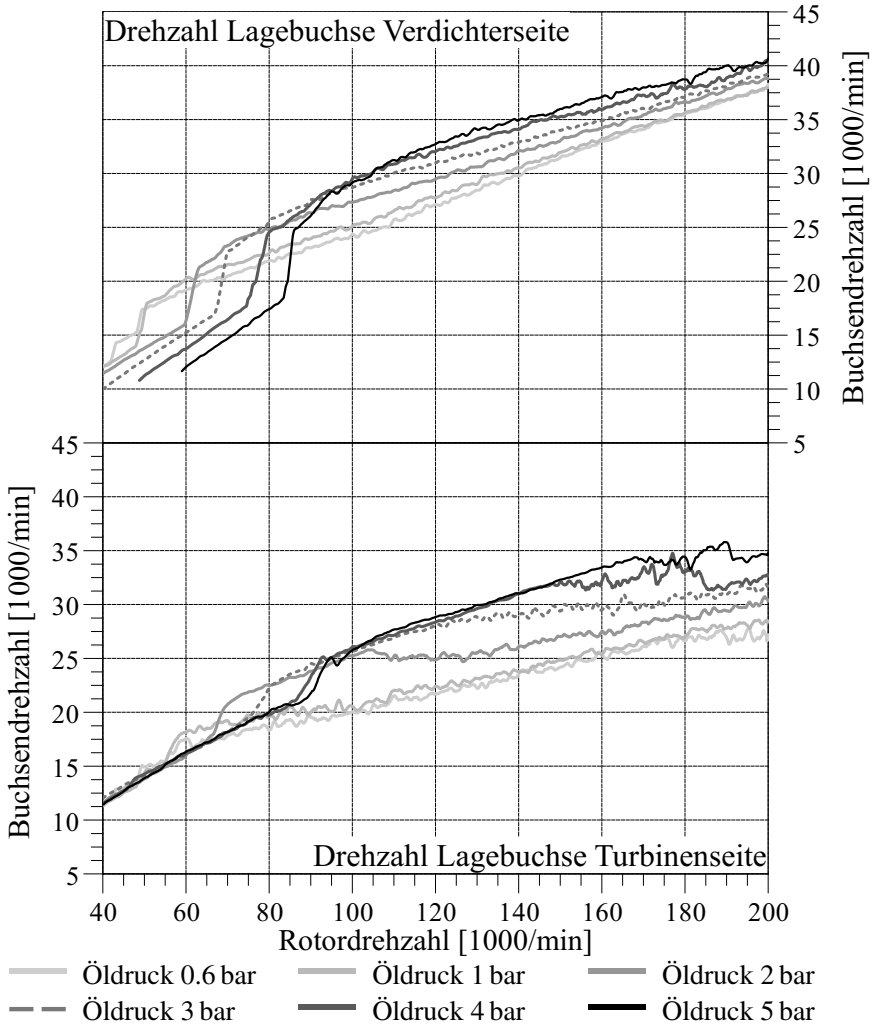


Abbildung A1.4: Einfluss des Öldrucks bei 100 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl

### A.2 Einfluss von Öldruck und -temperatur bei SAE 0W-16

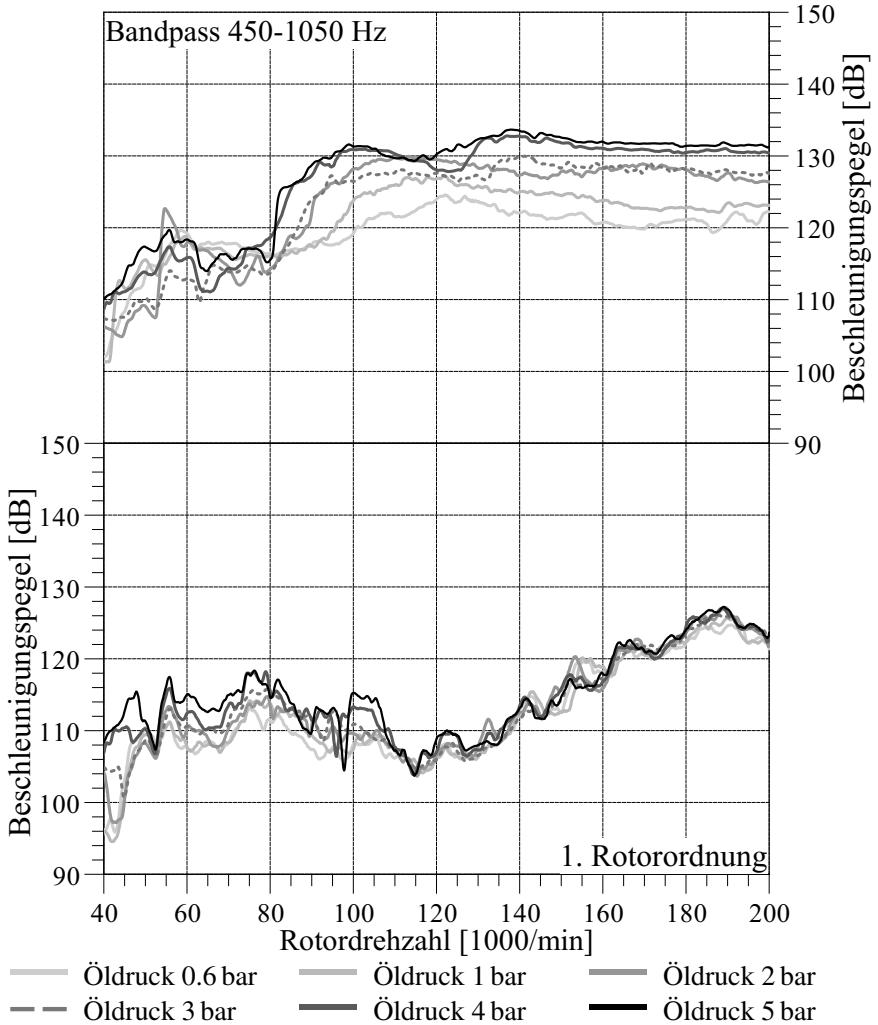
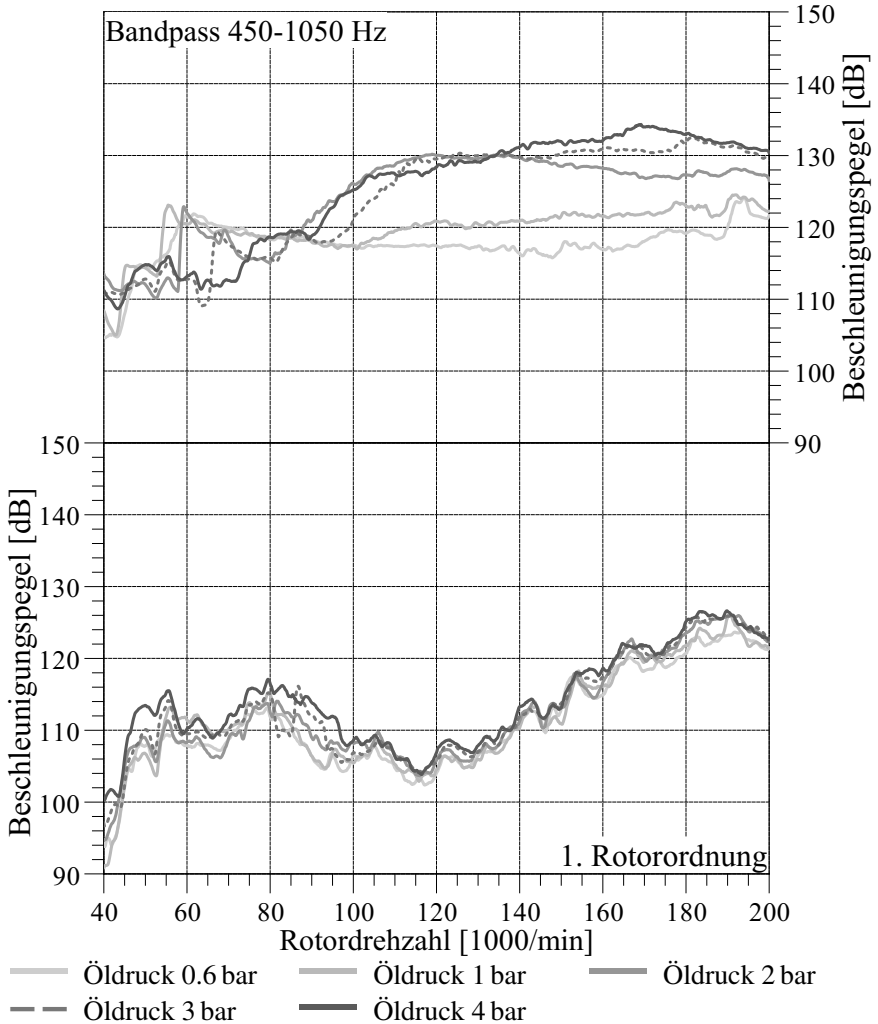


Abbildung A2.5: Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 auf Konstantton und 1.Ordnung bei 60 °C im gemittelten Körperschall



**Abbildung A2.6:** Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 auf Konstantton und 1.Ordnung bei 100 °C im gemittelten Körperschall

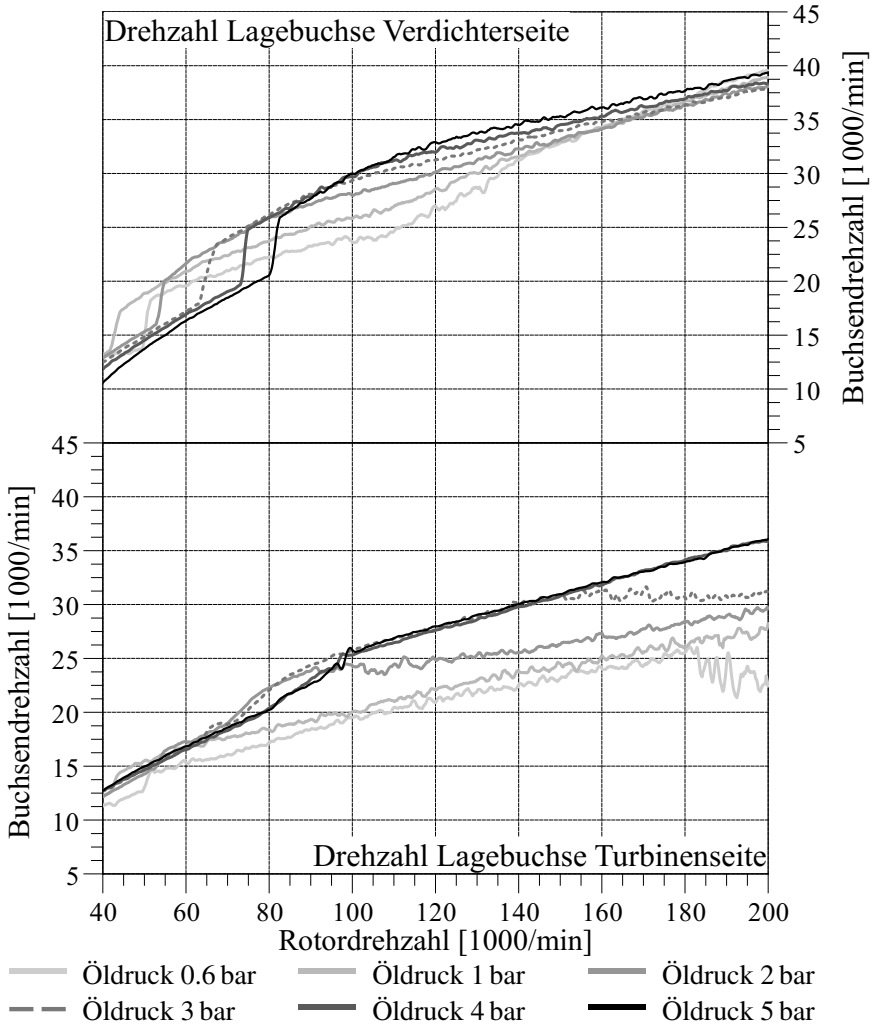


Abbildung A2.7: Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 60 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl

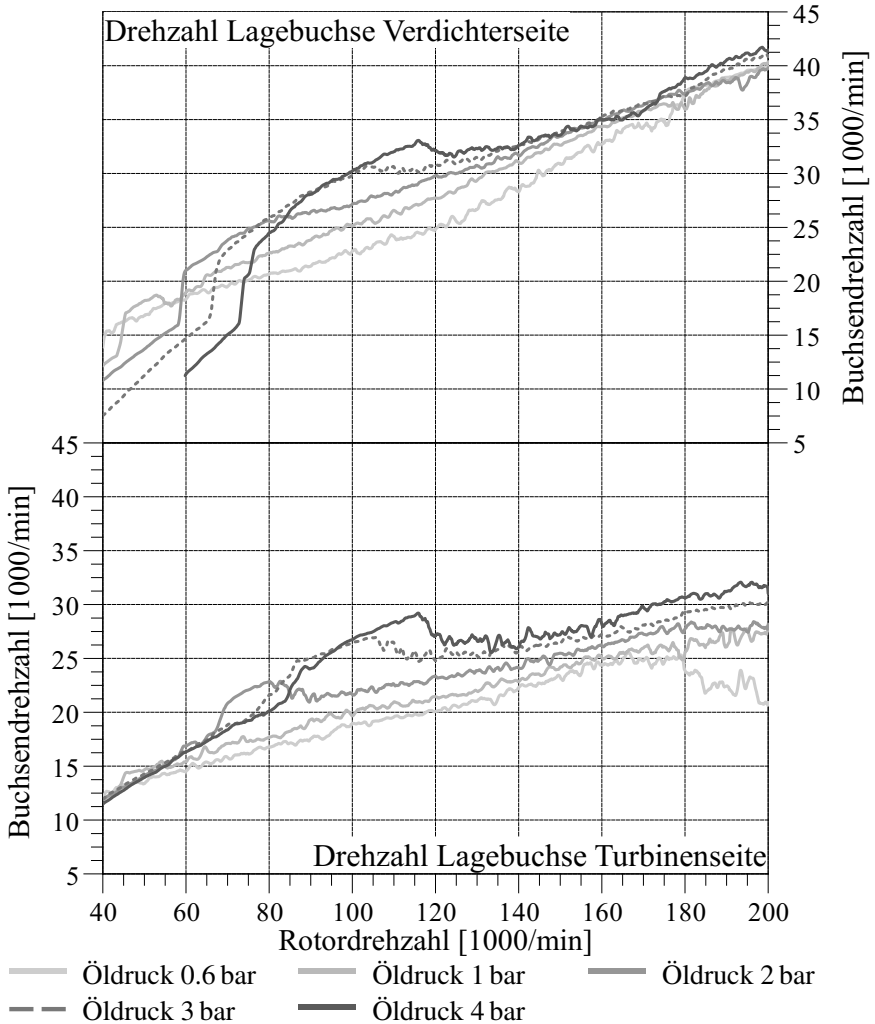


Abbildung A2.8: Einfluss des Öldrucks mit 0W-16 bei 100 °C auf die Schwimmbuchsendrehzahl





# Lebenslauf

## Persönliche Daten

Name	Marco Salvatore Leonetti
Geburtsdatum	17. November 1980
Geburtsort	Stuttgart
Staatsangehörigkeit	deutsch
Familienstand	ledig

## Beruflicher Werdegang

seit 2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Forschungsinstitut für Kraftfahrwesen und Fahrzeugmotoren Stuttgart (FKFS)
-----------	--

## Studium

2003-2007	Diplom Fahrzeug- und Motorentechnik Hauptfächer: Verbrennungsmotoren und Kraftfahrzeuge Universität Stuttgart
2001-2003	Vordiplom Fahrzeug- und Motorentechnik Universität Stuttgart

## Grundwehrdienst

2000-2001	KFZ- & Panzerschlosser Gebirgsanitätsregiment 8 Kempten
-----------	--

## Schulbildung

1997-2000	Abitur Wilhelm Maybach Schule Heilbronn
1991-1997	Mittlere Reife Steinbeis-Schulzentrum Ilsfeld
1987-1991	Grundschule Steinbeis-Schulzentrum Ilsfeld